УДК 621.873.2/.3

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ УТЕЧЕК РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР СОПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОЦИЛИНДРА ВЫВЕШИВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

*Д.А. Потахов¹, Я.С. Ватулин²

¹ Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Россия ² Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Россия *potakhovd@mail.ru

аннотация

Введение. В настоящей статье на основе определения ресурса уплотнительных элементов гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана проводится численный расчет утечек рабочей жидкости через радиальный зазор сопряженного узла «поршень – зеркало гидроцилиндра».

Материалы и методы. Применяется метод математического моделирования, позволяющий на основе единой методологической базы моделировать взаимодействие объектов, содержащих элементы различной физической природы. Используемые системы моделирования: функционал Simulation (метод конечных элементов) и Flow Simulation (метод конечных объемов) программы САПР SolidWorks; графическая среда имитационного моделирования Simulink Matlab и его пакеты расширения.

Результаты. Приведена трехмерная и неравномерная по сечению сопряжения модель радиального зазора сопряженного узла «поршень – зеркало гидроцилиндра». Предложена методика расчета герметичности гидроцилиндра, устанавливающая следующую взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор между поршнем и гильзой – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока».

Обсуждение и заключение. Полученные результаты позволяют повысить надежность работы силовых гидроцилиндров строительно-дорожных машин и оборудования.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: уплотнение, утечки, гидроцилиндр, радиальный зазор, конечно-элементный анализ, Simulink, Flow Simulation, анализ усталости, рабочая жидкость.

© Д.А. Потахов, Я.С. Ватулин



Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

NUMERICAL CALCULATION OF THE HYDRO-LIQUID LEAKAGE THROUGH THE RADIAL CLEARANCE OF THE CONNECTED ELEMENTS ON THE TOWER CRANE HYDROCILINDER

*D.A. Potakhov1, Y.S. Vatulin ² ¹ Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, ² Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, St. Petersburg, Russia * potakhovd@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. The authors present the numerical calculation of the hydro-liquid leakage through the radial clearance of the "piston - hydraulic cylinder" conjugate node on the basis of determining the sealing elements' resource of the tower crane hydraulic cylinder.

Materials and methods. The authors use the method of mathematical modeling, which makes it possible to model the containing elements' interaction of different physical nature on the unified methodological basis. Moreover, the paper presents such simulation systems as Simulation (finite element method), Flow Simulation (finite volume method) of the SolidWorks CAD program and Simulink Matlab with expansion packs.

Results. As a result, the authors demonstrate the three-dimensional and irregular cross-section conjugation model of the radial clearance in the "piston - hydraulic cylinder" conjugate node. In addition, the authors propose the calculating method of the hydraulic cylinder tightness. Such method establishes the following scheme: "load on the hydraulic cylinder — number of operating cycles — uneven radial clearance between the piston and the liner — amount of fluid leakage — shrinkage of the rod".

Discussion and conclusions. The results of the research make it possible to increase the reliability of the power hydraulic cylinders of the road construction machines and equipment.

KEYWORDS: compaction, leakage, hydraulic cylinder, radial clearance, finite element analysis, Simulink, Flow Simulation, fatigue analysis, working fluid.

© D.A. Potakhov, Y.S. Vatulin



Content is available under the license Creative Commons Attribution 4.0 License.

введение

Из опыта эксплуатации гидроцилиндров известно, что уплотнительные узлы перестают обеспечивать необходимую герметичность по причине усталостного разрушения вследствие постепенного разрушения материала уплотнений, выдавливаемых в зазор соединения, что ведет к нарушению режима работы гидроагрегата [1].

Процесс образования износа сопрягаемых элементов носит как закономерный характер – в случаях осуществления рабочего цикла грузоподъемной машины (вес груза, инерционные нагрузки, неравномерное внедрение опор и пр.), приводящих к деформации элементов уплотнений и стенок гильзы, так и случайный характер (фракция и свойства микрочастиц-загрязнителей; форма и размер деформаций, вызванных взаимодействием этих частиц).

