

Транспорт

УДК 62-82; 65.011.56

DOI: 10.12737/23208

А.В. Пузанов

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ХОДОВОЙ ЧАСТИ
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Предложена комплексная модель функционирования ходовой части аксиально-поршневой гидромашин, учитывающая наличие и взаимовлияние силовых факторов различной физической природы. Приведены результаты моделирования

гидродинамики, деформации и прочности в связанной постановке.

Ключевые слова: гидропривод, гидромашин, моделирование, анализ гидродинамики, анализ прочности.

A.V. Puzanov

HYDROMECHANICAL ANALYSIS OF RUNNING
GEAR IN AXIAL-PISTON HYDROMACHINE

Specific power increase in hydraulic actuators requires the accuracy increase in computation procedures at designing elements of drives and hydromachines. A running gear of a hydromachine is a unified unit, a basic element of a system defining its reliability and servicing characteristics. It finds its equilibrium position at a complex impact of power factors of different origin: a hydromechanical effect of working liquid, a thermal effect of liquid and a contact and friction of mechanical parts. A classic decomposition and analysis of separate simulators break the integrity of a working process and its equilibrium position.

For taking into account the influence upon hydromachine functionality hydrodynamics and deformation of mechanical elements forming a flowing part we developed a complex model of functioning a running gear of an axial-piston hydromachine taking into account the existence and interference of power factors with different physical origin. In the paper there are shown the results of the simulation of hydrodynamics, deformation and strength in a complex setting.

Key words: hydraulic actuator, hydromachine, simulation, hydrodynamics analysis, strength analysis.

Гидроприводостроение - современная наукоемкая отрасль машиностроения. Приводы на основе гидромашин и гидродвигателей являются базовым элементом высокоэффективного оборудования с наибольшей среди приводной техники удельной мощностью, высоким быстродействием, экономичностью и интеграцией

с цифровой системой управления. Отмеченные преимущества определили широкое распространение гидравлических машин и приводов на их основе в различных отраслях: станкостроении, металлургии, военной технике, нефтегазовой и перерабатывающей промышленности, сельском хозяйстве.

Описание проблематики и постановка задачи

Увеличение удельной мощности (в основном за счет повышения рабочего давления свыше 45 МПа) приводит к ужесточению требований к конструктивному исполнению элементов гидромашин, а следовательно, к процессу их проектирования.

Так, например, при расчете по классической методике [1; 2] (линейная зависимость давления в клиновом зазоре распределительного узла) получаем в результате деформацию рабочей поверхности накладного дна (рис. 1), плохо коррелирующую с картиной износа (рис. 2) как качественно, так и количественно.

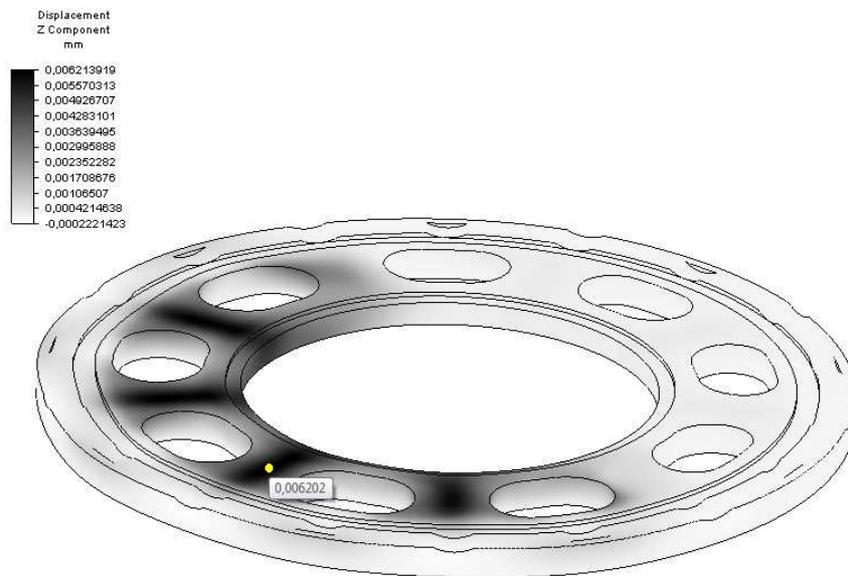


Рис. 1. Деформация рабочей поверхности накладного дна, рассчитанная по классической методике



