



Ресурс подвижных уплотнительных соединений с кольцами круглого сечения

В. В. Кузнецов

ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (г. Саранск, Россия)

imesrv@mail.ru

Введение. В настоящее время проблема надежности уплотнительных соединений гидроприводов остается нерешенной, однако современный уровень развития инструментов компьютерного моделирования позволяет эффективно решать задачи в области определения их долговечности за счет замены трудоемких экспериментов высокопроизводительными вычислениями. В данной статье представлены результаты апробации авторской методики, реализующей численные подходы по определению ресурса уплотнительных соединений на базе уплотнителя круглого сечения гидроусилителя руля тракторов семейства МТЗ.

Материалы и методы. Определение ресурса подвижных уплотнительных соединений выполнено на основе авторской методики, в рамках которой в программе ANSYS реализуется серия циклов ускоренного нагружения, моделирующая реальные условия эксплуатации. Разработанные модели в комплексе учитывают процессы изнашивания, релаксации и гидродинамического воздействия, развивающиеся в уплотнительном соединении.

Результаты исследования. Применение инструментов конечно-элементного моделирования позволило определить изменение напряженно-деформированного состояния уплотнителя гидроусилителя руля тракторов семейства МТЗ в процессе эксплуатации. Выявлен механизм восстановления герметичности соединения на основе эффекта самоуплотнения. Сравнение форм сечений, полученных в результате численного и микрометрического исследований, подтверждает эффективность предложенной методики и адекватность полученных результатов. Анализ полученных графиков показывает, что при нормальных условиях эксплуатации ресурс уплотнительного соединения «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» составляет 2 и 1,12 года соответственно, а при увеличении температуры и давления гидравлической жидкости экспоненциально убывает.

Обсуждение и заключение. Результаты работы показывают высокую эффективность авторской методики и могут быть использованы в исследованиях по определению ресурса и критериев потери герметичности уплотнительных соединений. Графики зависимости ресурса уплотнительных соединений от температуры и гидравлического давления позволяют компаниям, специализирующимся на создании и ремонте гидроприводов, разработать графики планово-предупредительных мероприятий по их обслуживанию с учетом комплекса эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: уплотнитель, уплотнитель круглого сечения, гидропривод, надежность, ресурс, срок службы, износ, релаксация, ANSYS, конечно-элементный анализ

Благодарности: Исследование проведено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Правительства Республики Мордовия в рамках проекта «Получение и исследование новых композиционных полимерных материалов, содержащих тонкодисперсные и наноразмерные модификаторы, для элементов трибосопряжений машин» (грант №18-48-130007a_p).

© Кузнецов В. В., 2018



Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.



Для цитирования: Кузнецов В. В. Ресурс подвижных уплотнительных соединений с кольцами круглого сечения // Вестник Мордовского университета. 2018. Т. 28, № 4. С. 562–582. DOI: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.028.201804.562-582>

The Resource of Movable Sealing Joints with the O-Ring Seal

V. V. Kuznetsov

National Research Mordovia State University (Saransk, Russia)

imesrv@mail.ru

Introduction. The problem of reliability of hydraulic drives sealing joints remains unsolved. However, the current level of computer modeling tools development allows us to solve effectively the problems of their longevity by replacing laborious experiments with high-performance computing. This paper presents the results of the approbation of the author's methodology for realizing computational approaches to determining the life of sealing joints on the basis of circular cross-section seal of hydraulic booster for MTZ (Minsk Tractor Works) tractors.

Materials and Methods. The determination of mobile sealing joints resource is based on the author's methodology, which used ANSYS for realizing a series of accelerated loading cycles that simulates real operating conditions. The developed models consider the processes of wearing, relaxation and hydrodynamic effects acting in a sealing joint.

Results. The use of the finite element modeling tools made it possible to determine the change in the stress-strain state of the power steering tightener in MTZ tractors during operation. The mechanism of joint tightness restoration on the basis of self-packing effect is revealed. The comparison of the forms of sections, obtained as a result of numerical and micrometer studies, confirms the effectiveness of the proposed methodology and the adequacy of the results obtained. The analysis of the obtained graphs shows that under normal operating conditions, the life of the sealing joint “cylinder – piston” and “rod – cover” is 2 and 1.12 years respectively, and as the temperature and pressure of the hydraulic fluid increase, decreases exponentially.

Conclusions. The results of the study show the high efficiency of the author's methodology. This technique can be used in researches to determine the resource and criteria for the leak-tightness of sealing joints. The graphs of the dependence of the sealing joints life on temperature and hydraulic pressure allow companies, specializing in the creation and repair of hydraulic drives, to develop schedules of preventive measures for their maintenance considering a complex of operational factors.

Keywords: seal, O-ring, hydraulic drive, reliability, life, service life, wear, relaxation, ANSYS, finite element analysis

Acknowledgements: The study was supported by the Russian Foundation for Basic Research and the Government of the Republic of Mordovia in the framework of the project “Obtaining and research of new composite polymeric materials containing finely dispersed and nanosized modifiers for machine tribo-conjugation elements” (Grant No. 18-48-130007a_p).

For citation: Kuznetsov V. V. The Resource of Movable Sealing Joints with the O-Ring Seal. *Vestnik Mordovskogo universiteta* = Mordovia University Bulletin. 2018; 28(4):562–582. DOI: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.028.201804.562-582>

Введение

В последние несколько лет усилия ведущих производителей гидроприводов направлены на повышение энергоэффективности, в том числе за

счет совершенствования конструкции и систем управления, применения новых материалов и улучшения условий фрикционного взаимодействия. Тем не менее проблема надежности по-

движных уплотнительных соединений (ПУС) гидроприводов остается нерешенной [1–2].

Результаты исследований показывают, что увеличение ресурса уплотнительных соединений (УС) достигается за счет применения уплотнителей манжетного или комбинированного типа, а также использования материалов с повышенной износостойкостью и низкой скоростью накопления пластических деформаций [3–8]. Однако высокая стоимость новых материалов, необходимость привлечения квалифицированного персонала, а в ряде случаев – сложность обслуживания ограничивают применение новых решений, поэтому ПУС с кольцами круглого сечения (ГОСТ 18829-73¹) и в настоящее время применяются в гидроприводах.

Одной из главных причин отказа от колец круглого сечения в ПУС является отсутствие эффективной универсальной методики численного или экспериментального определения их ресурса. Реализация экспериментальных подходов ограничивается их высокой трудоемкостью и отсутствием данных об изменении напряженно-деформированного состояния (НДС) уплотнителя в процессе эксплуатации, а численных – использованием допущений, не позволяющих достаточно точно прогнозировать ресурс ПУС.

Ранее была предложена авторская методика определения ресурса ПУС на базе колец круглого сечения², в которой устранены основные недостатки, свойственные численным методам определения ресурса. Основной целью данной статьи является определение ресурса ПУС цилиндра гидроусилителя руля (ГУР) тракторов семейства МТЗ в рамках апробации данной методики.

Обзор литературы

Анализ ряда научных работ последних лет показывает, что в области повышения надежности уплотнительных соединений идет активный поиск новых решений. В частности, рассматриваются новые перспективные конструкции М-, V- и U-образных манжет силовых гидроцилиндров, отличающиеся увеличенным ресурсом, конструктивной простотой, удобством монтажа и малым весом [3; 5].

Результаты экспериментального определения долговечности нового полимерного композиционного материала на основе политетрафторэтилена для уплотнительных устройств возвратно-поступательного движения приведены О. А. Мамаевым и соавт. [4]. Показано, что после полугодовой выдержки в условиях повышенной температуры и объемного сжатия показатели механических и триботехнических свойств материала ухудшаются не более чем на 10 %.

Р. Флитни [6] выполнена большая работа по анализу и систематизации результатов теоретических и экспериментальных исследований, направленных на выявление механизмов потери работоспособности уплотнителей и создание рекомендаций по выбору материалов и конструктивных решений при проектировании уплотнительных узлов. Однако ученым практически не рассмотрены вопросы численного определения ресурса уплотнительных узлов.

С применением численных и экспериментальных методов авторами другой работы [7] определено влияние профиля сечения уплотнения, относительной скорости скольжения, давления гидравлической жидкости и ше-

¹ Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств. Технические условия : ГОСТ 18829-73. С Изменениями № 1, 2, 3, 4. Введ. 1975-01-01. М. : Изд-во стандартов, 1990. 29 с. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-18829-73>

² Кузнецов В. В. Методика определения ресурса подвижных уплотнительных соединений гидравлических и пневматических устройств // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : межвуз. сб. науч. тр. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. С. 556–567.



роховатости тел на объем утечек, силу трения и износ уплотнителя соединения возвратно-поступательного типа. Показано, что результаты численных и теоретических исследований хорошо согласуются, а U-образный уплотнитель обладает лучшими эксплуатационными показателями, чем уплотнитель прямоугольного сечения.

Другими исследователями [8] представлены результаты исследования механизмов потери работоспособности уплотнителя комбинированного типа оригинальной конструкции. На основе конечно-элементного анализа и экспериментальной апробации его результатов показано, что комбинированный уплотнитель обеспечивает герметичность соединения пары вращения в течение 10 ч при давлении окружающей среды менее 30 МПа.

Современные инструменты конечно-элементного (КЭ) моделирования позволяют получить адекватное решение ряда прикладных задач в области определения НДС элементов УС и их надежности³ [9–18]. Так, в результате КЭ-анализа в ANSYS определены влияние гидравлического давления на НДС уплотнителя поршня гидропривода самолета, причины и критерии его отказа [1].

В программе ANSYS учеными разработана модель уплотнителя, которая показывает, что напряжения, деформации, давления и сила трения увеличиваются с ростом давления гидравлической жидкости (далее – жидкости), степени сжатия уплотнителя и уменьшением ширины канавки. Особо отмечено, что оптимальная степень сжатия уплотнителя зависит от варианта его монтажа и что существуют ограничения по минимальной ширине канавки [9].

