

## РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ ДЛЯ ПАРЫ ТРЕНИЯ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

*А.В. Загоруйко, канд. техн. наук, доцент;*

*С.Н. Гудков, зав. лаборатории,*

*Сумский государственный университет, г. Сумы*

*В данной работе выполнен численный расчет задачи гидроупругости в торцовом сальниковом уплотнении с гидродинамическими канавками в программном комплексе ANSYS. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее совпадение.*

**Ключевые слова:** *гидроупругость, численное решение, торцовое сальниковое уплотнение.*

*У цій роботі виконаний чисельний розрахунок задачі гідропружності у торцевому сальниковому ущільненні з гідродинамічними канавками в програмному комплексі ANSYS. Порівняння результатів розрахунку та експерименту показало добрий збіг.*

**Ключові слова:** *гідропружність, числовий розв'язок, торцеве сальникове ущільнення.*

### ВВЕДЕНИЕ

Среди контактных уплотнений, которые применяются для герметизации валов химических и центробежных насосов общепромышленного назначения, существенными преимуществами по технико-экономическим показателям обладают торцовые сальниковые уплотнения [1-3].

Для повышения ресурса и герметичности торцовых сальниковых уплотнений необходимо конструктивно влиять на распределение контактного давления в паре трения. Для этого требуется применять конструкции уплотнений с податливым дном и со специальной формой канавок на рабочей поверхности опорного диска, обеспечивая равномерное распределение и уменьшение контактного давления, а также снижение протечек за счет гидродинамической разгрузки и обратного нагнетания части потока из пары трения в уплотняемую среду [4].

В литературе известен целый ряд публикаций по исследованиям конструкций торцовых и манжетных уплотнений [5-10], в которых реализован принцип гидродинамической разгрузки пары трения и обратного нагнетания уплотняемой среды. Разработаны методы численного и аналитического расчетов таких уплотнений [6-14]. Решена задача гидроупругости для податливого подшипника с текстурированной поверхностью вала [15]. Поэтому создание методики расчета различных конструкций торцовых сальниковых уплотнений является на сегодняшний день достаточно актуальной задачей.

В статье представлено решение задачи гидроупругости в торцовом сальниковом уплотнении с гидродинамическими канавками в программном комплексе ANSYS методом последовательных приближений. Получено распределение контактного и гидродинамического давлений по окружности пары трения. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее совпадение.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Торцовое сальниковое уплотнение (рис. 1 а, б, в) представляет собой торцовое механическое уплотнение, пара трения которого состоит из неподвижного опорного кольца 1, выполненного из твердого материала и податливого кольца сальниковой набивки 2, расположенного в обойме 3.

Под действием усилия предварительного поджатия пружин и силы уплотняемого давления создается необходимая контактная нагрузка в паре трения, обеспечивающая герметичность уплотнительного узла на стоянке. При работе уплотнения под действием уплотняемого давления набивка отжимается от опорного кольца, и внешняя нагрузка воспринимается существенно меньшим контактным участком на выходе из уплотнения, который оказывается значительно перегруженным. За счет деформации податливого дна 4 под действием осевой нагрузки обеспечивается перераспределение и выравнивание контактного давления по ширине пары трения торцового сальникового уплотнения.