Рис. 2. Результаты ресурсных испытаний: износ рабочей поверхности накладного дна

Примечание. Сравнивая величину износа с деформацией, мы исходили из допущения, что деформированная часть детали из мягкого материала (латунь) при работе гидромашины была изношена более твердым материалом (сталь).

Изучению рабочих процессов в гидромашинах посвящено множество работ советских, российских и зарубежных авторов [3-8]. Однако, как правило, исследования ограничивались отдельным направлением - от анализа кинематики жестких тел до исследований напряженно-деформированного состояния конструктивных элементов. Причем в этих же работах отмечается зависимость силовых фак-

торов от изменения геометрии сопряженных деталей.

Целью проводимых работ была разработка оптимальной конструкции ходовой части аксиально-плунжерной гидромашины: при конструктивном или технологическом увеличении гидродинамического зазора в сопряженных парах трения (блок цилиндров - распределитель, блок цилиндров - плунжер, гидростатическая опора плунжера - опорный диск) резко снижался гидравлический КПД, при уменьшении зазора - повышался износ сопряженных поверхностей. Если прежде было возможно проведение натурного испытания и замера реальных зазоров и деформации деталей, то при повышении удельных нагрузок до современного уровня, как отмечает Michael Deeken (IFAS, Германия) [8], построение эксперимента при рабочих давлениях свыше 35 МПа крайне затруднительно, поскольку нарушает реальную картину процессов взаимодействия элементов.

В связи с изложенным разработка модели гидромеханических взаимодействий в ходовой части аксиально-плунжерной гидромашины и ее анализ для выпуска гидравлических приводов с высокой удельной мощностью при максимальном КПД актуальны и востребованы реальным производством.

Ходовая часть (ХЧ) аксиально-плунжерной гидромашины (АПГМ) - самостабилизирующийся узел. Он находит свое равновесное состояние при комплексном воздействии силовых факторов различной физической природы (гидромеханическое воздействие рабочей жидкости, тепловое воздействие от жидкости и от контакта и трения механических частей и т.д.). Анализ изолированных математических моделей нарушает целостность картины рабочего процесса и его равновесное состояние [9]. Таким образом, при модели-

ровании гидромашины и ее элементов на смену классическим методикам, поэтапной натурной доработке, расчётам по обобщенным формулам и диаграммам, таблицам, экспериментальным и эмпирическим коэффициентам приходят новые, более точные математические модели, основанные на совместном решении взаимосвязанных задач различной физической природы и реализованные в современном мультидисциплинарном программном обеспечении.

Описание модели

Для учета влияния на функциональность гидромашины гидродинамики и деформации механических элементов, образующих проточную часть, разработана комплексная модель функционирования ХЧ АПГМ, учитывающая наличие и взаимовлияние силовых факторов различной физической природы. Геометрия модели разработана в программном комплексе Autodesk Inventor. Анализ гидродинамики модели выполнялся в Autodesk Simulation CFD, анализ напряженно-деформированного состояния - в Autodesk Simulation Mechanical.

Модель представляет собой параметрическую 3D-модель деталей гидромашины, выполненных из типовых конструкторско-технологических элементов [10], гарантирующих технологичность их изготовления, включая свойства конструкционных материалов и рабочей жидкости,

параметры внешних воздействий, регламентированные техническим заданием.

Основной силовой фактор в стабилизированном состоянии - гидродинамика рабочей жидкости. Поэтому первым этапом исследований является изучение гидродинамики рабочей жидкости в проточных каналах, полостях и функциональных зазорах гидромашины.