Другими исследователями оценено влияние изменения вязкоупругих свойств материала уплотнителя на эффективность работы УС [10]. На основе моделирования в MAPDL авторами показано, что увеличение диаметра поперечного сечения и степени сжатия уплотнителя, времени релаксации релаксатора вязкоупругой модели и внутреннего давления приводит к увеличению контактного давления и повышению эффективности работы УС при дальнейших изменениях зазора.

В рамках КЭ-анализа [11] определены деформации, напряжения, критерии и механизмы потери работоспособности уплотнения при старте ракетносителя; показано, что степень сжатия уплотнителя и величина зазора в УС определяют уровень максимальных контактных напряжений, а ширина и форма дна канавки – уровень максимальных напряжений сдвига.

В большинстве работ [1; 9–11] КЭ-моделирование является инструментом оценки НДС элементов УС только в начальный момент времени, не учитывая влияние процессов изнашивания. С развитием инструментов моделирования процессов изнашивания и трения появилось множество исследований в области трибологии⁴ [19–20]. Так, на примере моделирования процессов изнашивания и ползучести материала прямоугольного параллелепипеда с волнистостью на верхней грани, контактирующей с абсолютно жесткой неизнашиваемой поверхностью, показана эффективность и адекватность разработанных в ANSYS моделей⁵.

Аналогичные подходы использованы компанией Emerson Climate Technology (США) при прогнозировании износа политетрафторэтиленового уплотне-

³ **Aksenov A., Iliine K.** Influence of interaction between oil and rubber on valve stem seal oil leakage // 2006 ABAQUS Users' Conference. P. 1–16. URL: https://fv-tech.com/images/articles/2015/Influence_of_Interaction_Between_Oil_and_Rubber_on_Valve_Stem_Seal_Oil_Leakage.pdf

⁴ **Thompson J., Thompson M. K.** A proposal for the calculation of wear mechanisms of wear // 2006 International ANSYS Users Conference & Exhibition. Conference Paper. 2006. P. 75–89. URL: https://www.researchgate.net/publication/242270357_A_Proposal_for_the_Calculation_of_Wear

⁵ Там же.

ния валов [20]. Авторами этой работы предложен алгоритм моделирования в ANSYS износа уплотнителя с перестройкой КЭ-сетки, учитывающий изменение контактного давления в УС, а также показаны изменения профиля и градиента давлений на поверхности уплотнителя.

Исследования влияния процессов изнашивания⁶ [19–20] показывают достаточно адекватные результаты, однако моделирование длительного функционирования УС без учета релаксационных процессов является грубым допущением и требует отдельного обоснования.

Ряд работ последних лет [19; 21–25] посвящен проблемам долговечности УС. Так, на основе модели Прони и принципа температурно-временной суперпозиции учеными спрогнозировано время безотказной работы УС топливных элементов электромобилей [21].

Другими исследователями [19] в программе ABAQUS разработана КЭ-модель уплотнителя цилиндра актуатора шасси самолета, учитывающая процессы его изнашивания. На основе модели сохранения работоспособности данного УС определены объем изношенной части уплотнителя и его долговечность.

Системный подход, учитывающий условия эксплуатации и механизм разрушения материала при оценке долговечности УС гидроцилиндров, реализован китайскими учеными [23]. Авторами определено изменение параметров модели материала Муни – Ривлина уплотнителя в процессе эксплуатации и предложен критерий надежности УС, учитывающий уровни предельных напряжений в уплотнителе и контактных давлений. Результаты данной работы показывают, что расчетное значение срока службы

УС (1 год) совпадает с экспериментально полученным.

Теоретическому исследованию влияния процессов старения материала уплотнителя при различных температурах на его срок службы посвящена работа [24]. Ее авторами спрогнозирован срок службы уплотнений при различных температурах и дана оценка адекватности полученных результатов.

Анализ литературных источников в области надежности УС позволяет сделать вывод, что численное решение находит только ряд частных задач⁷ [19; 21–24], причем с существенными допущениями. Несмотря на наличие высокоэффективных инструментов моделирования, позволяющих в комплексе описать процессы трения, релаксации напряжений и изнашивания в ПУС, прогнозирование его ресурса, как правило, осуществляется на основе малоэффективных и устаревших экспериментальных подходов.

Настоящее исследование основано на результатах работы⁸, в рамках которой предложена авторская методика численного определения ресурса ПУС, построенная на концепции замены непрерывного режима нагружения в процессе эксплуатации множеством циклов ускоренного. Отличительной особенностью настоящего исследования является моделирование накопления пластических деформаций и изнашивания элементов в рамках каждого цикла, включающего стадии реализации износа подвижного контртела (ПК), нагружения уплотнителя при прямом и обратном ходе ПК.

Материалы и методы

Моделирование стадий цикла реализовано в виде отдельных шагов решения в ANSYS (MAPDL). Процессы

⁶ Там же.

⁷ FSA Technical Committee. Extend mechanical seal life // Pumps & Systems. January 2014. P. 62–63. URL: <http://www.fluidsealing.com/sealingsense/Jan14.pdf>

⁸ Кузнецов В. В. Методика определения ресурса подвижных уплотнительных соединений гидравлических и пневматических устройств // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : межвуз. сб. науч. тр. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. С. 556–567.



трения и изнашивания уплотнителя описаны на основе экспериментальных зависимостей [25] с помощью программируемых пользователем функций (UPFs).

Износ в k -ом узле КЭ-сетки уплотнителя за цикл

$$dh_k = f(k_w, dt, v_k, T, P_k), \quad (1)$$

где d_t – длительность цикла, лет; v_k – скорость скольжения в k -ом узле, мм/с; T – температура, °С; P_k – контактное давление в k -ом узле, Па; k_w – коэффициент ускорения процессов изнашивания уплотнителя, мм/год,

$$k_w = S_f N_{\text{ц}} / (n_{\text{ц}} t_{\text{пр}}),$$

где S_f – путь трения за один цикл срабатывания ПУС, мм; $N_{\text{ц}}$ – количество циклов срабатывания ПУС за время $t_{\text{ц}}$, ед.; $n_{\text{ц}}$ – количество циклов, ед.; $t_{\text{пр}}$ – действительное время циклов срабатывания ПУС, лет.

С учетом результатов, полученных автором⁹, описание поведения материала уплотнителя осуществляется с помощью модели гиперупругого материала Гента, позволяющей, в отличие от наиболее часто используемых моделей (Муни – Ривлина, Огдена и др.), реализовать до 300 % деформаций. Ускорение процессов накопления пластических деформаций уплотнителем обеспечено введением в обобщенную модель Максвелла¹⁰ коэффициента k_G :

$$G(t) = G_0 \left[\alpha_{G\infty} + \sum_{i=1}^{n_G} \alpha_i \exp(-k_G t / \tau_i) \right], \quad (2)$$

где G_0 – начальное значение модуля сдвига при температуре T_i , МПа; α_i , τ_i –

относительный модуль и время релаксации i -ого релаксатора; n_G – количество релаксаторов; t – действительное время, лет.

Учитывая зависимость скорости накопления пластических деформаций от температуры и особенности температурных режимов эксплуатации и простоя ПУС, в модель введено понятие фиктивного времени цикла:

$$t_{\text{фц}} = (t_p + t_{\text{пр}}) / n_{\text{ц}}, \quad (3)$$

где t_p – общее время работы ПУС при температуре T_i , лет; $t_{\text{пр}}$ – общее время простоя ПУС, приведенное к температуре T_i , лет.

Общее время работы ПУС при температуре T_i :

$$t_p = t_{\text{см}} n_{\text{см}} n_{\text{д}} / t_{\text{г}}, \quad (4)$$

где $t_{\text{см}}$ – количество часов в смене, ч; $n_{\text{см}}$ – количество смен в сутках; $n_{\text{д}}$ – количество рабочих дней в году; $t_{\text{г}}$ – годовой фонд времени, ч.

Общее время простоя ПУС, приведенное к температуре T_i :

$$t_{\text{пр}} = \exp[E / R(T_i + 273.15)] \times \exp[-E / R(T_0 + 273.15)] t_i, \quad (5)$$

где E – энергия активации изменения времени релаксации, Дж/моль; t_i – общее время простоя ПУС при температуре простоя $T_0 = 20$ °С.

Действительное (реальное) время цикла $t_{\text{дц}}$ определяется по формуле:

$$t_{\text{дц}} = t_{\text{мч}} / n_{\text{ц}} \text{ или } t_{\text{дц}} = t_{\text{л}} / n_{\text{ц}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{мч}}$, $t_{\text{л}}$ – действительное время работы ПУС в моточасах и годах.

⁹ Кузнецов В. В. Гиперупругие модели полимерных материалов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : сб. науч. тр. междунар. науч.-практ. конф. Саранск : Типография «Рузаевский печатник», 2016. С. 275–281. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=26276059>

¹⁰ Кузнецов В. В. Методика определения ресурса подвижных уплотнительных соединений гидравлических и пневматических устройств // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : межвуз. сб. науч. тр. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. С. 556–567.

Расчетная модель реализована в двухмерной осесимметричной постановке, на сечение уплотнителя нанесена сетка из 1260 КЭ типа PLANE182. Для компенсации искажений КЭ-сетки уплотнителя в процессе изнашивания применена нелинейная адаптация сетки (Mesh Nonlinear Adaptivity).

С учетом упруго-прочностных свойств деталей ПУС выбран Rigid-To-Flexible класс контакта. Контактное взаимодействие уплотнителя описано с помощью контактных пар типа Surface-To-Surface. На поверхность уплотнителя нанесены контактные элементы CONTA171 с типом поведения Standard, а на остальные – целевые TARGE169.