Явления, связанные с утечкой рабочей жидкости через контактные уплотнения, сложны и теоретически мало изучены [1]. Для контактных уплотнений утечка происходит за счет заполнения жидкостью микронеровностей, образованных в результате механической обработки и пластических деформаций, износа уплотнений.

Проблеме надежности уплотнительного узла гидроприводов посвящен ряд исследований, связанных с новой конструкцией уплотнений; применением новых материалов уплотнений, экспериментальных и численных методов, в том числе конечно-элементного моделирования, направленных на изучение работы уплотнений и увеличение ресурса уплотнений [2,3,4,5,6,7,8].

Текущее исследование уплотнительного узла гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного железнодорожного крана «Сокол - 80.01» состоит из нескольких этапов:

1. Оценка усталостной долговечности уплотнений гидроцилиндра в среде Simulation программы САПР SolidWorks [9, 10].

2. Анализ влияния утечек рабочей жидкости между поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра в:

– пакете Flow Simulation программы САПР SolidWorks с целью исследования гидродинамических и тепловых процессов [10]; подсистеме моделирования динамических процессов Simulink программы Matlab при помощи библиотеки Simscape с целью исследования гидродинамических процессов [11,12,13].

Расчет ведется согласно следующей гипотезе: циклическая нагрузка, которой подвергается гидроцилиндр в процессе работы дорожной, строительной и подъемно-транспортных машин, приводит к постепенному изнашиванию уплотнительного узла гидроцилиндра, что является причиной возникновения неравномерного радиального зазора между поршнем и гильзой гидроцилиндра, через который происходят перетечки рабочей жидкости, что в свою очередь приводит к усадке штока гидроцилиндра.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УПЛОТНЕНИЙ

В зависимости от положения поршня в гильзе, от диаметров и зазоров элементов гидроцилиндра теоретически возможны 3 варианта контактирования¹. В первом варианте контактирования зазор между штоком и втулкой существенно больше, чем между гильзой и поршнем; наблюдается контактная пара «поршень – гильза». Второй вариант: зазор между гильзой и поршнем существенно больше, чем между штоком и втулкой; контактная пара «направляющая втулка – шток». Третий вариант: зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой; край поршня контактирует с зеркалом гильзы, а край втулки – со штоком.

Допущения расчета: внешняя нагрузка представляется в виде следующей гармонической функции: $P(t) = P_m \sin(w \cdot t + \psi)^2$, форма уплотнений упрощена.

Внешняя нагрузка представляет собой вертикальную (*P*_в = 200 ... 500 кH) и горизонтальную составляющие (*P*_r = 5 кH) реакции выносной опоры; действие только вертикальной составляющей соответствует штатному режиму нагружению, горизонтальной и вертикальной – нештатному.

Основной характеристикой материала, используемой для описания процесса многоцикловой усталости, является кривая усталости

¹ Ватулин Я.С. Синтез силовых гидроцилиндров строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Я. С. Ватулин; ТулГУ. Тула: 1996. 223 с.

² Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». 4-е изд., перераб. и доп. / А.А. Вайнсон. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

(кривая Велера (Wöhler)); часто в зарубежной литературе и программных продуктах (например SolidWorks) подобная кривая носит название SN - кривая, она описывает зависимость между действующим напряжением S и числом циклов до разрушения N [9,10]. В библиотеке материалов SolidWorks для некоторых материалов кривые усталости SN определены, источником справок для них служит Atlas of Fatigue Curves издательства ASM International [9,10,14]. В качестве материала уплотнений в исследовании применяется широко используемый конструкционный термопластичный материал «РА Тип 6» (полиамид 6). Усталостное исследование основывается на теории линейного накопления повреждений Майнера, существенным достоинством которой является ее простота, вследствие чего она получила широкое применение [15].

Результаты расчетов в зависимости от вида нагрузки и варианта контактирования представлены на рисунке 1 и в таблице. В таблице показан процесс разрушения уплотнений для штатного (P_в = 500 кH; P_г = 0 кH) и нештатного (P_в = 500 кH; P_г = 5 кH) режимов нагружения гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана.