К допущениям в модели относятся: постоянная (установившаяся) температура рабочего процесса (отсутствие ее изменения при контакте механических частей), отсутствие образования и развития износа сопряженных поверхностей (и соответствующего ему изменения силовых и температурных факторов), однородность рабочей жидкости (отсутствие газовых пузырьков или твердотельных включений - регламентировано ТУ на качество жидкости).

Результаты моделирования и их интерпретация

Результаты моделирования гидродинамики ходовой части гидромашины представлены на рис. 3-8.

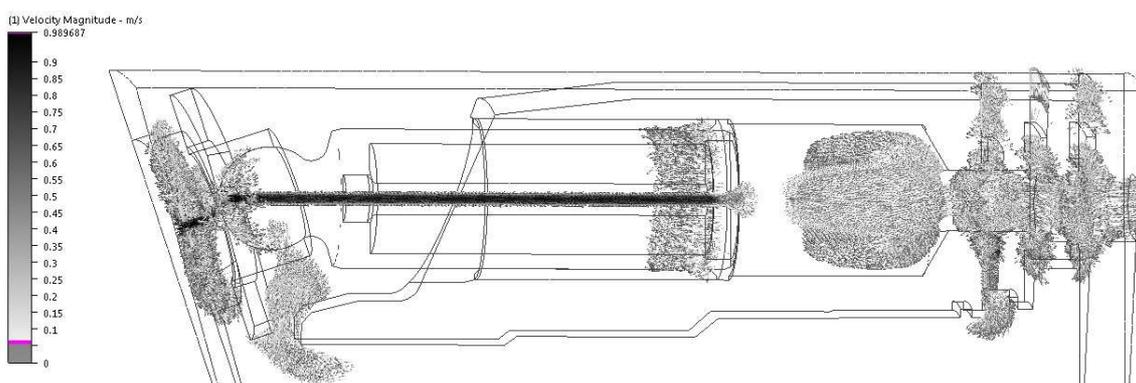


Рис. 3. Поле скоростей течения рабочей жидкости внутри ходовой части гидромашины

Картина распределения скоростей потока рабочей жидкости позволяет локализовать и минимизировать утечки и перетечки рабочей жидкости, определяющие значение гидравлического КПД гидромашины. Из рис. 3 видно, что основной поток

утечек проходит через гидростатическую опору плунжера и составляет 95% от общего количества утечек (см. диаграмму на рис. 4).



Рис. 4. Диаграмма распределения утечек ходовой части гидромашины

Следует отметить, что по зазору «накладное дно – распределитель» расход утечек составляет порядка 0,5%. Тем самым, избежать ситуации контакта сопряженных поверхностей накладного дна и распределителя (рис. 2) возможно за счет увеличения сил отжима (и утечек) в этом зазоре. Даже при увеличении утечек в 2-3 раза эта величина не станет определяющей

для ощутимого снижения гидравлического КПД гидромашины.

Анализ приведенной диаграммы (рис. 4) определяет направление повышения гидравлического КПД за счет снижения утечек через зазор между гидростатической опорой и опорным диском (95%), что наглядно представлено линиями тока утечек на рис. 5.