Моделирование гидродинамического воздействия на ПУС выполнено на основе команды SFE. Однако данный механизм приложения давления не позволяет корректно описать градиенты давлений в зазорах, изменяющихся вследствие износа деталей ПУС, поэтому герметичность соединения определялась отдельно в связанной постановке в программе ANSYS Workbench¹¹. Она предполагает отдельное решение задач течения жидкости в зазорах ПУС в ANSYS Fluent и приложения градиента давления к деталям ПУС в ANSYS Mechanical. Связывание физических полей осуществляется трансферами перемещений КЭ-сетки уплотнителя в ANSYS Fluent и обновленного градиента давлений в ANSYS Mechanical с сохранением сходимости при пошаговом нагружении. Для обеспечения корректного импорта данных между MAPDL и ANSYS Workbench реализованы стадии демонтажа и монтажа уплотнителя в узле.

Применение технологий высокопроизводительных распределенных вычислений, многократное сокращение количества циклов при сохранении необходимой точности результатов позволило значительно сократить сроки проведения исследований.

Результаты исследования

С учетом результатов микрометражных исследований деталей уплотнительных узлов гидроцилиндра ГУР¹² для односменного режима нагружения приняты следующие показатели: $S_f = 136$ мм, $N_u = 320$ тыс. циклов, $t_{rc} = 2$ года. Геометрические параметры ПУС¹³, а также физико-механические и триботехнические характеристики материала уплотнителя¹⁴ [26] приняты в соответствии с работами В. И. Борисова и соавторов.

В нормальных условиях рассматриваемые ПУС эксплуатируются при температуре $T = 50$ °С и давлении $P = 10$ МПа, однако для определения степени влияния основных эксплуатационных факторов на их ресурс исследование выполнено при температурах 20–75 °С и давлениях жидкости 4–16 МПа. Предварительный анализ результатов показывает, что НДС деталей ПУС «цилиндр – поршень» («Ц – П») и «шток – крышка» («Ш – К») отличаются только скоростью и диапазонами изменения значений соответствующих величин при схожих механизмах распределения, поэтому в настоящей работе рассматриваются в основном только ПУС «Ц – П».

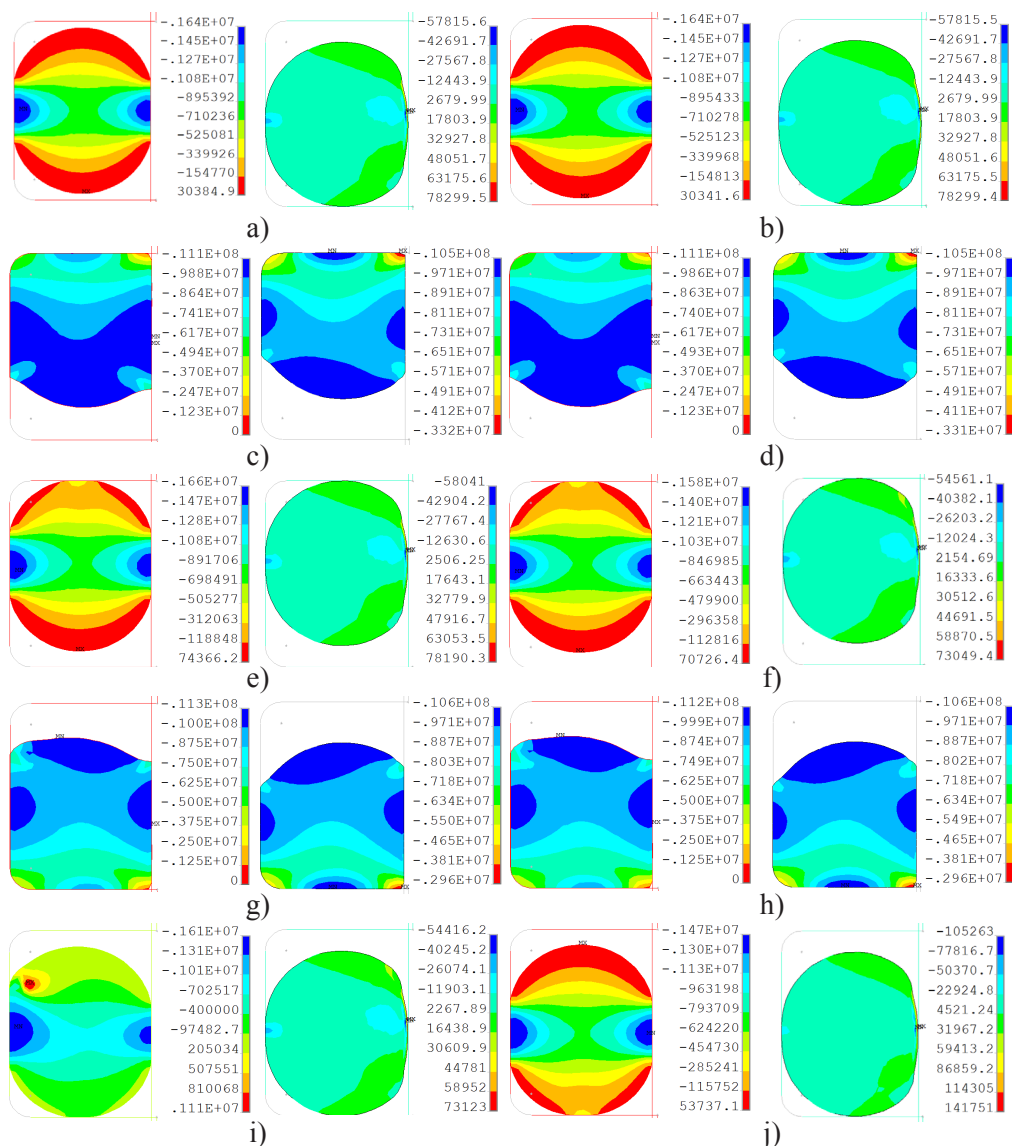
Изучение картин НДС уплотнителя (рис. 1–2) ПУС «Ц – П» по стадиям циклов показывает, что максимумы напряжений (11,1 МПа) и относитель-

¹¹ Там же.

¹² Комплексное исследование состояния подвижных уплотнительных соединений гидроцилиндра ГУР трактора МТЗ-80/82 / В. И. Борисов [и др.] // XXXVII Огаревские чтения : мат-лы науч. конф. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2009. С. 3–6. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=24270465>

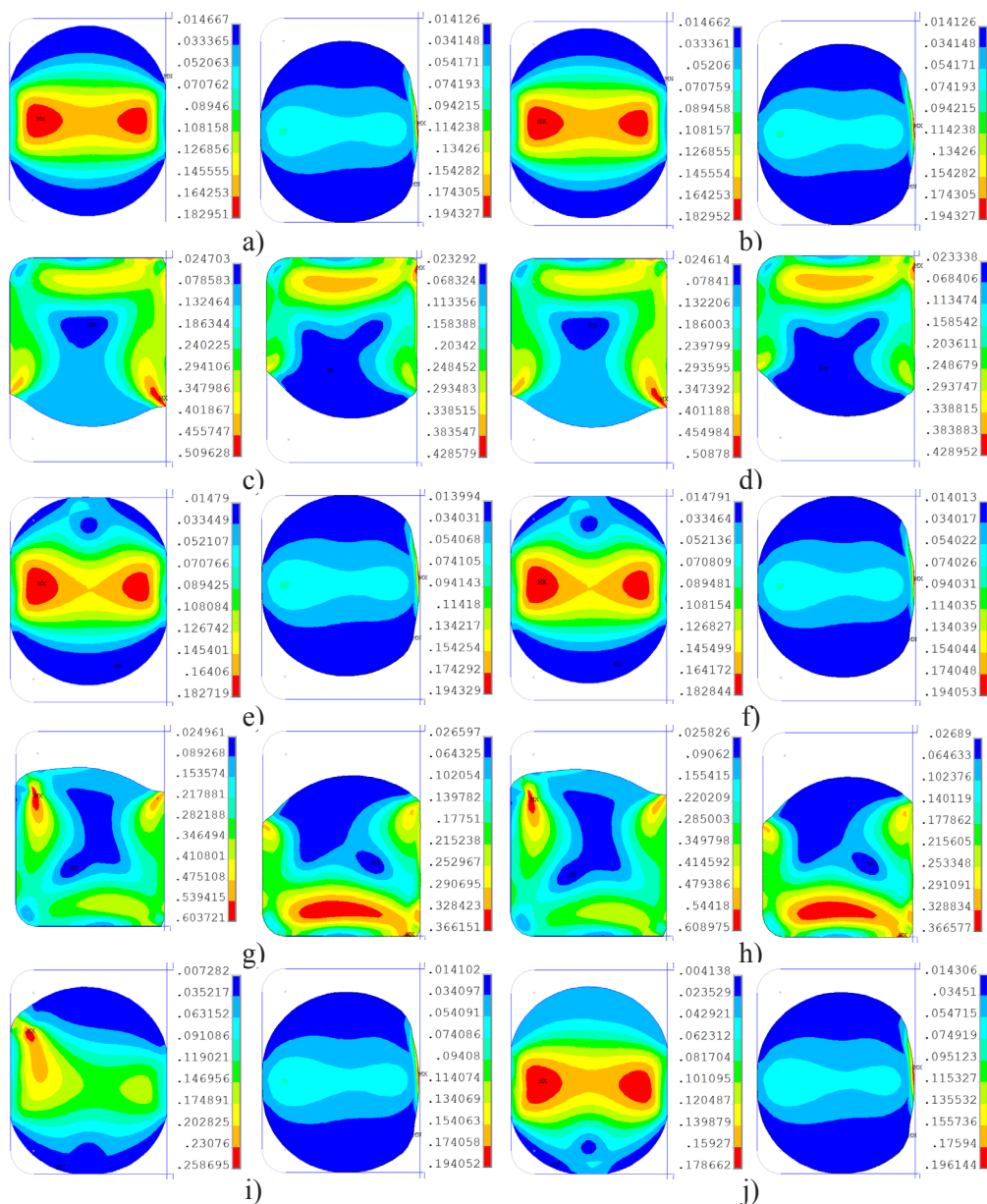
¹³ Там же.