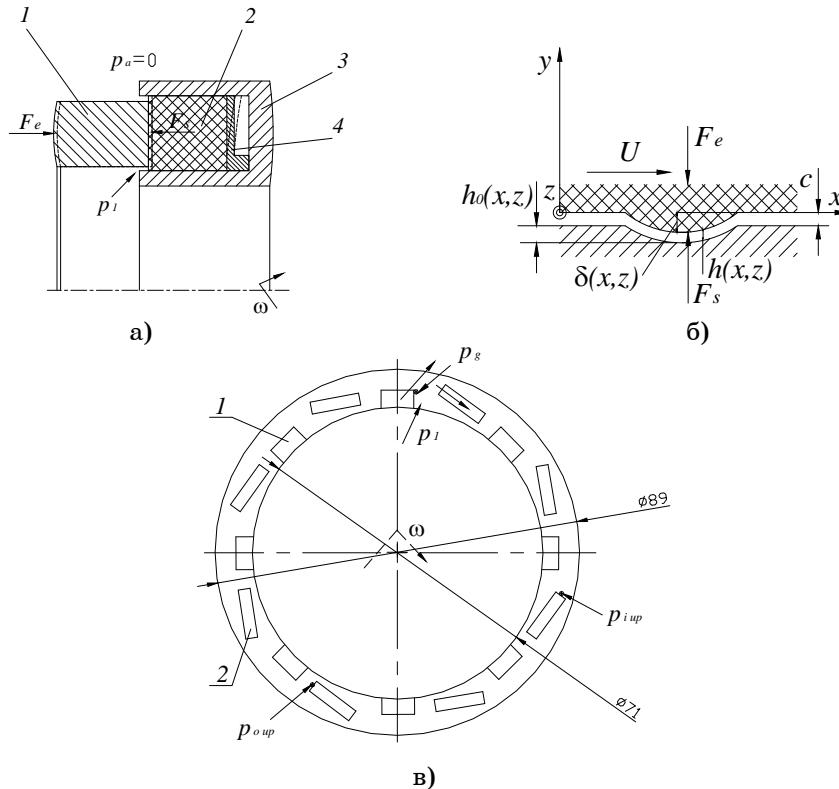


Рисунок 1 - Расчетная схема торцового сальникового уплотнения:  
 а) – пара трения; б) – поперечное сечение пары трения в месте канавки;  
 в) – опорное кольцо

Для создания дополнительной гидродинамической разгрузки и снижения среднего контактного давления в паре трения на поверхности опорного кольца выполнены два типа канавок (рис. 1 в): открытые со стороны уплотняемой среды 1, генерирующие повышенное по сравнению с давлением уплотняемой среды гидродинамическое давление, разгружающее контакт пары трения торцового сальникового уплотнения; и замкнутые канавки 2, которые за счет нагнетания потока в окружном направлении приводят к возврату части протечек обратно в уплотняемую полость. При поджатии обоймы с сальниковой набивкой к опорному кольцу набивка прогибается в местах канавок, образуя на поверхности контакта необходимый профиль, генерирующий при вращении вала избыточное гидродинамическое давление в паре трения. Следует отметить, что в торцовых сальниковых уплотнениях дополнительный гидродинамический эффект достигается за счет податливости набивки и растяжения ее поверхностного слоя.

Для получения распределения гидродинамического давления в паре трения между податливой сальниковой набивкой и опорным кольцом со специальными канавками необходимо совместно решать уравнение Рейнольдса для вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости при ламинарном течении (рис. 1 б):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu h \frac{\partial U}{\partial x},$$

локальный зазор запишется в виде

$$h(x, z) = c + h_0(x, z) - \delta(x, z),$$

где  $c$ ,  $h_0(x, z)$ ,  $\delta(x, z)$  - величина зазора, определяемая эквивалентной шероховатостью предварительно обжаты сальниковой набивки [3]; геометрия поверхности канавки; деформация сальниковой набивки соответственно. И уравнение деформации податливой сальниковой набивки в твердые канавки, записанное в перемещениях, полученное из уравнений обобщенного закона Гука [15]:

$$\left[ \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) + \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \right) u_{kk} \delta_{ij} \right]_j = 0,$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{if } i = j, \\ 0, & \text{if } i \neq j. \end{cases}$$

В данной работе для решения задачи гидроупругости торцового сальникового уплотнения использовались вычислительные возможности программного комплекса ANSYS. Моделировалась сопряженная задача взаимодействия жидкость-деформированное твердое тело FSI (Fluid Solid Interaction). Алгоритм данной задачи заключается в итеративном расчете задач для деформированного тела и для области течения. Решатели ANSYS Structural и CFX могут быть запущены как одновременно, так и друг за другом при выполнении внутреннего цикла. Внешний цикл (MF Time Step) описывает процесс решения сопряженной задачи во времени, а внутренние циклы (Stagger Iteration) контролируют сходимость ANSYS и CFX решений и управляют процессом обмена данными. Используется неявная процедура сопряжения двух решателей при решении FSI-задачи. В нашем случае, в FSI зависимыми переменными являются перемещение сальниковой набивки и сила гидродинамического давления, действующая на элемент поверхности набивки.