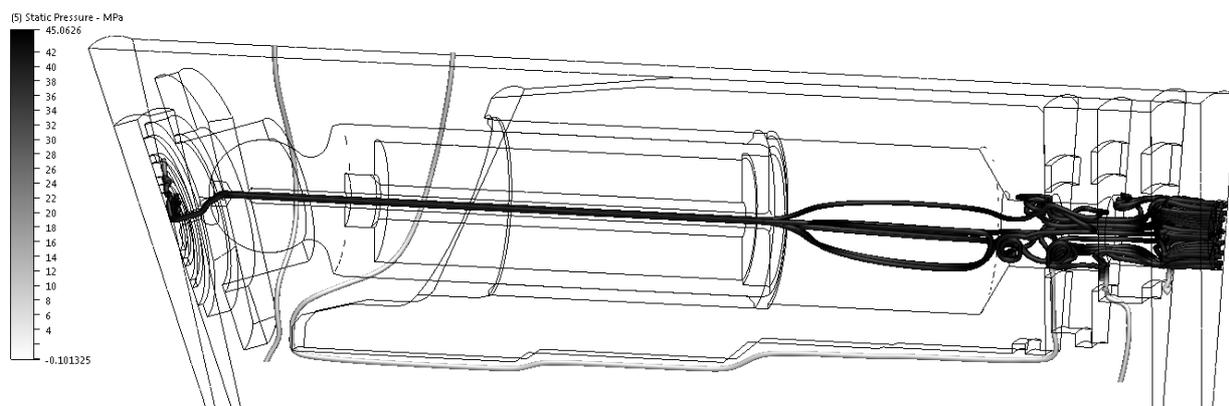


Рис. 5. Линии тока рабочей жидкости

Результаты первого этапа исследований служат источником информации для конструктора, для исправления первоначальной геометрии с целью исключения застойных зон течения рабочей жидкости

для ощутимого снижения гидравлического КПД гидромашины.

(рис. 5), формирования плавности ее потока.

На рис. 6 приведена зависимость для величины давления рабочей жидкости по

линии тока от дроссельного отверстия в торце плунжера до границы внешнего радиуса уплотняющего пояса гидростатической опоры (ГСО).