¹⁴ Исследование физико-механических характеристик полимерных материалов при длительном статическом нагружении / В. И. Борисов [и др.] // Энергоэффективность технологий и средств механизации в АПК : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. Саранск : ПРО-Движение, 2011. С. 134–145. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23959490>



Р и с. 1. Напряжения σ_z в сечении уплотнителя по стадиям 1-го ($t = 0,04$ года, слева) и 50-го ($t = 2,0$ года, справа) циклов нагружения уплотнительного соединения «цилиндр – поршень»:
а) уплотнитель после предыдущего цикла (монтажа); б) износ цилиндра; в) приложение прямого давления; д) прямой ход поршня; е) сброс давления; ф) релаксация; г) приложение обратного давления; г) обратный ход; и) сброс давления; ж) релаксация

Fig. 1. Stresses σ_z in the seal section for the stages of the 1st ($t = 0.04$ years, on the left) and the 50th ($t = 2.0$ years, on the right) loading cycles of the sealing joint “cylinder – piston”:
a) seal after previous cycle (installation); b) wear of the cylinder; c) application of direct pressure; d) straight stroke of the piston; e) pressure relief; f) relaxation; g) back pressure application; h) reverse motion; i) pressure relief; j) relaxation



Р и с. 2. Относительные деформации $\varepsilon_{\text{уп}}$ в сечении уплотнителя по стадиям 1-го ($t = 0,04$ года, слева) и 50-го ($t = 2,0$ года, справа) циклов нагружения уплотнительного соединения «цилиндр – поршень»: а) уплотнитель после предыдущего цикла (монтажа); б) износ цилиндра; в) приложение прямого давления; д) прямой ход поршня; е) сброс давления; ф) релаксация; г) приложение обратного давления; х) обратный ход; и) сброс давления; ж) релаксация

Fig. 2. Relative deformations of the $\varepsilon_{\text{уп}}$ in the seal section in the stages of the 1st ($t = 0.04$ years, on the left) and 50th ($t = 2.0$ years, on the right) loading cycles of the “cylinder – piston” seal: а) seal after the previous cycle (installation); б) wear of the cylinder; в) application of direct pressure; д) straight stroke of the piston; е) pressure relief; ф) relaxation; г) back pressure application; х) reverse motion; и) pressure relief; ж) relaxation



ных деформаций (60,3 %) наблюдаются в области зазора при приложении давления жидкости. Уровень максимальных напряжений практически не зависит от износа уплотнителя и ПК, направления приложения давления и номера цикла, т. к. в основном обусловлен величиной давления жидкости.

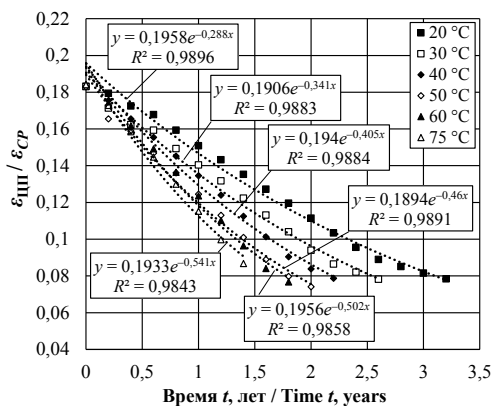
Серия тестов на герметичность показала, что при нормальных условиях полная герметичность ПУС «Ц – П» сохраняется в течение 50 циклов (2 года), а ПУС «Ш – К» – 62 циклов (2,48 года).

По окончании каждого цикла максимальные значения упругих деформаций (рис. 2) наблюдаются в центральном сечении уплотнителя. Их величина в соединении «Ц – П» («Ш – К») достигает 18,3 % (19,3 %) при монтаже и лишь 7,5 % (7,5 %) – после 50 циклов. При приложении давления уровень максимальных упругих деформаций в соединении «Ц – П» («Ш – К») временно увеличивается до 51,0 % (50,9 %) на 1 цикле и до 42,9 % (47,5 %) – к моменту потери герметичности. Как и в случае с картиной распределения нормальных напряжений, максималь-

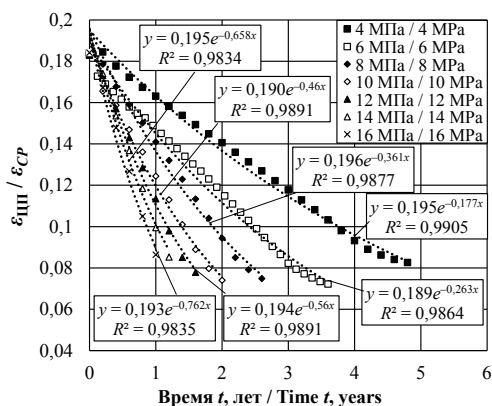
ные значения упругих деформаций в уплотнителе после 50 циклов наблюдаются в его поверхностных слоях, поэтому не могут оказывать определяющего влияния на герметичность ПУС.

Графики на рис. 3–4 показывают, что в течение 3–5 лет эксплуатации наблюдается многократное снижение максимальных напряжений и упругих деформаций, а рост температуры и давления значительно ускоряет его темпы. С другой стороны, напряжения уменьшаются до практически нулевых асимптотических значений, при которых герметичность ПУС восстанавливается еще некоторое время.

Сравнение результатов контактного взаимодействия после монтажа и окончания первого цикла (рис. 5) показывает падение максимальных контактных давлений в ПУС на 8,5 %. Учитывая, что на одном цикле реализуется сверхмалый износ цилиндра, сопоставление контактных давлений на соответствующих стадиях (рис. 5 а–б) не позволяет выявить существенное влияние процессов изнашивания. Однако согласно



а)

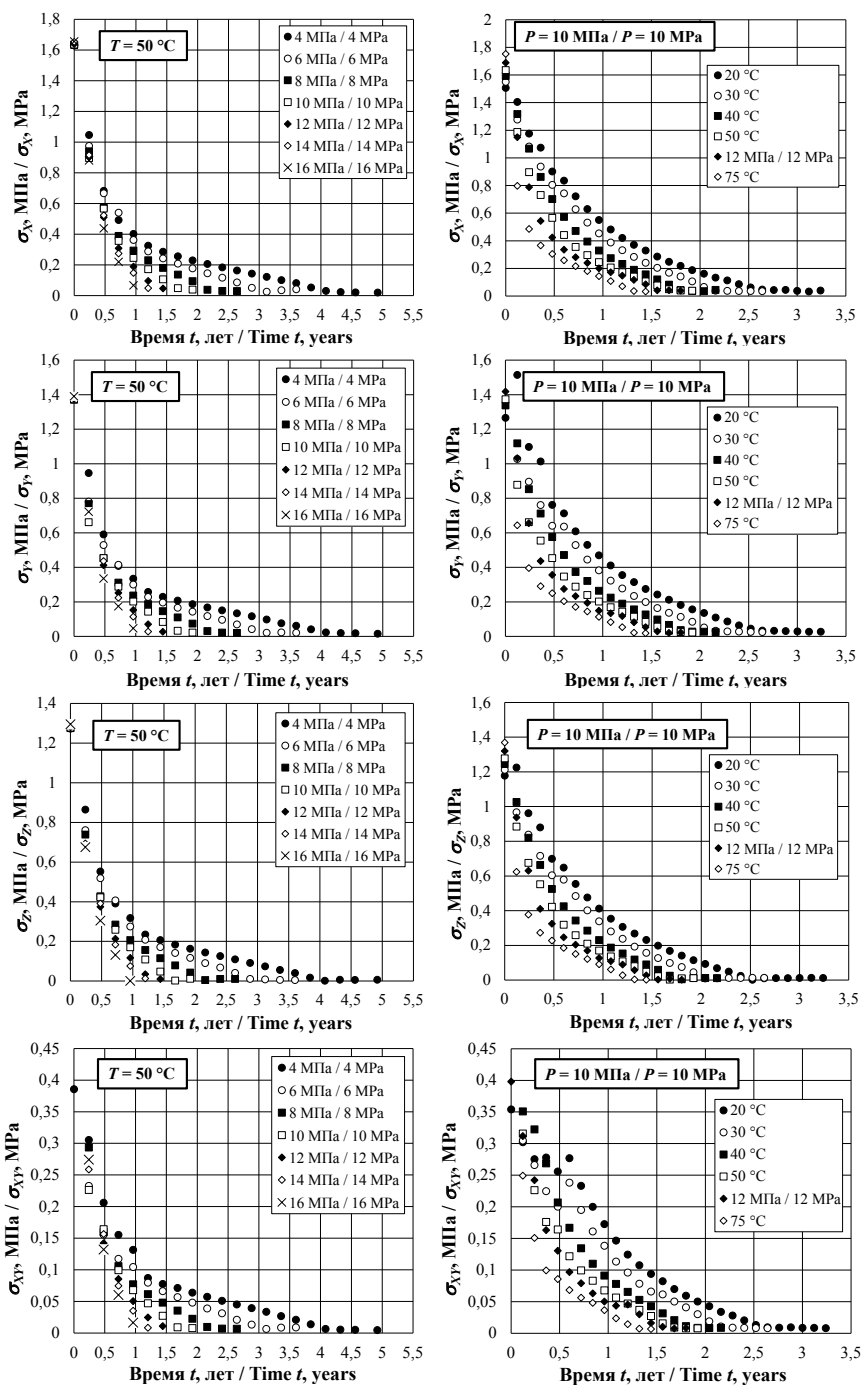


б)