В программе ANSYS CFX решаются уравнения Навье-Стокса для ламинарного изотермического течения несжимаемой жидкости. В уравнениях не учитываются объемные силы, рассматривается постоянная вязкость и плотность. Нестационарные уравнения Навье-Стокса и неразрывности могут быть записаны в тензорном виде, соответственно

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \eta \nabla^2 \mathbf{u},$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0,$$

$$\mathbf{u} = (u, v, w).$$

Матрица сопряженного FSI анализа может быть представлена как:

$$\begin{bmatrix} A_{FF} & A_{FS} \\ A_{SF} & A_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{U}, \Delta p \\ \Delta \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_F \\ R_S \end{bmatrix},$$

где  $\Delta U$ ,  $\Delta p$ ,  $\Delta \delta$  - изменение скорости, давления и перемещения соответственно;  $R_F$ ,  $R_S$  - невязки;  $A_{FF}$ ,  $A_{SS}$  - коэффициенты матрицы для жидкостной и твердотельной области;  $A_{FS}$ ,  $A_{SF}$  - коэффициенты матрицы для связанного анализа жидкость-твердое тело. Для твердотельной области решается задача теории упругости.

На рисунке 2 представлен сектор - 1/8 часть геометрии колец торцового сальникового уплотнения и граничные условия для области течения с гидродинамическими канавками и для сектора набивки с податливым дном. В сеточном генераторе ANSYS ICEM CFD созданы два типа сетки: конечно-элементная тетраэдрическая сетка размерностью 19290 элементов (твердотельный 3D элемент SOLID186) и конечно-объемная гексаметрическая сетка размерностью 204523 элементов. Для построения сетки в гидродинамических канавках использовалась специальная Y-Grid блочная структура. Для жидкостной и твердотельной областей задавались граничные условия периодической симметрии. Для жидкостной области задавались открытые граничные условия на входе и выходе из уплотняющей щели, позволяющие в процессе решения задачи втекать и вытекать потоку жидкости из зазора пары трения торцового сальникового уплотнения. Задавалось вращение торцовой поверхности опорного кольца с частотой - 2000 об/мин. Давление уплотняемой среды на входе в торцовую щель - 0,4 МПа. По величине шероховатости предварительно обжаты сальниковой набивки выбирался постоянный эквивалентный зазор равный 1 мкм, величина которого мало зависит от контактного давления [3]. Контактная поверхность фиксировалась таким образом, чтобы набивка могла прогибаться только в месте расположения канавок. Задавался FSI интерфейс между жидкостной и твердотельной областями. Внешняя нагрузка на обойму с сальниковой набивкой задавалась исходя из величины коэффициента нагрузки  $\kappa=1$ . На боковых стенках обоймы задавалось условие отсутствия перемещений набивки в нормальном к поверхности направлении. Модуль упругости сальниковой набивки  $E = 40$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,4$ .

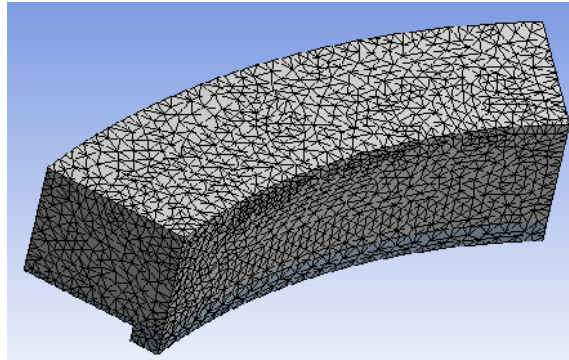
### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА И СРАВНЕНИЕ С ЭКСПЕРИМЕНТОМ

Решалась стационарная задача, результаты которой служили начальными условиями для нестационарного FSI расчета. В процессе расчета контролировались невязки по каждому из установленных в программах ANSYS Mechanical и ANSYS CFX критериев, а также контролировалась стабилизация таких интегральных характеристик, как, например, сила давления, действующая со стороны жидкости на сальниковую набивку.

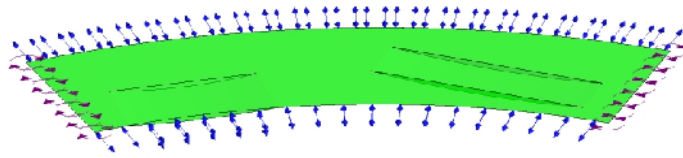
Результаты численных расчетов показали, что в статическом положении, без учета действия уплотняемой среды в зазоре, сальниковая набивка внешней нагрузкой прижата к опорному диску и в результате деформации податливого дна происходит перераспределение контактного давления по ширине пары трения торцового сальникового уплотнения (рис. 3). При этом контактное давление со стороны уплотняемой среды увеличивается, а на выходе из уплотнения уменьшается. При совместном действии гидродинамического давления в зазоре и внешней нагрузки на обойму уплотнения происходит выравнивание и уменьшение контактного давления в паре трения.