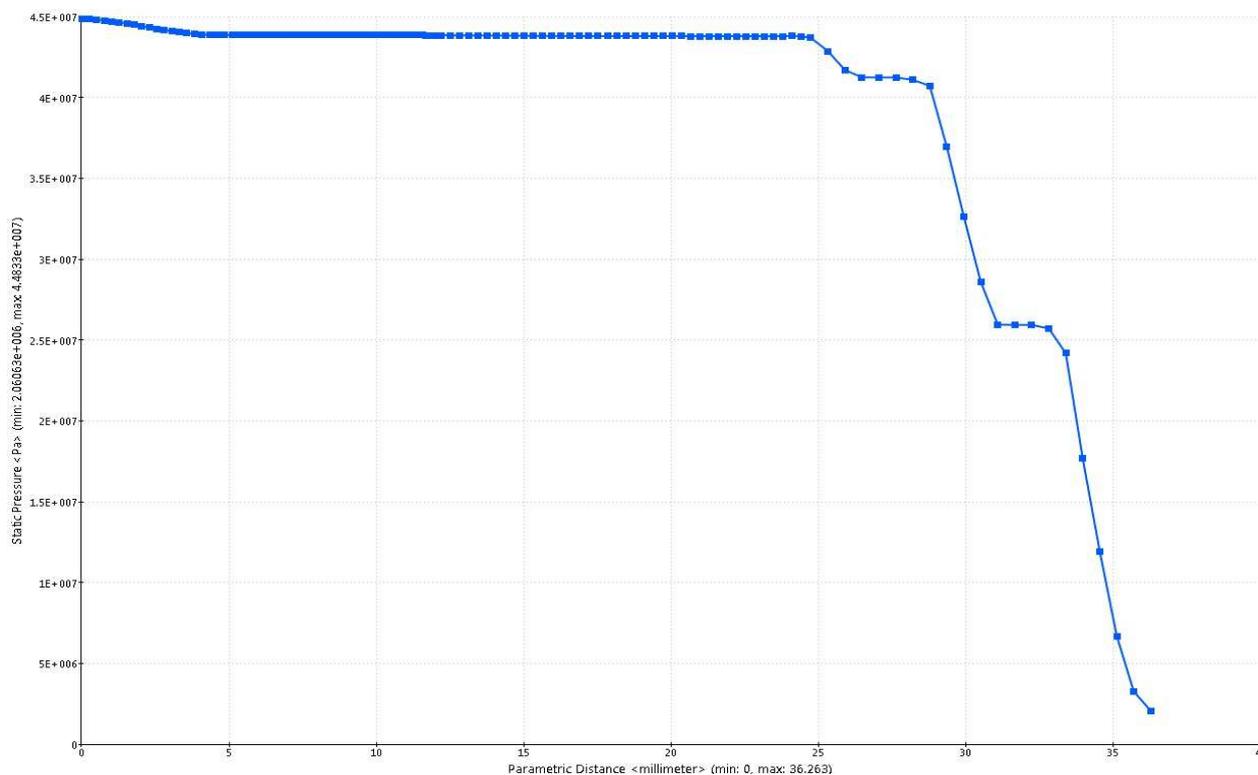


Рис. 6. Падение давления по линии дросселирования «плунжер – ГСО»

Из рис. 6 следует вывод, что основное дросселирование осуществляется внешним пояском ГСО, тогда как внутренние дроссели в плунжере и ГСО практически не оказывают влияния на падение давления. Тем самым, для уменьшения количества утечек через упомянутый выше зазор необходимо уменьшить диаметры отверстий внутренних дросселей плунжера и ГСО. Однако их геометрические размеры и расположение друг относительно друга влияют на динамические процессы в ГСО при переходе плунжера из зоны всасывания в зону нагнетания и обратно [3]. Кроме

того, уменьшение диаметра отверстий дросселей и увеличение их длины ограничено технологическими возможностями производства. Таким образом, увеличение гидравлического КПД гидромашин за счет уменьшения утечек через ГСО имеет весьма ограниченные пределы.

Результаты диссипации энергии рабочей жидкости (рис. 7) позволяют определить «узкие» места, где образуются потери энергии (т.е. снижается КПД), а также происходит локальный температурный всплеск.

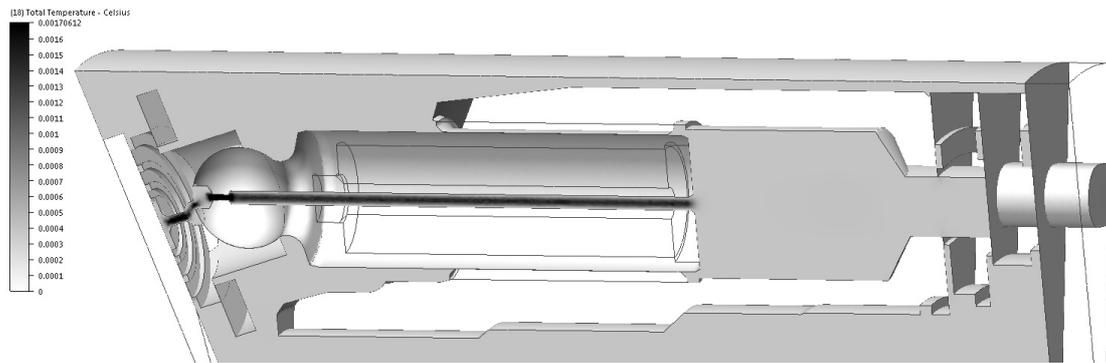


Рис. 7. Диссипация энергии рабочей жидкости

Результаты, представленные на рис. 7 имеют двойное направление использования. С одной стороны, определяются (по результатам) или закладываются (конструктором) места разогрева рабочей жидкости для обеспечения режима запуска гидропривода на морозе. С другой стороны, решается обратная задача: вводятся конструктивные элементы - радиаторы, отводящие рассеиваемую жидкостью теп-

лоту из зоны нагрева для обеспечения стабилизации температурного режима работы гидропривода.

Основным результатом первого этапа исследований, используемым для анализа комплексной модели функционирования гидромашины, является поле распределения давления рабочей жидкости по проточным каналам и пазухам изделия (рис. 8).