Р и с. 3. Изменение максимальных относительных деформаций $\varepsilon_{ш}$ в уплотнителе соединения «цилиндр – поршень» во времени t при варьировании температуры (а) и давления жидкости (б)

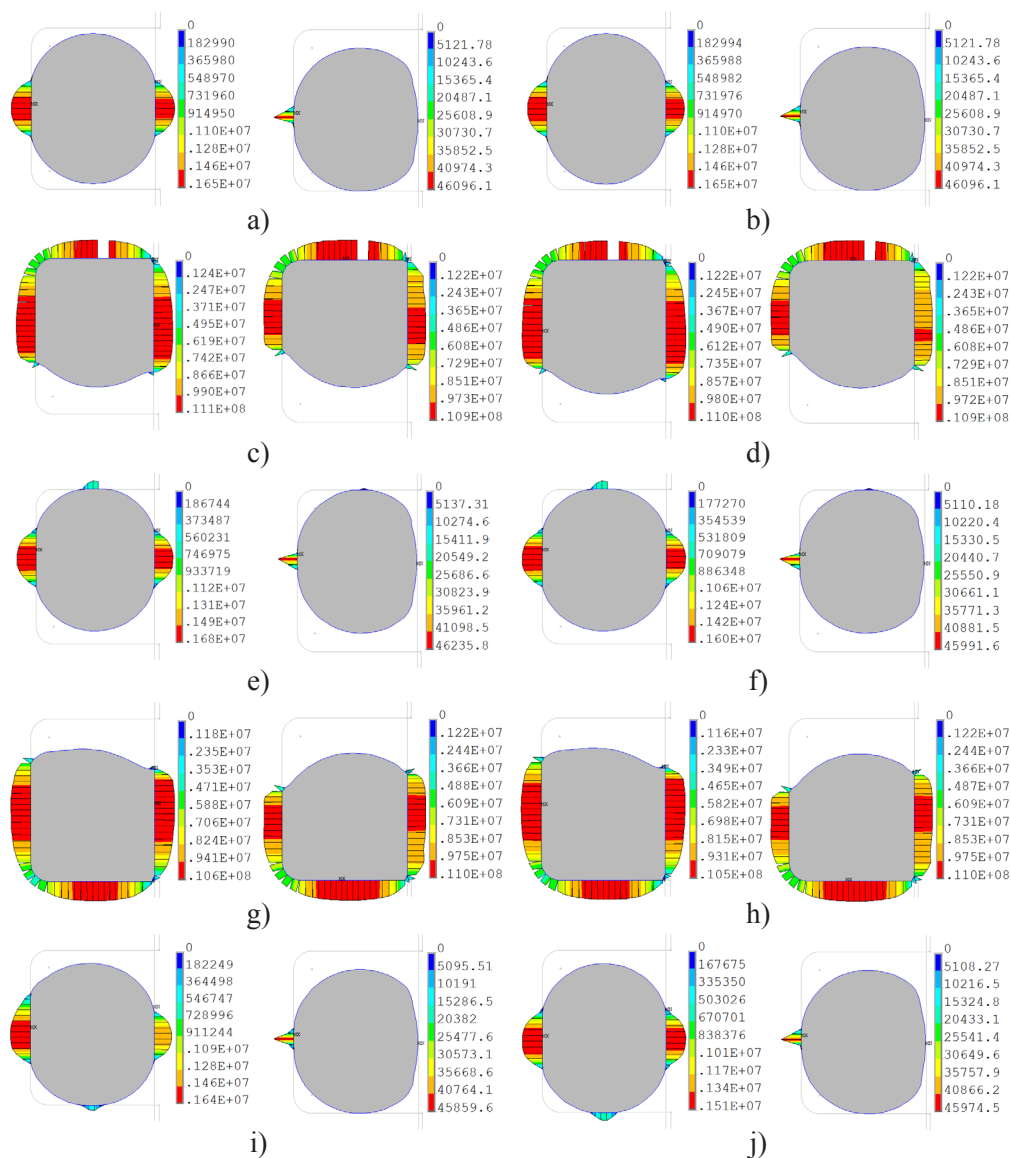
Fig. 3. Change in the maximum relative deformations of the $\varepsilon_{ш}$ in the “cylinder – piston” seal in time t as the temperature (a) and the liquid pressure (b) vary

¹⁵ Комплексное исследование состояния подвижных уплотнительных соединений гидроцилиндра ГУР трактора МТЗ-80/82 / В. И. Борисов [и др.] // XXXVII Огаревские чтения : мат-лы науч. конф. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2009. С. 3–6. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=24270465>



Р и с. 4. Изменение максимальных напряжений σ_x , σ_y , σ_z и σ_{xy} в сечении уплотнителя соединения «цилиндр – поршень» в процессе эксплуатации

Fig. 4. Change of the maximum stresses σ_x , σ_y , σ_z and σ_{xy} in "cylinder – piston" seal section during operation



Р и с. 5. Контактные давления в парах трения «цилиндр – уплотнитель» и «поршень – уплотнитель» по стадиям 1-го ($t = 0,04$ года, слева) и 50-го ($t = 2,0$ года, справа) циклов нагружения ПУС «цилиндр – поршень»: а) уплотнитель после предыдущего цикла (монтажа); б) износ цилиндра; в) приложение прямого давления; д) прямой ход поршня; е) сброс давления; ф) релаксация; г) приложение обратного давления; х) обратный ход; и) сброс давления; ж) релаксация

F i g. 5. Contact pressures in friction pairs “cylinder – seal” and “piston – sealer” in stages of 1st ($t = 0.04$ years, on the left) and 50th ($t = 2.0$ years, on the right) loading cycles “cylinder – piston”: а) seal after the previous cycle (installation); б) wear of the cylinder; в) application of direct pressure; д) straight stroke of the piston; е) pressure relief; ф) relaxation; г) back pressure application; х) reverse motion; и) pressure relief; ж) relaxation

работе В. И. Борисова и соавторов¹⁵, предельный износ цилиндра ГУР тракторов семейства МТЗ с диаметром $\varnothing 90^{+0,054}_{-0,025}$ мм достигает 142 мкм, а штока с диаметром $\varnothing 30^{+0,034}_{-0,034}$ мм – лишь 5 мкм, поэтому допущение о его отсутствии некорректно.

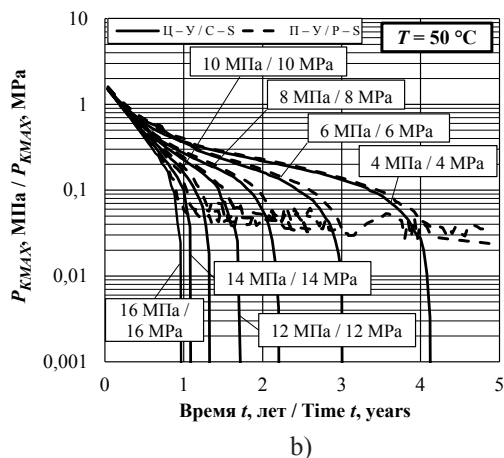
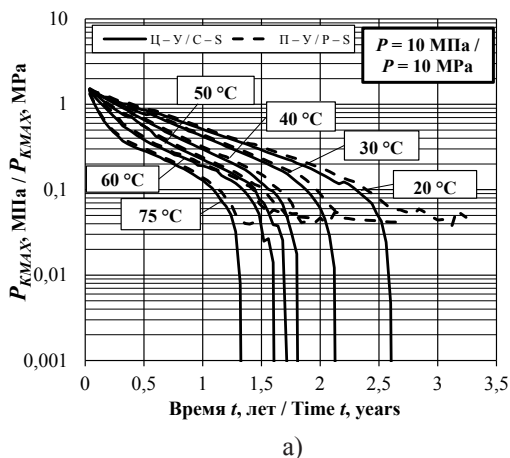
Анализ картин распределения контактных давлений в рассматриваемых ПУС позволяет сделать вывод, что максимальные значения обеспечиваются на стадиях приложения давления жидкости, а их величина соответствует уровню приложенного давления, что подтверждает адекватность решения контактной задачи. Так, в частности, при приложении давления в нормальных условиях эксплуатации на всех контактных площадках ПУС «Ц – П» давления достигают 10,6–11,1 МПа (рис. 5 с, h), что в 6,7 раза выше значений, созданных при монтаже.

Согласно исследованию В. Н. Бугриенко, В. Н. Корнеева и В. В. Капустиной, полная герметичность ПУС обеспечивается при контактных давле-

ниях не менее 0,25 МПа¹⁶, однако серия тестов показывает, что она может восстанавливаться при приложении давления жидкости, даже если на других стадиях образуется зазор в соединении «У – ПК». Данный механизм обеспечения герметичности известен как эффект самоуплотнения и проиллюстрирован на рис. 5. Несмотря на образование зазора в соединениях «У – ПК», в соединениях «У – ДК» сохранялись контактные давления на уровне 46,0 (56,7) кПа ПУС «Ц – П» («Ш – К») вплоть до момента потери герметичности, поэтому особый интерес представляет только изменение давлений в соединении «У – ПК».

В результате обработки серии графиков распределения контактных давлений с учетом эффекта самоуплотнения построены графики изменения максимальных контактных давлений в процессе эксплуатации (рис. 6), позволяющие сделать следующие выводы:

1. Увеличение температуры или давления жидкости ускоряет темпы падения контактных давлений в ПУС.