Рисунок 1 — Минимальный срок службы уплотнений (число циклов): 1 — первый вариант контактирования; 2 — второй вариант контактирования; 3 — третий вариант контактирования (уплотнения втулки) Индекс «ш» соответствует штатному режиму нагружения, «нш» — нештатному режиму нагружения

Figure 1 – Minimum service time (number of cycles): 1 –first variant of contacting; 2 –second variant of contacting; 3 –third variant of contacting (sleeve sealing) Index "s" corresponds to the standard loading mode, "ns" – non-standard loading mode

ТАБЛИЦА

Процесс разрушения уплотнений

TABLE Seal destruction process



Таким образом, наличие горизонтальных сил, приложенных к выносной опоре, снижает усталостную долговечность уплотнений гидроцилиндра. При этом процесс разрушения уплотнений при совместном действии вертикальных и горизонтальных сил носит явно выраженный неравномерный характер. Стоит отметить: разрушаются те уплотнения штока (сопряжение «направляющая втулка – шток»), которые расположены дальше от полостей с рабочей жидкостью, что может служить причиной попадания в гидроцилиндр загрязнений из внешней среды; уплотнения поршня (сопряжение «поршень - гильза») разрушаются преимущественно с одной стороны, что может служить причиной перетечек рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОЦИЛИНДРА С УЧЕТОМ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА СОПРЯЖЕННОГО УЗЛА «ПОРШЕНЬ – ЗЕРКАЛО ГИДРОЦИЛИНДРА»

Гидродинамический расчет гидроцилиндра с учетом радиального зазора сопряженного узла «поршень – зеркало гидроцилиндра» включает в себя расчет в Flow Simulation SolidWorks и расчет в Simulink Matlab.

Рассматривается в качестве примера гидроцилиндр с одним вариантом контактирования сопряжения «поршень – гильза» при нештатном ($P_{_{\rm B}}$ = 500 кH; $P_{_{\rm r}}$ = 5 кH) режиме нагружения.

В исследовании радиальный зазор между поршнем и гильзой моделируется трехмерным, неравномерным по сечению сопряжения по результатам усталостного расчета уплотнений гидроцилиндра. При этом моделируется неравномерный износ всех уплотнений одновременно. Благодаря этому приведенный расчет принципиально отличается от ряда других исследований, в которых зазор принимается постоянной величиной по сечению сопряжения.

Flow Simulation позволяет рассматривать тепловые процессы, однако в расчете утечек рабочей жидкости в Flow Simulation делается допущение, что закономерность течения жидкости в «большом» и «малом» зазорах одна и та же. Это связано с тем, что построение конечной сетки размеров порядка 1 – 10 мкм увеличивает размерность задачи, что требует значительных ресурсов ЭВМ [10].

Численное моделирование гидроцилиндра в подсистеме Simulink программы Matlab не предполагает построение эпюр гидродинамических и тепловых процессов, однако позволяет учесть величины порядка 1 мкм, что позволяет учесть динамику потока жидкости в зазоре [13].

PACYET B FLOW SIMULATION SOLIDWORKS

Движение и теплообмен текучей среды в Flow Simulation моделируется при помощи уравнений Навье-Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды [9, 10]. Для моделирования турбулентных течений уравнения Навье-Стокса осредняются по Рейнольдсу; в результате уравнения имеют дополнительные члены – напряжения по Рейнольдсу, а для замыкания этой системы уравнений используются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках *k* – модели турбулентности [10].

Для привязки математической модели к инженерной задаче и к конкретной расчетной области в Flow Simulation применяется метод фиктивных областей. С целью нахождения искомого численного решения непрерывная нестационарная математическая модель физических процессов дискретизируется по пространству и времени [10]. Для дискретизации по пространству расчетная область покрывается расчетной сеткой с использованием метода конечных объемов.