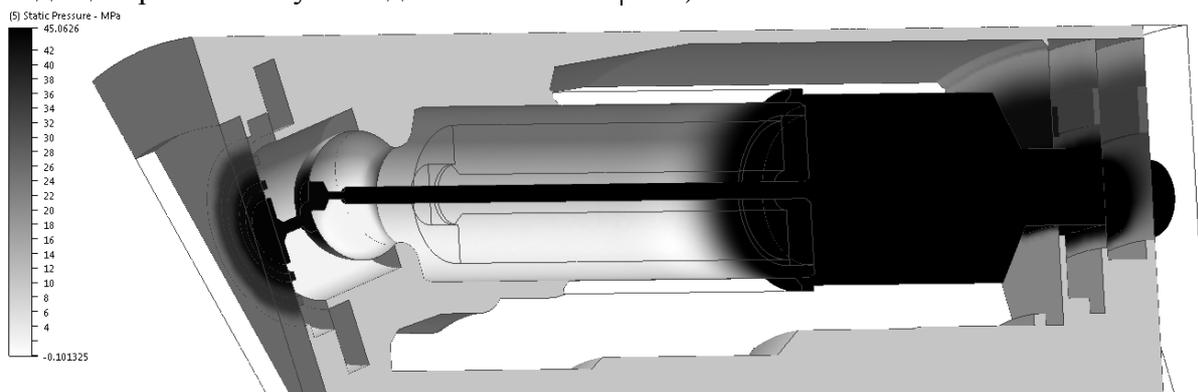


Рис. 8. Распределение полей давления по проточным полостям и каналам гидромашины

Это поле определяет картину силового воздействия жидкости на механические детали ходовой части гидромашины, определяющие работоспособность конструкции в целом. Очевидно, что полученная картина распределения давления отличается от классической (линейно зависимой) [1; 2].

Под воздействием рабочей жидкости происходит деформация механических элементов ХЧ, которая, изменяя форму сопряжённых поверхностей, изменяет граничные условия протекания жидкости и, соответственно, её реактивное воздействие на детали. Изучаем данную картину на следующем этапе исследований посредством программного комплекса анализа напряженно-деформированного состояния Autodesk Simulation Mechanical. Ассоциативная параметрическая связь программ

проектирования с программами моделирования, свойственная программным продуктам одного производителя, позволяет оперативно проводить исследования влияния конструкторских решений на функционирование конструкции (без необходимости переопределения параметров модели). А с учетом построения исходной геометрии из конструкторско-технологических элементов обеспечивается технологичность производства. Это, по сути, является многокритериальной параметрической оптимизацией конструкции ходовой части гидромашины.

Второй этап исследований - анализ напряженно-деформированного состояния конструкции гидромашины. Целью анализа была корректировка конструкции для обеспечения минимальных контактных

напряжений (для повышения ресурса), равномерного распределения напряжений (для повышения порога усталости).

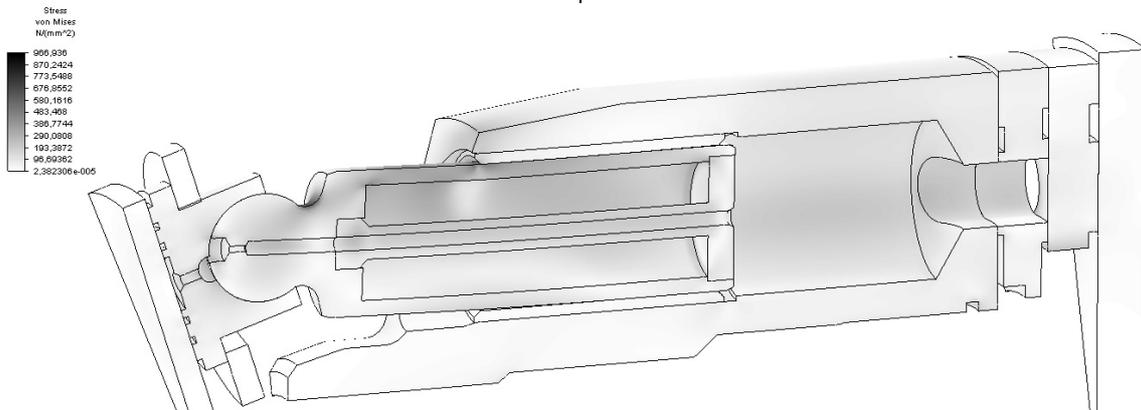


Рис. 9. Напряжения в конструкции ходовой части гидромашины от гидромеханического воздействия рабочей жидкости

Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния ходовой части гидромашины интересны в первую очередь с точки зрения прочности (запаса прочности) элементов конструкции гидромашины. Результаты на рис. 9 предоставляют конструктору информацию для выбора материалов или изменения геометрии деталей для обеспечения гарантированной равнопрочности всей конструкции.

С другой стороны, проектировщику гидромашин необходимо обеспечить жесткость конструкции в местах сопряжения механических элементов с гидромеханическим воздействием рабочей жидкости. При



Рис. 10. Деформация накладного диска

После проведения конструктивных доработок и их вариантного анализа посредством данной модели был получен конструктивный облик ходовой части гид-

На рис. 9 представлены результаты расчета напряжений в конструкции от воздействия гидродинамики рабочей жидкости.

снижении жесткости будет нарушена гидродинамика в зазорах, что приведет к продавливанию пограничного слоя жидкости, переходу с вязкого трения на сухое, локальному контакту, росту температуры и, как следствие, к лавинообразному развитию износа [9].

В процессе верификации модели были проанализированы конструктивные исполнения ходовой части гидромашины, прошедшие типовые испытания. Так, для конструкции накладного дна, приведенной на рис. 2, результаты моделирования (рис. 10) совпадают качественно и количественно с погрешностью менее 3,9%.

ромашины гидропривода повышенной удельной мощности, соответствующей всем требованиям заказчика.

В данной статье представлены результаты для режима установившегося температурного состояния. Однако результаты, подобные приведенным, были получены для различных климатических режимов работы оборудования. Моделирование

Заключение

Разработана комплексная модель ХЧ АПГМ, которая позволила проводить исследования гидромеханических процессов и их влияния на эксплуатационные характеристики гидромашин и гидроприводов; анализ устойчивости гидромашин к механическим и климатическим воздействиям; анализ технологической проработки вариантов опытного или серийного производства; анализ возможных вариантов форсирования и конструктивной доработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы: учеб. для машиностроит. вузов/ Т.М.Башта, С.М.Руднев, Б.Б.Некрасов. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник/ под общ. ред. А.И.Голубевой и Л.А.Кондакова. - М.: Машиностроение, 1986. - 464 с.
3. Пасынков, Р.М. Колебания цилиндрического блока аксиально-поршневого насоса/ Р.М.Пасынков// Вестник машиностроения. - 1974. - № 9. - С. 15-19.
4. Ершов, Б.И. Отжимающая сила в торцевом зазоре некоторых гидравлических устройств/ Б.И.Ершов//Вестник машиностроения. - 1974. - №5. - С. 21-23.
5. Кондаков, Л.А. Машиностроительный гидропривод/ Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н.Прокофьев. - М.: Машиностроение, 1978. - 495 с.
6. Кирилловский, Ю.Л. Аксиально-поршневые гидромашинны: учеб. пособие/

при различных значениях температуры определяет возможность работы в различных климатических условиях, а также возможные проблемы при нарушении регламентного температурного режима работы гидропривода.

Разработанная модель позволяет выйти на новый уровень проектной подготовки гидроприводов высокой удельной мощности, проводить экспресс-анализ причин выхода из строя элементов конструкций гидромашин, работоспособности передовых конструктивных схем, опубликованных в патентных источниках, возможностей для форсирования серийных изделий или их функционирования в других климатических условиях.