Р и с. 6. Изменение максимальных контактных давлений P_{KMAX} в парах «цилиндр – уплотнитель» (Ц – У) и «поршень – уплотнитель» (П – У) соединения «цилиндр – поршень» в процессе эксплуатации при различных температурах (а) и давлениях жидкости (б)

Fig. 6. Change in the maximum contact pressures P_{KMAX} in pairs “cylinder – seal” (C – S) and “piston – seal” (P – S) of the cylinder–piston joint during operation at different temperatures (a) and pressure of the liquid (b)

¹⁶ Бугриенко В. Н., Корнеев В. Н., Капустина В. В. Долговечность гидроагрегатов навесных систем и рулевых управлений тракторов : обзор. М. : ЦНИИТЭИ, 1973. 63 с.



2. При нормальных условиях эксплуатации контактные давления в соединении «У – ПК» исчезают через 1,72 года в ПУС «Ц – П» и через 2,04 года – в ПУС «Ш – К».

3. В соединении «У – ДК» сохраняются максимальные контактные давления на уровне 10–60 кПа вплоть до полной потери герметичности ПУС.

4. Увеличение температуры эксплуатации с 20 до 75 °С ускоряет падение контактных давлений в соединении «У – ПК» в среднем в 2,0 раза, а увеличение давления жидкости с 4 до 16 МПа – в среднем в 4,4 раза.

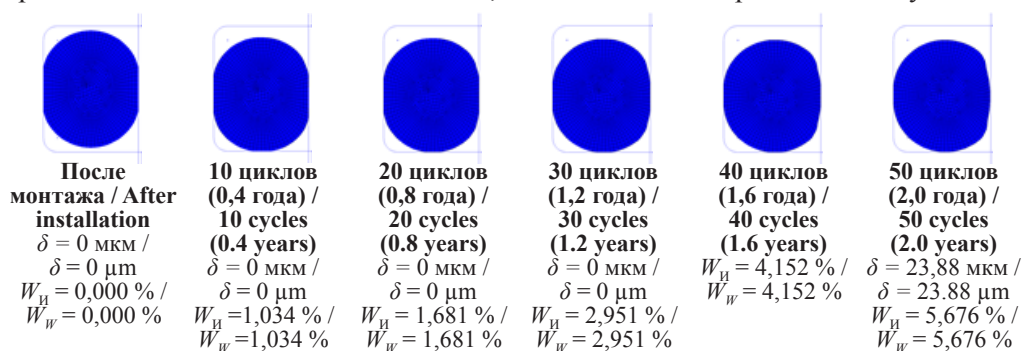
Полученные картины изменения форм сечения уплотнителя (рис. 7) позволяют сделать вывод о наличии на поверхности контакта с ПК следов износа. Учитывая, что путь трения уплотнителя о дно канавки несущественно мал по сравнению с соединением «У – ПК»,

в данной области наблюдается только формоизменение вследствие накопления пластических деформаций.

Однотипные формы сечений, полученные в результате моделирования (рис. 7) и микрометричных исследований¹⁷ (рис. 8), подтверждают адекватность результатов и корректность принятых допущений.

Согласно рис. 9, при нормальных условиях эксплуатации работоспособность ПУС «Ц – П» и «Ш – К» нарушается, если объемный износ уплотнителей достигает 5,68 % и 6,16 % соответственно.

Влияние температуры и давления жидкости на уровень предельно допустимого объемного износа уплотнителя можно оценить с помощью графиков на рис. 10. Из них следует, что при увеличении давления жидкости в диапазоне 4–16 МПа предельно допустимый



Р и с. 7. Изменение формы сечения уплотнителя соединения «цилиндр – поршень» в процессе эксплуатации: δ – зазор в соединении «цилиндр – уплотнитель», мкм; $W_{\text{и}}$ – объемный износ уплотнителя, %

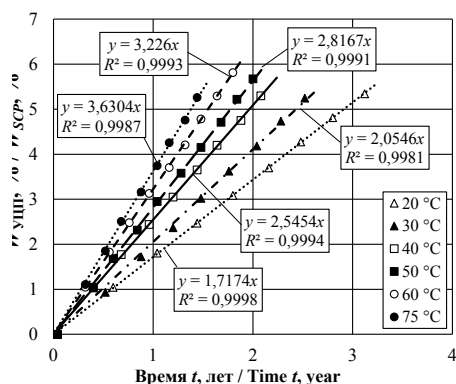
F i g. 7. Changing the shape of the seal section of “cylinder – piston” joint during operation: δ – gap in the “cylinder – seal” joint, μm ; $W_{\text{и}}$ – volumetric wear of the seal, %



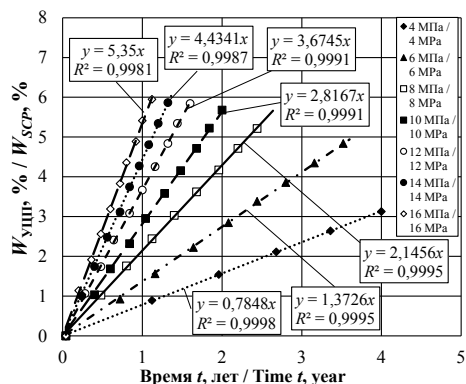
Р и с. 8. Характерные формы сечения уплотнителя соединения «цилиндр – поршень», полученные в результате микрометричных исследований

F i g. 8. Typical shapes of seal section in “cylinder – piston” joint, obtained as a result of micrometric studies

¹⁷ Комплексное исследование состояния подвижных уплотнительных соединений гидроцилиндра ГУР трактора МТЗ-80/82 / В. И. Борисов [и др.] // XXXVII Огаревские чтения : мат-лы науч. конф. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2009. С. 3–6. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=24270465>



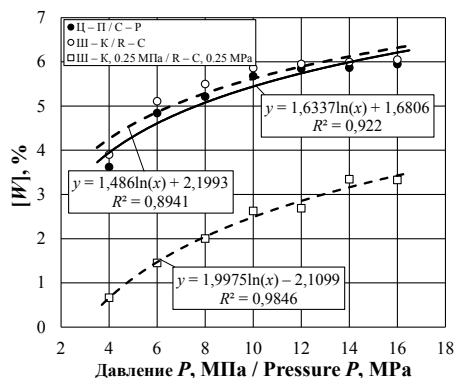
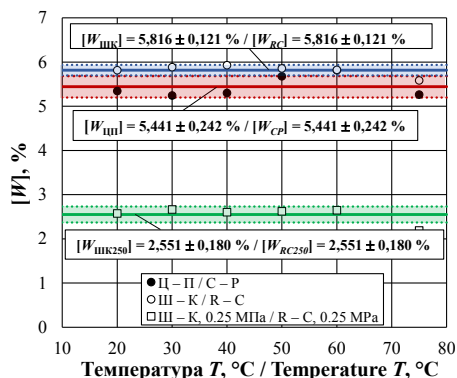
a)



b)

Р и с. 9. Изменение объемного износа уплотнителя $W_{ушп}$ соединения «цилиндр – поршень» в процессе эксплуатации при различных температурах (а) и давлениях жидкости (б)

F i g. 9. Changing the seal volumetric wear W_{SCP} of the “cylinder – piston” joint during operation at different temperatures (a) and liquid pressures (b)



Р и с. 10. Зависимости предельного объемного износа $[W]$ уплотнителей соединений «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» от температуры (а) и давления жидкости (б): Ц – П и Ш – К – данные, учитывающие эффект самоуплотнения в соединениях «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» соответственно; Ш – К, 0,25 МПа – данные полной герметичности соединения «шток – крышка» (при $P_{KMAX} = 0,25$ МПа)

F i g. 10. Dependence of the maximum volume wear $[W]$ of the seal of the “cylinder – piston” and “rod – cover” joints on temperature (a) and liquid pressure (b): C – P and R – C – data that consider the effect of self-sealing in the “cylinder – piston” and “rod – cover” joints, respectively; R – C, 0.25 MPa – data of full joint tightness “rod – cover” (with $P_{KMAX} = 0.25$ MPa)

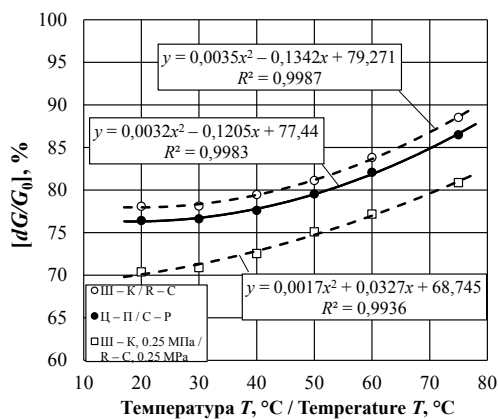
объемный износ уплотнителя увеличивается в среднем на 59,7 % при оценке герметичности с учетом эффекта самоуплотнения и в 5,0 раз – при сохранении полной герметичности в ПУС «Ш – К».

Об уровне накопления пластических деформаций можно судить по величине падения модуля сдвига (рис. 11) в форме

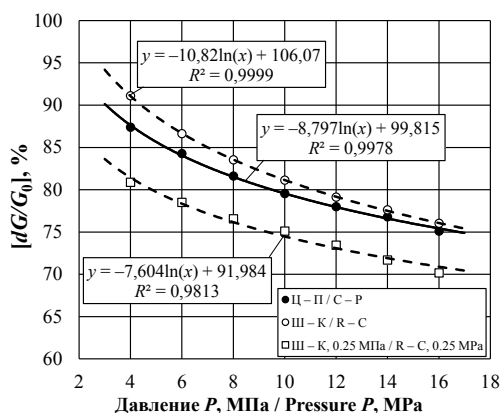
$$[dG] = (G_0 - [G]) / G_0 \cdot 100\%, \quad (7)$$

где G_0 – начальный модуль сдвига, МПа; $[G]$ – модуль сдвига в момент окончания ресурса ПУС, МПа.