Линии тока в торцовом зазоре уплотнительного узла приведены на рисунке 4. Кроме основного потока, в канавках видны обратные токи. На выходе из канавок в зоне сужающегося зазора по направлению движения образуется избыточное давление, обеспечивающее необходимую несущую способность пары трения с минимальным контактным давлением и

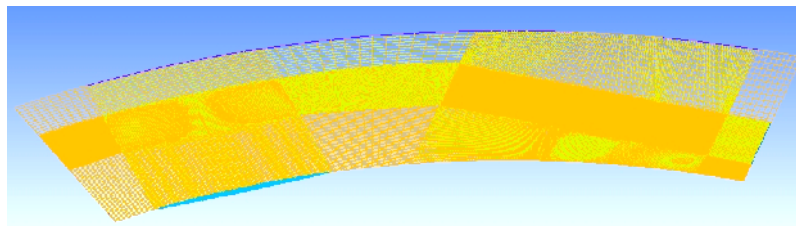
минимальными протечками, соответствующими смешанному режиму трения.



а)



б)



в)

Рисунок 2 - Геометрия, сетка и граничные условия для жидкостной и твердотельной областей торцового сальникового уплотнения

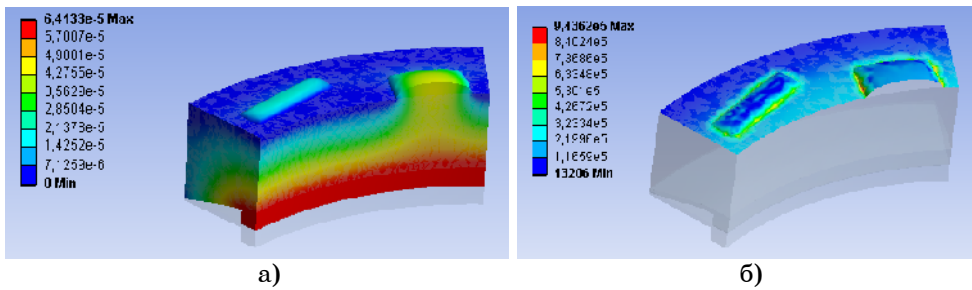


Рисунок 3 - Поле деформаций (м) а) и контактных давлений (Па) б) в торцовом сальнике

Подробная картина линий тока и распределения давления в гидродинамических канавках приведена на рисунке 5.

В эксперименте контролировались основные рабочие характеристики, которые позволяют судить об эффективности уплотнительного узла:

уплотняемое давление  $p_1$ , момент трения  $M_t$ , температура в контакте пары трения  $T$ , величина протечек  $Q$  и частота вращения вала  $n$ . При помощи дренажных отверстий, выполненных на опорном кольце - давление  $p_g$  на выходе из канавки, давление перед канавкой обратного нагнетания  $p_{i\text{ up}}$  и давление на выходе из канавки обратного нагнетания  $p_{o\text{ up}}$ . Давления измерялись пьезодатчиками в контрольных точках, показанных на рисунке 1 в.