На первом этапе назначаются глобальные настройки расчетной модели: тип и параметры анализа (внутренний), текучая среда. материал для всех элементов гидроцилиндра, условия на стенках, начальные и граничные условия. В качестве текучей среды применяется гидравлическое масло ВМГЗ (всесезонное гидравлическое загущенное масло). Однако данный материал отсутствует в базе данных программы SolidWorks, поэтому создается «материал пользователя», настроенный согласно основным характеристикам применяемого гидравлического масла. Для этого известные эмпирические зависимости переносятся в базу данных созданного «материала пользователя» (рисунок 2) [16].

РАЗДЕЛ І. ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ



Рисунок 2 — Основные характеристики гидравлического масла ВМГЗ. Зависимости: а — плотности от температуры и давления; б — кинематической вязкости от давления и температуры; в — удельной теплоемкости от температуры; г — теплопроводности от температуры

Figure 2 – Main characteristics of all-season thickened hydraulic oil. Dependence: a – density of temperature and pressure; b – kinematic viscosity of pressure and temperature; c –specific heat from temperature; d – thermal conductivity from temperature

Начальными условиями являются: давления в поршневой $P_{_{\Pi}}$ и штоковой $P_{_{шT}}$ полостях, соответствующие текущему нагружению; температура элементов гидроцилиндра и текучей среды ($T_{_{HAY}} = 273,2$ К), радиальный зазор между поршнем и гильзой вследствие износа уплотнительного узла.

Далее назначаются цели проекта исследования, параметры сетки, проводится расчет. Результаты гидродинамического и теплового расчетов гидроцилиндра представлены на рисунках 3, 4.



Рисунок 3 — Распределение параметров в случае радиального зазора сопряжения «поршень — гильза»: а — температуры твердых тел; б — температуры текучей среды; в — скорости движения рабочей жидкости по поверхности гильзы

> Figure 3 – Parameters' distribution in case of the "piston – sleeve" radial clearance: a – solids temperature; b – fluid temperature; c – movement speed of the working fluid on the liner surface

> > Том 16, № 1. 2019. Сквозной номер выпуска – 65 (Vol. 16, no. 1. 2019. Continuous issue – 65



Рисунок 4 – Распределение линий тока и скорости движения жидкости по поверхности гильзы гидроцилиндра в случае радиального зазора сопряжения «поршень – гильза»: 1 – штоковая полость; 2 – поршневая полость

Figure 4 – Distribution of current lines and fluid velocity over the cylinder liner surface in case of the radial "piston – sleeve" clearance: 1 – rod cavity; 2 – piston cavity

Анализ полученных данных (см. рисунок 3, 4) показал, что в результате радиального смещения поршня уплотнительного узла, износа и смятия уплотняемых и сопрягаемых элементов:

 утечка рабочей жидкости через образовавшийся радиальный зазор характеризуется резким повышением скорости движения жидкости в зазоре;

 изменяется характер контактного взаимодействия жидкости и конструкции гидроцилиндра, приводящий к нарушению теплового баланса гидравлического агрегата; происходит перемешивание текучей среды, представляющее собой поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости.

PACYET B SIMULINK MATLAB

Разработанная Simulink-модель гидропривода выносных опор грузоподъемного крана, учитывающая сжимаемость жидкости, трение между подвижными частями в гидроцилиндре вывешивания, инерцию жидкости, потери в трубопроводе, внутренние перетечки рабочей жидкости, представлена на рисунке 5.



Рисунок 5 – Блочная модель-структура нагружения гидроцилиндра вывешивания в Simulink. Субсистемы: 1 – support load; 2 – модель радиального зазора; 3 –инерция и сопротивление жидкости; 4 – определение давления

> Figure 5 – Block model-loading structure of the hydraulic cylinder in Simulink. Subsystems: 1 – load on the support; 2 – radial clearance model; 3 – inertia and fluid resistance; 4 – pressure determination