Согласно рис. 11 а, рост температуры эксплуатации с 20 до 75 °С ускоряет падение модуля сдвига материала уплотнителя в среднем на 14,1 %, что обусловлено ускорением процессов ре-



a)



b)

Р и с. 11. Зависимости падения модуля сдвига $[dG/G_0]$ материала уплотнителя от температуры (а) и давления жидкости (б): Ц – П и Ш – К – данные, учитывающие эффект самоуплотнения в соединениях «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» соответственно; Ш – К, 0,25 МПа – данные, соответствующие полной герметичности соединения «шток – крышка» (при $P_{\text{KMAX}} = 0,25 \text{ МПа}$)

Fig. 11. Dependences of material shear module of the seal material $[dG/G_0]$ on the temperature (a) and the fluid pressure (b): C – P and R – C – data that consider the effect of self-sealing in the “cylinder – piston” and “rod – cover” joints, respectively; R – C, 0.25 MPa – data of full joint tightness “rod – cover” (with $P_{\text{KMAX}} = 0.25 \text{ MPa}$)

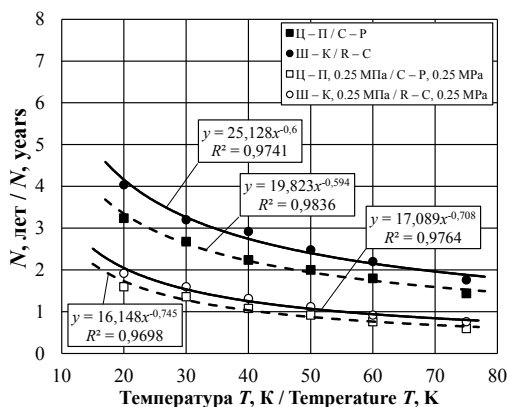
лаксации, а следовательно, и процессов накопления пластических деформаций.

При варьировании давления жидкости развитие релаксационных процессов в уплотнителе определяется только температурой на основе (2), а ресурс ПУС с увеличением давления жидкости уменьшается, поэтому зависимости, представленные на рис. 11 б, носят логарифмический характер.

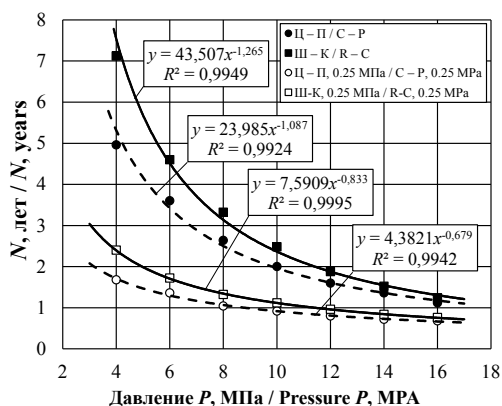
Графики зависимости ресурса от температуры и давления жидкости (рис. 12) показывают, что в нормальных условиях эксплуатации ресурс ПУС «Ц – П» составляет 0,92 года при сохранении полной герметичности соединения и 2,0 года – при оценке герметичности с учетом эффекта самоуплотнения; ресурс ПУС «Ш – К» составляет 1,12 и 2,48 года соответственно. Однако реализация эффекта самоуплотнения в ПУС «Ш – К» сопровождается выбросом жидкости в окружающую

среду, поэтому при определении его ресурса необходимо использовать условия сохранения полной герметичности [31].

Анализ рисунка 12 показывает, что все представленные зависимости хорошо описываются степенными функциями, что позволяет прогнозировать ресурс рассматриваемых ПУС в принятых диапазонах варьирования температуры и давления жидкости. Из рис. 12 б видно, что снижение давления жидкости с 16 до 4 МПа позволит увеличить ресурс ПУС «Ц – П» в 4,43 раза, а ПУС «Ш – К» – в 3,16 раза. С другой стороны, уменьшение температуры (рис. 12 а) с 75 до 20° С позволит увеличить ресурс ПУС «Ц – П» в 3,25 раза и в 2,53 раза – ресурс ПУС «Ш – К». Таким образом, варьирование давления жидкости в диапазоне 4–16 МПа оказывает большее влияние на ресурс, чем изменение температуры в диапазоне от 20–75° С.



а)



б)

Р и с. 12. Зависимости ресурса N уплотнительных соединений «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» от температуры (а) и давления (б): Ц – П и Ш – К – данные, учитывающие эффект самоуплотнения в соединениях «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» соответственно; Ц – П, 0,25 МПа и Ш – К, 0,25 МПа – данные, соответствующие полной герметичности соединений «цилиндр – поршень» и «шток – крышка» (при $P_{KMAX} = 0,25$ МПа) соответственно

Fig. 12. Dependence of “cylinder – piston” and “rod – cover” sealing joints life N on the temperature (a) and pressure (b): C – P and R – C – data that consider the effect of self-sealing in the “cylinder – piston” and “rod – cover” joints respectively; C – P, 0.25 MPa and R – C, 0.25 MPa – data of full joint tightness “cylinder – piston” and “rod – cover” (with $P_{KMAX} = 0,25$ MPa) respectively

Обсуждение и заключение

Анализ представленных результатов показывает, что авторская методика¹⁸ позволяет получить адекватную оценку долговечности ПУС.

К основным результатам работы можно отнести: картины изменения контактных давлений в соединениях «У – ПК» в процессе эксплуатации (рис. 6); описание механизмов протекания процессов изнашивания уплотнителей ПУС (рис. 9); зависимости, определяющие влияние температуры и давления жидкости на скорость развития процессов изнашивания и накопления пластических деформаций уплотнителем (рис. 10–11) и ресурс ПУС (рис. 12).

Одним из аспектов, требующих более детального исследования, является сокращение ресурса ПУС вследствие выдавливания уплотнителя в зазор; од-

нако, с учетом сложности решаемых задач и предположения о наличии защитных колец, в рамках настоящего исследования принято допущение о его отсутствии, что значительно упростило вычислительную процедуру.

Другим аспектом рассматриваемой проблемы является влияние периодичности замены уплотнителя на ресурс ПУС. При его рассмотрении в рамках современных подходов к стратегии проведения ремонтно-обслуживающих воздействий по состоянию объекта необходимо исходить из принципа обеспечения ресурса ПУС на уровне ресурса агрегата, поэтому периодичность замены уплотнителя и восстановления размеров контртел ПУС должна совпадать с периодичностью проведения капитального ремонта. С учетом этого полученные результаты позволяют сделать вывод, что ресурс рассматриваемых уплотни-

¹⁸ Кузнецов В. В. Методика определения ресурса подвижных уплотнительных соединений гидравлических и пневматических устройств // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : межвуз. сб. науч. тр. Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2017. С. 556–567.



тельных узлов меньше необходимо в 1,5 раза у ПУС «Ц – П» и более чем в 4 раза – у ПУС «Ш – К». Данный вывод носит частный характер и не ограничивает применение ПУС данного типа в рамках других конструкций, т. к. уплотнительные соединения на базе колец круглого сечения обладают множеством неоспоримых преимуществ и могут быть реализованы в ряде конст-

рукций, не предъявляющих столь высоких требований к условиям эксплуатации.

Полученные в данной статье результаты позволяют сделать вывод о высокой эффективности авторской методики¹⁹ и перспективности разработки на ее основе универсальной методики определения ресурса ПУС, в том числе с комбинированным уплотнителем.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Sealing mechanism and failure analysis of actuator reciprocating seal / Y. Zhang [et al.] // Proceedings of the 2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). Hefei, 2016. P. 2190–2195. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICIEA.2016.7603952>
2. **Свиньяков Д. С., Толстухин Г. Н.** Прогнозирование надежности работы уплотнений гидроцилиндров // Электронный научный журнал. 2016. № 9 (12). С. 149–153. URL: <http://co2b.ru/docs/enj.2016.09.pdf>
3. **Burenin V. V.** New seals for the moving joint of hydraulic power cylinders // Russian Engineering Research. 2011. Т. 31, № 10. С. 1036–1038. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X11100042>
4. Durability of a polymer composite material and service life of packing elements of contact movable sealing devices / O. A. Mamaev [et al.] // Journal of Friction and Wear. 2008. Vol. 29, Issue 2. P. 127–132. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366608020086>
5. **Буренин В. В.** Новые конструкции уплотнений для подвижных соединений силовых гидроцилиндров объемного гидропривода строительных машин и механизмов // Механизация строительства. 2012. № 1. С. 10–14. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17265461>
6. **Flitney R.** Seals and sealing handbook : 6th edition. Butterworth–Heinemann, 2014. 633 p. DOI: <https://doi.org/10.1016/C2012-0-03302-9>
7. Study of effect of seal profile on tribological characteristics of reciprocating hydraulic seals / S. Bhaumik [et al.] // Tribology in Industry. 2015. Vol. 37, No. 2. P. 264–274. URL: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-2/15.pdf>
8. Sealing performances research on PTFE rotating seal under deep-sea environment / X. Cao [et al.] // The Open Mechanical Engineering Journal. 2015. Vol. 9. P. 475–482. DOI: <https://doi.org/10.2174/1874155X01509010475>
9. **Wang C.-S., Qin Y., An Q.** Finite element analysis for the rubber O-ring in a mechanical seal // Journal of East China University of Science and Technology. 2013. Vol. 39, Issue 6. P. 761–767. DOI: <https://doi.org/10.14135/j.cnki.1006-3080.2013.06.012>
10. **Lu T., Wang W., Chen L.** A study of the performance of an O-ring seal with viscoelasticity // Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition). 2014. Issue 6. P. 93–97. URL: http://caod.oriprobe.com/articles/45360381/A_study_of_the_performance_of_an_O_ring_seal_with_viscoelasticity.htm
11. Investigation of design parameters and failure criteria of o-ring seal structure / D. Hu [et al.] // ASME Turbo Expo 2005 : Power for Land, Sea, and Air. Vol. 4. P. 405–412. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2005-68434>
12. **Yang B., Salant R. F.** A numerical model of a reciprocating rod seal with a secondary lip // Tribology Transactions. 2008. Vol. 51, Issue 2. P. 119–127. DOI: <https://doi.org/10.1080/10402000701691746>

¹⁹ Там же.