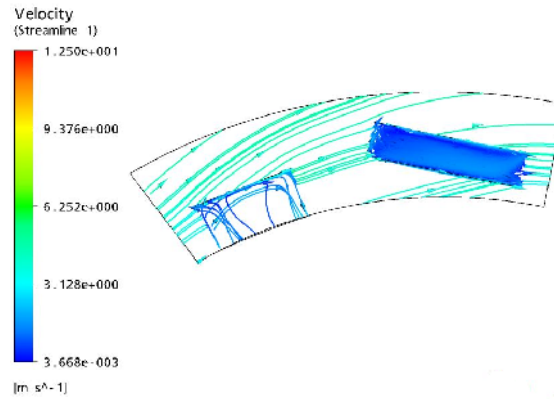


Рисунок 4 - Линии тока в зазоре торцового сальникового уплотнения

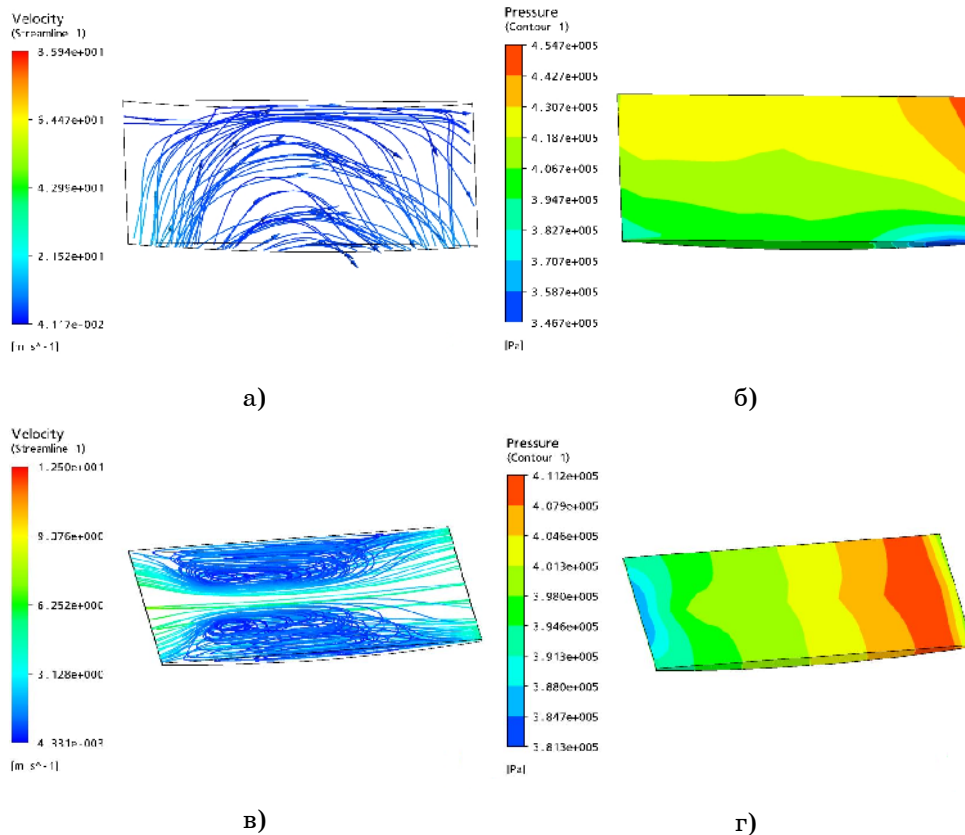


Рисунок 5 - Линии тока а), в) и распределение давления б), г) в гидродинамических канавках

Численные расчеты хорошо согласуются с результатами, полученными в эксперименте (рис. 5, 6). Давление на выходе из открытой в сторону уплотняемой среды канавки превышает уплотняемое давление в среднем на 0,05 МПа, а на выходе из закрытой канавки давление превышает уплотняемое давление на 0,01-0,03 МПа. При этом наблюдался достаточно низкий для сальниковых уплотнений уровень протечек 0,03-0,07 л/ч и минимальные коэффициенты трения  $f = 0,014-0,025$  [4]. Следует отметить, что давление в канавках генерируется даже при достаточно низкой скорости скольжения в паре трения равной 5 м/с.

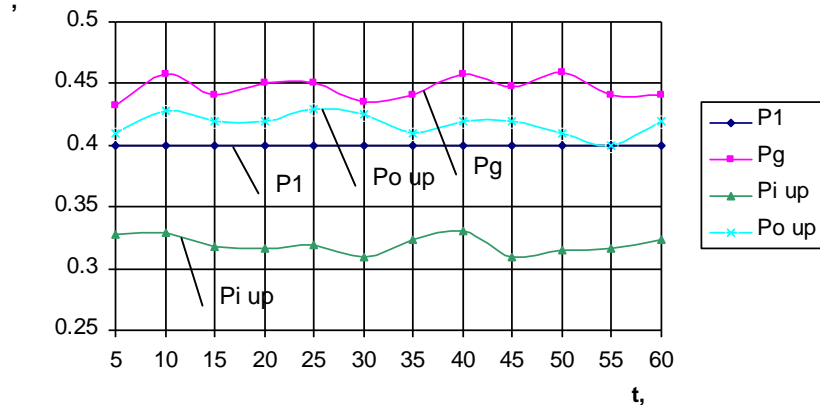


Рисунок 6 - Изменение давления в зазоре пары трения торцового сальникового уплотнения во времени

## ВЫВОДЫ

В работе при помощи программного комплекса ANSYS решена сопряженная задача взаимодействия жидкость-деформированное твердое тело для торцового сальникового уплотнения с гидродинамическими канавками. Эксперименты показали, что применение гидродинамической разгрузки в паре трения позволило уменьшить протечки, трение и износ уплотнительного узла. Сравнение результатов численного расчета и эксперимента показало их хорошее совпадение.

В дальнейшем для создания методики расчета таких уплотнений необходимо учитывать механизм смешанной смазки в паре трения, детально разработанный для контактных уплотнений в работах [16-17]. Для достижения максимального эффекта гидродинамической разгрузки и обратного нагнетания в паре трения требуется анализ канавок различной геометрии и оптимизация их геометрической формы.