С целью исследования внутренних перетечек между полостями гидроцилиндра разработан оригинальный блок, моделирующий радиальный зазор и представляющий собой совокупность последовательно соединенных блоков «Annular Orifice» с параметрами, настроенными согласно результатам усталостного расчета уплотнений гидроцилиндра. Блок «Annular Orifice» представляет собой кольцевой дроссель, образованный круглыми трубкой и вставкой, которая может быть эксцентрично расположена относительно трубки [13, 17]. Расход через кольцевой дроссель может быть найден из уравнения Хагена-Пуазейля [13, 17]

$$q = \frac{\pi R(R-r)^3}{6\nu\rho L} \cdot \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right) \cdot p; \qquad \varepsilon = \frac{e}{R-r}, \tag{1}$$

где *q* – расход потока; *p* – перепад давления; *R* – радиус отверстия; *r* – радиус вставки; *L* – длина перекрытия; ε – коэффициент эксцентриситета; *e* – эксцентриситет; *p* – плотность жидкости; v – кинематическая вязкость жидкости.

Схема моделирования радиального зазора в результате износа уплотнений представлена на рисунке 6.



Рисунок 6 – Схема моделирования радиального зазора в результате износа уплотнений: 1 – гильза гидроцилиндра; 2 – поршень; 3 – уплотнение; 4 – кривая износа уплотнения; 5 – упрощенное представление кривой износа уплотнения; 6 – разрушение уплотнений; h1, ..., hi – радиальный зазор; l1, ..., li – длина зазора

Figure 6 – Simulation diagram of the radial clearance as a result of seals wear: 1 – cylinder liner, 2 – piston, 3 – seal, 4 – seal wear curve, 5 – simplified representation of the seal wear curve, 6 – seal failure; h1, ..., hi – radial clearance; l1, ..., li – gap length

Блок «Cylinder Friction» моделирует трение между подвижными частями в гидравлических цилиндрах [13]. Блок «Variable Volume Chamber» (входит в блок «Double-Acting Hydraulic Cylinder») моделирует сжимаемость жидкости в цилиндре [13]. Блок «Fluid Interia» моделирует перепад давления, который изменяется в зависимости от скорости потока, в поперечном сечении некоторого участка гидролинии. Блок «Resistive Tube» моделирует сопротивление в устойчивых режимах движения жидкости. Настроив имитационную модель под заданный режим нагружения, проводится моделирование утечек рабочей жидкости гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана. Давление не подается, полости гидроцилиндра закрыты запирающими устройствами, на шток действует статическая нагрузка, представляющая собой реакцию опоры. Время моделирования – 100 секунд. Результаты расчета утечек гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана приведены на рисунках 7, 8.

РАЗДЕЛ I. ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ



Рисунок 7 – Давление в гидроцилиндре вывешивания: а – штоковая полость; б – поршневая полость; 1 – без перетечек; 2 – с перетечками

Figure 7 – Pressure in the hydraulic cylinder: a – rod cavity; b – piston cavity; 1 – without overflow; 2 – with overflow



Рисунок 8 — Результаты расчета утечек гидроцилиндра вывешивания крана: а — зависимость расхода жидкости через радиальный зазор; б — зависимость усадки штока гидроцилиндра

Figure 8 – Calculation results of the hydraulic cylinder leakage for the tower crane hanging: a – dependence of the fluid flow through the radial clearance; b – dependence of the hydraulic cylinder rod shrinkage

Таким образом, разработанная модель радиального зазора узла «поршень – зеркало гидроцилиндра» (рисунок 6) позволяет установить следующую взаимосвязь: «неравномерный радиальный зазор между поршнем и гильзой – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока» и таким образом исследовать работу (как в статике, так и в динамике) гидроцилиндра с учетом утечек.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты исследования усталостной долговечности уплотнений позволяют определить и проследить образование неравномерного по сечению радиального зазора между поршнем и гильзой гидроцилиндра и, следовательно, могут быть использованы для повышения долговечности уплотнительных элементов. Установлено, что максимальная vсталостная долговечность при штатном режиме нагружения наблюдается у гидроцилиндров вывешивания с первым и третьим вариантами контактирования сопряженных элементов. в случае нештатного режима нагружения - с первым вариантом контактирования.