1. Bashta, T.M. *Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Actuators*: textbook for engineering colleges/ T.M.Bashta, S.M.Rudnev, B.B.Nekrasov. - 2-d Ed., revised. - M.: Mechanical Engineering, 1982. - pp. 423.
2. *Seals and Sealing Technique*: reference book:/ under the general editorship of A.I.Golubeva and L.A.Kondakov. - M.: Mechanical Engineering, 1986. - pp. 464.

- Ю.Л.Кирилловский, Б.П.Борисов; под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: МВТУ, 1980. - Ч. 1. - 35 с.
7. Rebel, J. Modellierung der Druckumsteuerung in einer Axialkolbenpumpe/ J.Rebel, U.Gratz// *Olhydraul und Pneum.* - 2001. - V. 45. - № 4. - P. 305-309.
8. Deeken, M. Simulation der Umsteuergeometrie von Schraagscheibeneinheiten mit Hilfe gangiger CAE-Tools/ M.Deeken// *Olhydraul und Pneum.* - 2002. - V. 46. - №6. - P. 374-377.
9. Пузанов, А.В. Исследование влияния нелинейных факторов взаимодействия конструктивных элементов на рабочие процессы высоконагруженных аксиально-поршневых гидромашин/А.В.Пузанов// *Конструктор. Машиностроитель.* - 2008. - №1. - С.42-47.
10. Пузанов, А.В. Принцип проектирования гидроприводов по типовым элементам/ А.В.Пузанов// *Наукоёмкие технологии в машиностроении.* - 2015. - №6. - С. 42-48.

3. Pasyнков, R.M. Oscillations in cylindrical unit of axial-piston pump/ R.M.Pasyнков// *Bulletin of Mechanical Engineering.* - 1974. - № 9. - pp. 15-19.
4. Yershov, B.I. Squeezing power in end clearance of some hydraulic devices/ B.I.Yershov//*Bulletin of Mechanical Engineering.* - 1974. - №5. - pp. 21-23.
5. Kondakov, L.A. *Engineering Hydraulic Actuator*/ L.A.Kondakov, G.A.Nikitin, V.N.Prokofiev. - M.: Mechanical Engineering, 1978. - pp. 495.
6. Kirillovsky, Yu.L. *Axial-Piston Hydromachines*: textbook/ Yu.L.Kirillovsky, B.P.Borisov; under the

- editorship of V.N.Prokofiev. - M.: MHTU, 1980. - Vol. 1. – pp. 35.
7. Rebel, J. Modellierung der Druckumsteuerung in einer Axialkolbenpumpe/ J.Rebel, U.Gratz// Olhydraul und Pneum. - 2001. - V. 45. - № 4. - P. 305-309.
8. Deeken, M. Simulation der Umsteuergeometrie von Schrägscheibeneinheiten mit Hilfe gangiger CAE-Tools/ M.Deeken// Olhydraul und Pneum. - 2002. - V. 46. - №6. - P. 374-377.
9. Puzanov, A.V. Influence investigation of non-linear factors of structural elements interaction upon working processes in high-loaded axial-piston hydromachines/A.V.Puzanov// *Designer. Mechanician*. - 2008. - №1. - pp. 42-47.
10. Puzanov, A.V. Principle of hydraulic actuator design based on standard elements/ A.V.Puzanov// *High Technologies in Mechanical Engineering*. - 2015. - №6. - pp. 42-48.

Статья поступила в редколлегию 11.02.2016.

*Рецензент: д.т.н., профессор КГТА им. В.А. Дегтярева
Житников Ю.З.*

Сведения об авторах:

Пузанов Андрей Викторович, к.т.н., помощник генерального директора по науке ОАО «Специальное конструкторское бюро приборостроения и ав-

томатики», тел: (49232) 9-37-84, e-mail: avp@oao-skbpa.ru.

Puzanov Andrey Viktorovich, can.eng., science-assistant of the CEO, JSC «Special Design Bureau of

Instrument and Automation», phone: (49232) 9-37-84, e-mail: avp@oao-skbpa.ru.