13. **Stupkiewicz S., Marcinişzyn A.** Elastohydrodynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals // *Tribology International*. 2009. Vol. 42, Issue 5. P. 615–627. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.08.008>
14. **Aissaoui H., Diany M., Azouz J.** Numerical simulation of radial and axial compressed elastomeric O-ring relaxation / *Global Journal of Researches in Engineering. Mechanical and Mechanics Engineering*. 2012. Vol. 12, Issue 4. P. 1–5. URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/5770/527f9483aa521f25d5979612387b20d8a954.pdf>
15. **Niu S.** Sealing performance analysis of rubber O-ring in static seal based on FEM // *International Journal of Engineering and Advanced Research Technology*. 2015. Vol. 1, Issue 2. P. 32–34. URL: https://www.ijeart.com/download_data/IJEART01118.pdf
16. **Diany M., Aissaoui H.** Finite element analysis for short term O-ring relaxation // *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. 2011. Vol. 5, № 6. P. 478–482. URL: <http://jjmie.hu.edu.jo/files/v5n6/JJMIE%20-91-10.pdf>
17. **Zhang G. L., Zeng Z. B.** Simulation of sealing performance of elastomeric O-ring gasket including metal skeleton // *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 556-562. P. 615–619. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.615>
18. Fluid-solid interaction model for hydraulic reciprocating O-ring seals / C. Liao [et al.] // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2013. Vol. 26, Issue 1. P. 85–94. DOI: <https://doi.org/10.3901/CJME.2013.01.085>
19. Element analysis and wear longevity calculation of an O-ring in the actuator cylinder of a certain aircraft landing gear / Y. Yang [et al.] // 2017 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Harbin). 2017. P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/PHM.2017.8079282>
20. **Wang Z.** Predicting wear in radial seals // *ANSYS Advantage*. 2008. Vol. 2, Issue 1. P. 27. URL: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v2-i1-full-version.pdf>
21. Service life estimation of liquid silicone rubber seals in polymer electrolyte membrane fuel cell environment / T. Cui [et al.] // *Journal of Power Sources*. 2011. Vol. 196, Issue 3. P. 1216–1221. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2010.08.075>
22. **Lehr D., Furlan W.** Seal life prediction and design reliability in downhole tools // *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. SPE, 2017. DOI: <https://doi.org/10.2118/187133-MS>
23. Time-variant reliability analysis for rubber O-ring seal considering both material degradation and random load / B. Liao [et al.] // *Materials*. 2017. Vol. 10, Issue 10. P. 1211. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma10101211>
24. **Lijesh K., Muzakkir S.** Service life estimation of rubber seals // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Vol. 11, № 2. P. 980–986. URL: <https://docslide.net/documents/service-life-estimation-of-rubber-seals-life-estimation-of-rubber-seals-lijesh-kp.html>
25. **Борисов В. И., Кузнецов В. В., Водяков В. Н.** Трибологические свойства полимерных материалов уплотнителей для гидроцилиндров // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2012. № 2. С. 40–43. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17895402>

Поступила 12.09.2018; принята к публикации 19.10.2018; опубликована онлайн 28.12.2018

Об авторе:

Кузнецов Вячеслав Викторович, доцент кафедры механизации переработки сельскохозяйственной продукции ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68/1), кандидат технических наук, ResearcherID: N-7719-2016, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0401-0391>, imesrv@mail.ru

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.



REFERENCES

1. Zhang Y., Shi J., Wang S., Zhang C., Tomovic M. M. Sealing mechanism and failure analysis of actuator reciprocating seal. In: *2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. Hefei: IEEE; 2016. P. 2190–2195. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICIEA.2016.7603952>
2. Svinyakov D. S., Tolstukhin G. N. Forecasting the reliability of seals of hydraulic cylinders. *Elektronnyy nauchnyy zhurnal* = Electronic Scientific Journal. 2016; 9(12):149–153. Available at: <http://co2b.ru/docs/enj.2016.09.pdf> (In Russ.)
3. Burenin V. V. New seals for the moving joint of hydraulic power cylinders. *Russian Engineering Research*. 2011; 31(10):1036–1038. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X11100042>
4. Mamaev O., Mashkov Yu., Kosarenko R., Pivovarov V. Durability of a polymer composite material and service life of packing elements of contact movable sealing devices. *Journal of Friction and Wear*. 2008; 29(2):127–132. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366608020086>
5. Burenin V. V. New designs of seals for movable connections of power hydraulic cylinders of the volume hydraulic drive of construction machines and mechanisms. *Mekhanizatsiya stroitelstva* = Mechanization of Construction. 2012; 1:10–14. Available at: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17265461>
6. Flitney R. *Seals and Sealing Handbook* : 6th Ed. Butterworth–Heinemann; 2014. 633 p. DOI: <https://doi.org/10.1016/C2012-0-03302-9>
7. Bhaumik S., Kumaraswamy A., Guruprasad S., Bhandari P. Study of effect of seal profile on tribological characteristics of reciprocating hydraulic seals. *Tribology in Industry*. 2015; 37(2):264–274. Available at: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-2/15.pdf>
8. Cao X., Zhang C., Zou B., Li L. Sealing performances research on PTFE rotating seal under deep-sea environment. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2015; 9:475–482. DOI: <https://doi.org/10.2174/1874155X01509010475>
9. Wang C., Qin Y., An Q. Finite element analysis for the rubber O-ring in a mechanical seal. *Journal of East China University of Science and Technology*. 2013; 39(6):761–767. DOI: <https://doi.org/10.14135/j.cnki.1006-3080.2013.06.012>
10. Lu T., Wang W., Chen L. A study of the performance of an O-ring seal with viscoelasticity. *Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition)*. 2014; 6:93–97. Available at: http://caod.oriprobe.com/articles/45360381/A_study_of_the_performance_of_an_O_ring_seal_with_viscoelasticity.htm
11. Hu D., Wang R., Ren Q., Hong J. Investigation of design parameters and failure criteria of O-ring seal structure. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2005; 4:405–412. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2005-68434>
12. Yang B., Salant R. F. A numerical model of a reciprocating rod seal with a secondary lip. *Tribology Transactions*. 2008; 51(2):119–127. DOI: <https://doi.org/10.1080/10402000701691746>
13. Stupkiewicz S., Marcinišzyn A. Elastohydrodynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals. *Tribology International*. 2009; 42(5):615–627. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.08.008>
14. Aissaoui H., Diany M., Azouz J. Numerical simulation of radial and axial compressed elastomeric o-ring relaxation. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*. 2012; 12(4):1–5. Available at: <https://pdfs.semanticscholar.org/5770/527f9483aa521f25d5979612387b20d8a954.pdf>
15. Niu S. Sealing performance analysis of rubber O-ring in static seal based on FEM. *International Journal of Engineering and Advanced Research Technology*. 2015; 1(2):32–34. Available at: https://www.ijeart.com/download_data/IJEART01118.pdf
16. Diany M., Aissaoui H. Finite element analysis for short term O-ring relaxation. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. 2011; 5(6):478–482. Available at: <http://jjmie.hu.edu.jo/files/v5n6/JJMIE%20-91-10.pdf>

17. Zhang G., Zeng Z. Simulation of sealing performance of elastomeric O-ring gasket including metal skeleton. *Applied Mechanics and Materials*. 2014; 556-562:615–619. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.615>
18. Liao C., Huang W., Wang Y., Suo S., Liu Y. Fluid-solid interaction model for hydraulic reciprocating O-ring seals. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2013; 26(1):85–94. DOI: <https://doi.org/10.3901/CJME.2013.01.085>
19. Yang Y., Tengyue H., Chenhui Z., Zhi B., Lihua M. Element analysis and wear longevity calculation of an O-ring in the actuator cylinder of a certain aircraft landing gear. In: *2017 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Harbin)*. Harbin: IEEE, 2017. P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/PHM.2017.8079282>
20. Wang Z. Predicting wear in radial seals. *ANSYS Advantage*. 2008; 2(1):27. Available at: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v2-i1-full-version.pdf>
21. Cui T., Lin C.-W., Chien C. H., Chao Y. J., Van Zee J. W. Service life estimation of liquid silicone rubber seals in polymer electrolyte membrane fuel cell environment. *Journal of Power Sources*. 2011; 196(3):1216–1221. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2010.08.075>
22. Lehr D., Furlan W. Seal life prediction and design reliability in downhole tools. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. SPE; 2017. DOI: <https://doi.org/10.2118/187133-MS>
23. Liao B., Sun B., Yan M., Ren Y., Zhang W., Zhou K. Time-variant reliability analysis for rubber O-ring seal considering both material degradation and random load. *Materials*. 2017; 10(10):1211. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma10101211>
24. Lijesh K., Muzakkir S. Service life estimation of rubber seals. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016; 11(2):980–986. Available at: <https://docslide.net/documents/service-life-estimation-of-rubber-seals-life-estimation-of-rubber-seals-lijesh-kp.html>
25. Borisov V. I., Kuznetsov V. V., Vodyakov V. N. Tribological properties of hydraulic cylinders' sealings polymer materials. *Traktory i selkhoz mashiny* = Tractors and Agricultural Machines. 2012; 2:40–43. Available at: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17895402> (In Russ.)

Received 12.09.2018; revised 19.10.2018; published online 28.12.2018

Vyacheslav V. Kuznetsov, Associate Professor, Chair of Mechanization of Processing of Agricultural Products, National Research Mordovia State University (68/1 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), ResearcherID: N-7719-2016, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0401-0391>, imesrv@mail.ru

The author has read and approved the final version of the paper.