Определено, что в результате радиального смещения поршня уплотнительного узла, износа и смятия уплотняемых и сопрягаемых элементов:

происходит утечка рабочей жидкости через образовавшийся радиальный зазор, которая приводит к снижению продольной жесткости гидроцилиндра вывешивания (проседание поршня под нагрузкой), что в свою очередь служит одним из источников снижения надежности производства погрузочно-разгрузочных работ;

 происходит неравномерное распределение сил трения сопряженного узла, что ведет к неравномерному и чрезмерному износу контактирующих элементов;

– нарушается тепловой баланс гидравлического агрегата: увеличивается диапазон температуры «T_{min} – T_{max}» места контакта сопряжения, что ведет к неравномерному нагреву уплотнительных элементов и рабочей жидкости в полости гидроцилиндра. Это отрицательно влияет на рабочие свойства применяемых рабочих жидкостей и ведет к уменьшению срока службы элементов гидросистемы.

Предложена трехмерная и неравномерная по сечению сопряжения модель радиального зазора сопряженного узла «поршень – зеркало гидроцилиндра», позволяющая исследовать процесс утечки рабочей жидкости гидроцилиндра вследствие износа уплотнительного узла.

Предложена методика расчета герметичности гидроцилиндра, устанавливающая следующую взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор между поршнем и гильзой – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока».

Приведенный расчет при статическом положении поршня гидроцилиндра можно применять и к анализу возвратно-поступательного движения, к исследованию уплотнений любых форм и сечений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, перераб. и доп. Л.: «Машиностроение» (Ленинградское отделение), 1973. 232 с.

2. Wang C.-S., Qin Y., An Q. Finite element analysis for the rubber O-ring in a mechanical seal. Tribology in Industry. 2013. Vol. 39, Issue 6. pp. 761–767.

3. Chao Peng, Shengrong Guo, Xiaoping Ouyang, Qinghe Zhou, Huayong Yang. Mixed Lubrication Modeling of Reciprocating Seals Based on a Developed Multiple-Grid Method. Tribology Transactions. 2018, 10, pp. 1151-1161

4. Bhaumik S., Bhandari P., Guruprasad S., Adepu K. Study of effect of seal profile on tribological characteristics of reciprocating hydraulic seals. Tribology in Industry. 2015. Vol. 37, No. 2. pp. 264–274.

5. Burenin V. V. New seals for the moving joint of hydraulic power cylinders. Russian Engineering Research. 2011. T. 31, № 10. pp. 1036–1038.

6. A. Wohlers, O. Heipl, B.N.J. Persson, M. Scaraggi, and H. Murrenhoff. Numerical and Experimental Investigation on O-Ring-Seals in Dynamic Applications. International Journal of Fluid Power. 2009. 10(3), pp. 51–59.

7. Cui. T., Chien C.H., Chao Y. J., Lin C.-W., Zee J. W. Van. Service life estimation of liquid silicone rubber seals in polymer electrolyte membrane fuel cell environment. Journal of Power Sources. 2011. Vol. 196, Issue 3. pp. 1216–1221.

8. Zhang X., Wang G., Xia P., Li H.P., He M. Finite element analysis and experimental study on contact pressure of hydraulic support bud-shaped composite sealing ring. Advances in Mechanical Engineering. 2016, 10, pp. 1–9.

9. Kurowski Paul. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017, 600 p.

10. Kurowski Paul. Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2018 and Flow Simulation 2018, SDC Publications, 2018, 302 p.

11. Agam Kumar Tyagi, MATLAB and Simulink for Engineers, Oxford University Press, 2012, 492 p.

12. Nuruzzaman Mohammad, Modeling and Simulation In SIMULINK for Engineers and Scientists, AuthorHouse, 2005, 240 p.

13. The MathWorks Inc.: SimHydraulics User's Guide, Version 1.16, 2015, The MathWorks Inc., Natick, MA

14. Atlas of Fatigue Curves, Edited by H.E. Boyer, ASM International, 1986, 518 p.

15. Collins J. A. Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention. John Wiley & Sons, New York, 1993, 654 p. 16. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

17. Noah D. Manring, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, 2005, 464 p.

REFERENCES

1. Makarov G. V. *Uplotnitel'nye ustrojstva* [Sealing devices]. Ed. 2nd, reworked. and add. L: Mechanical Engineering (Leningrad Branch), 1973. 232 p. (in Russian).