## SUMMARY

### SOLUTION OF PROBLEM CONCERNING ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION FOR FRICTION PAIR OF FACE PACKING SEAL

*Andriy Zahorulko, Sergiy Gudkov,  
Sumy State University, Sumy, Ukraine*

*In the paper numerical calculation of hydroelasticity problem of face packing seal with hydrodynamic grooves in program Ansys are performed. The comparison of calculation and experimental results shows satisfactory fit.*

**Key words:** hydroelasticity, numerical calculation, face packing seal

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing / Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Shevchenko S. // Proc. XVI Int. Conf. "Fluid sealing. Successful sealing". - Brugge (Belgium), 2000. - P. 335-349.

2. Gaft J. A choice of the seal for the shaft of the pump / J. Gaft, V.Martsinkovsky // Proc. pump users, International forum 2004 Karlsruhe, 29-30 September. - 10 p.
3. Analysis of Friction and Sealing Action in Face Packing Seals / Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Khvorost V. // Proc. IX Int. Conf. "Seals and sealing technology in machines and devices". - Wroclaw, 2001. - P. 186-193.
4. Загорулько А.В. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения / А.В. Загорулько, С.Н. Гудков // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. - 2007. - 3(109), частина 1. - С. 91-97.
5. K.-D. Meck. A new sealing interface technology for high performance mechanical seal applications // Proc. pump users, International forum 2004, Karlsruhe, 29-30 September. - 12 p.
6. McNickle A.D. Near-contact laser surface textured dry gas seals / A.D. McNickle, I. Etsion. // Journal of Tribology. - October 2004. - Vol. 126. - P. 788-794.
7. Gorrin A. Theoretical analysis of the pumping effect of rotary hydrodynamic seals with elastomeric lips / A. Gorrin, C. Angulob, J. Canales // Tribology International. -2007. -N 40 . - P. 896-905.
8. Lebeck A.O. Experiments and Modeling of Zero Leakage Backward Pumping Mechanical Face Seals/ A.O. Lebeck. // Tribology Transactions. - 2008. - N 51. -P. 389-395.
9. Bauer F., Haas W. A New Approach to Analyze the Hydrodynamic Flow in Sealing Aids— PTFE-Lip Seals with Spiral Grooves / F. Bauer, W. Haas. // Tribology Transactions. - 2007. -N 50. - P. 435-443.
10. An-Shik Yang. Analysis of flow field around a ribbed helix lip seal / An-Shik Yang, Chih-Yung Wen, Chun-Shiang Tseng // Tribology International. - 2009. -N 42. - P. 649-656.
11. Model of fluid-structure interaction and its application to elasto-hydrodynamic lubrication, omput/ Hong Yiping, Chen Darong, Kong Xianmei, Wang Jiadao // Methods Appl. Mech. Engrg. - 2002.- N 191. - P. 4231-4240.
12. Two-dimensional cfd analysis of micro-patterned surfaces in hydrodynamic lubrication / F. Sahlin, S. B. Glavatskih, T. Almqvist, and R. Larsson // Journal of Tribology. - January 2005. -127(1). - P. 96-102.
13. A numerical simulation of 3-D inner flow in up-stream pumping mechanical seal / Zhang Jin-feng, Yuan Shou-qi, FU Yong-hong, Fang Yu-jian // Journal of Hydrodynamics, Ser.B. - 2006. - 18(5). - P. 572-577.
14. Maoui A. Effect of 3D lip deformations on elasto-hydrodynamic lip seals behaviour / A. Maoui, M. Hajjam, D. Bonneau // Tribology International. - 2008. - N 41. - P. 901-907.
15. Shinkarenko A. The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication / A.Shinkarenko, Y.Kligerman, I.Etsion // Tribology International. - 2009. - N 42. - P. 284-292.
16. Salant R.F. Hydrodynamic analysis of the flow in a rotary lip seal using flow factors / R.F. Salant, A.H. Rocke // Journal of Tribology. - January 2004. - Vol. 126. - P. 156-161.
17. Salant R.F. Numerical model of a reciprocating hydraulic rod seal, including seal roughness and mixed lubrication / R.F. Salant, N. Maser, B. Yang. // Proc. 14-th International Sealing Conference. Oct. 10-11. - Stuttgart, Germany, 2006.

*Поступила в редакцию 29 ноября 2010 г.*