2. Wang C.-S., Qin Ý., An Q. Finite element analysis for the rubber O-ring in a mechanical seal. Tribology in Industry. 2013. Vol. 39, Issue 6. P. 761–767.

3. Chao Peng, Shengrong Guo, Xiaoping Ouyang, Qinghe Zhou, Huayong Yang. Mixed Lubrication Modeling of Reciprocating Seals Based on a Developed Multiple-Grid Method. Tribology Transactions. 2018, 10, P.1151–1161.

4. Bhaumik S., Bhandari P., Guruprasad S., Adepu K. Study of effect of seal profile on tribological characteristics of reciprocating hydraulic seals. Tribology in Industry. 2015. Vol. 37, No. 2. P. 264–274.

5. Burenin V. V. New seals for the moving joint of hydraulic power cylinders. Russian Engineering Research. 2011. T. 31, № 10. P.1036–1038.

6. A. Wohlers, O. Heipl, B.N.J. Persson, M. Scaraggi, and H. Murrenho. Numerical and Experimental Investigation on O-Ring-Seals in Dynamic Applications. International Journal of Fluid Power. 2009. 10(3), P. 51–59.

7. Cui. T., Chien C.H., Chao Y. J., Lin C.-W., Zee J. W. Van. Service life estimation of liquid silicone rubber seals in polymer electrolyte membrane fuel cell environment. Journal of Power Sources. 2011. Vol. 196, Issue 3. P. 1216–1221.

8. Zhang X., Wang G., Xia P., Li H.P., He M. Finite element analysis and experimental study on contact pressure of hydraulic support bud-shaped composite sealing ring. Advances in Mechanical Engineering. 2016, 10, P. 1–9.

9. Kurowski Paul. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017, 600 p.

10. Kurowski Paul. Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2018 and Flow Simulation 2018, SDC Publications, 2018, 302 p.

11. Agam Kumar Tyagi, MATLAB and Simulink for Engineers, Oxford University Press, 2012, 492 p.

12. Nuruzzaman Mohammad, Modeling and Simulation In SIMULINK for Engineers and Scientists, AuthorHouse, 2005, 240 p.

13. The MathWorks Inc.: SimHydraulics User's Guide, Version 1.16, 2015, The MathWorks Inc., Natick, MA.

14. Atlas of Fatigue Curves, Edited by H.E. Boyer, ASM International, 1986, 518 p.

15. Collins J.A. Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention. John Wiley & Sons, New York, 1993, 654 p.

16. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskoe oborudovanie mobil'nyh mashin: Spravochnik* [Hydraulic equipment of mobile machines: a handbook] Moscow, Mashinostroenie, 1983. 301 p. (in Russian).

17. Noah D. Manring, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, 2005, 464 p.

Поступила 03.02.2018, принята к публикации 22.02.2019.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ватулин Ян Семенович – канд. техн. наук, доц. кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины», ФГБОУ ВО ПГУПС (190031, г. Санкт-Петербург, Московский пр., 9, е-таіl: yan-roos@yandex.ru)

Потахов Денис Александрович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины», ФГБОУ ВО ПГУПС (190031,г. Санкт-Петербург, Московский пр., 9, е-mail: potakhovd@mail.ru)

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Potakhov Denis Aleksandrovich – Postgraduate Student, Department of Lifting and Transport, Track and Construction Machinery, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, 9, Moskovsky Ave., e-mail: potakhovd@mail.ru).

Vatulin Yan Semenovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Lifting and Transport, Track and Construction Machinery, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, 9, Moskovsky Ave., e-mail: yan-roos@yandex.ru).

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Авторы совместно трудились над всеми разделами статьи. Вклад каждого из соавторов 50%.

AUTHORS CONTRIBUTION

The authors have equal contribution to all sections of the article.