электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51036. ISSN 2307-0595

Анализ гидромеханики распределительного узла аксиально-плунжерной гидромашины

02, февраль 2016

Пузанов А. В.[1,*]

УДК 62-82

[1]Россия, ОАО "Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматики"
*avp@oao-skbpa.ru

Введение

Аксиально-поршневые гидромашины (АПГМ) являются наиболее востребованными в электрогидроприводах с наибольшей удельной мощностью, что определяет широкое распространение приводов на их основе в различных отраслях: станкостроении, металлургии, в военной технике, нефтегазовой и перерабатывающей промышленности, сельском хозяйстве.

Цели и задачи анализа гидромеханики гидромашин

Форсирование гидромашин (по уровню давления или по скорости) приводит к ужесточению требований к их качеству производства, а, следовательно, и к конструктивному исполнению, и к процессу проектирования.

Наибольшее распространение в конструкциях АПГМ получили торцевые распределительные узлы (плоские или линзовые). Для оптимальной работы гидромашины необходим устойчивый режим жидкостного трения в зазоре между поверхностями распределительного диска и блока цилиндров (накладного дна блока цилиндров). Поскольку ходовая часть гидромашины ограничена контактами распределительного узла с одной стороны и гидростатической опорой плунжера - с другой, в процессе работы возникает самостабилизация подвижных частей ходовой части (ХЧ) на гидромеханических клинах рабочей жидкости. При нарушении режима жидкостного трения во фрикционных парах существенно возрастают момент трения и тепловыделение, что приводит к износу и выходу гидромашины из строя [1].

ХЧ гидромашины - 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, при использовании классического принципа декомпозиции, нарушает целостность картины рабочего процесса и нарушает его равновесное состояние.

Согласно классической методике [2] распределение силы давления рабочей жидкости по зазору происходит по линейному закону - от максимального значения в полости нагнетания до минимального - в полости всасывания или давления в корпусе. Даже при использовании аналитических решений системы уравнений Навье-Стокса [1] при учете в уравнениях краевых условий и допущений - получаем логарифмическую зависимость, при подстановке значений из реальной конструкции - вид кривой мало отличается от прямой линии. Однако, при уровне рабочего давления гидромашины менее 20 МПа данный факт несущественен, но с ростом уровня давления вплоть до современного (свыше 50 МПа) ошибка в определении гидромеханических силовых воздействий становится критической [3]. При этом фактор деформации для распределительных узлов является основным, ограничивающим повышение рабочего давления [4].

Изучением процессов, проходящих в распределительном узле гидромашины посвящено множество работ советских, российских и зарубежных авторов [5-13]. 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 факторов от изменения геометрии сопряженных деталей.

Целью проводимых работ была разработка оптимальной конструкции распределительно узла: при увеличении гидродинамического зазора в паре блок цилиндров - распределитель резко снижался гидравлический КПД, при снижении - 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) [13], построение эксперимента при рабочих давлениях свыше 35 МПа крайне затруднительно, поскольку нарушает реальную картину процессов взаимодействия элементов.

В связи с вышесказанным, разработка модели гидромеханических взаимодействий в распределительном узле аксиально-плунжерной гидромашины и ее анализ для выпуска гидравлических приводов с высокой удельной мощностью, актуальна и востребована реальным производством.

Моделирование гидродинамики распределительного узла

Для расчета гидромеханических усилий в распределительном узле аксиально-плунжерной гидромашины используем математический аппарат вычислительной гидродинамики (англ. CFD), реализованный в современном программном обеспечении.

Для определения и учета эффекта самостабилизации элементов ХЧ (и распределительного узла, в частности) нами разработана комплексная модель функционирования ходовой части гидромашины, включающая модель потока жидкости и модель деформации механических элементов. Комплексная модель представляет собой параметрическую 3D-

модель ходовой части гидромашины, включая свойства рабочей жидкости и конструкционных материалов, параметры окружающей среды, внешние воздействия, регламентированные техническим заданием.

Геометрия модели разработана в программном комплексе Autodesk Inventor. Анализ гидродинамики модели выполнялся в Autodesk Simulation CFD. Анализ напряженно-деформированного состояния - в Autodesk Simulation Mechanical.

Геометрическая модель распределительного узла представляет собой параметрическую 3D-модель деталей гидромашины, выполненных из типовых конструкторско-технологических элементов, гарантирующих технологичность их изготовления.

Для обеспечения стабилизации распределительного узла гидромашины необходимо равенство сил прижима и отжима. Поэтому первым этапом исследований является анализ гидродинамики рабочей жидкости в проточных каналах, полостях и функциональных зазорах распределительного узла гидромашины и определение усилий гидромеханического воздействия на его механическую систему.

Допущения при анализе моделей: отсутствие процессов трибомеханического износа сопряженных поверхностей, постоянная (установившаяся) температура процесса.

Для определения отжимающей силы рабочей жидкости мы будем "проливать" распределительный узел ходовой части гидромашины, изменяя высоту зазора между накладным дном блока цилиндров и распределителем. Основным результатом данного этапа исследований, используемым для изучения комплексной модели функционирования гидромашины, является поле распределения давления рабочей жидкости в проточных каналах распределительного узла (рис. 1). На рисунке геометрия сопряженных деталей скрыта для наглядности.

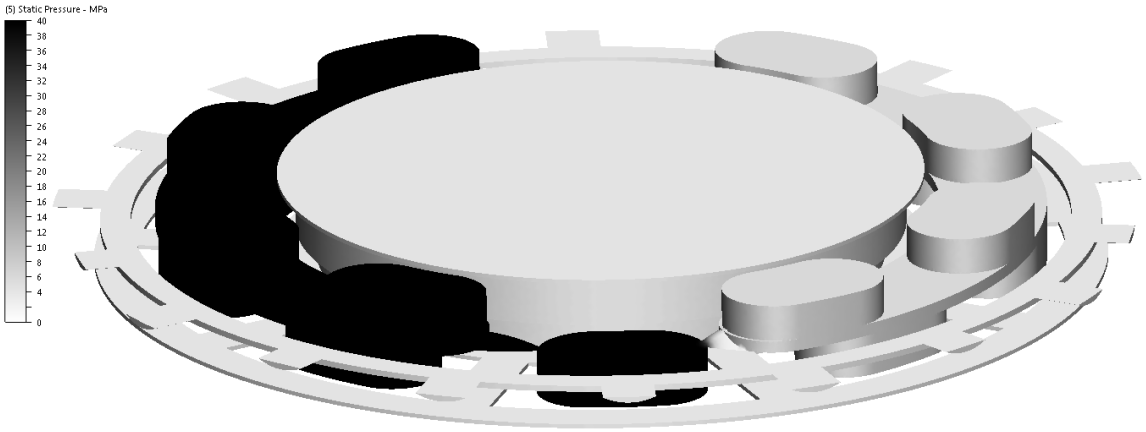

Рис. 1. Картина распределения давления рабочей жидкости в распределительном узле АПГМ

Это поле определяет картину силовых и температурных (при различии температуры жидкости, твердых тел или окружающей среды) взаимодействий жидкости на механические детали гидромашины и используется в анализе напряженно-деформированного состояния узла.

Выполнив сечение гидродинамического клина рабочей жидкости по опорным пояскам накладного дна и распределителя, мы построили графики зависимости распределения

давления по длине пояска (внешнего - рис. 2 и внутреннего - рис. 3) при различной величине зазора.

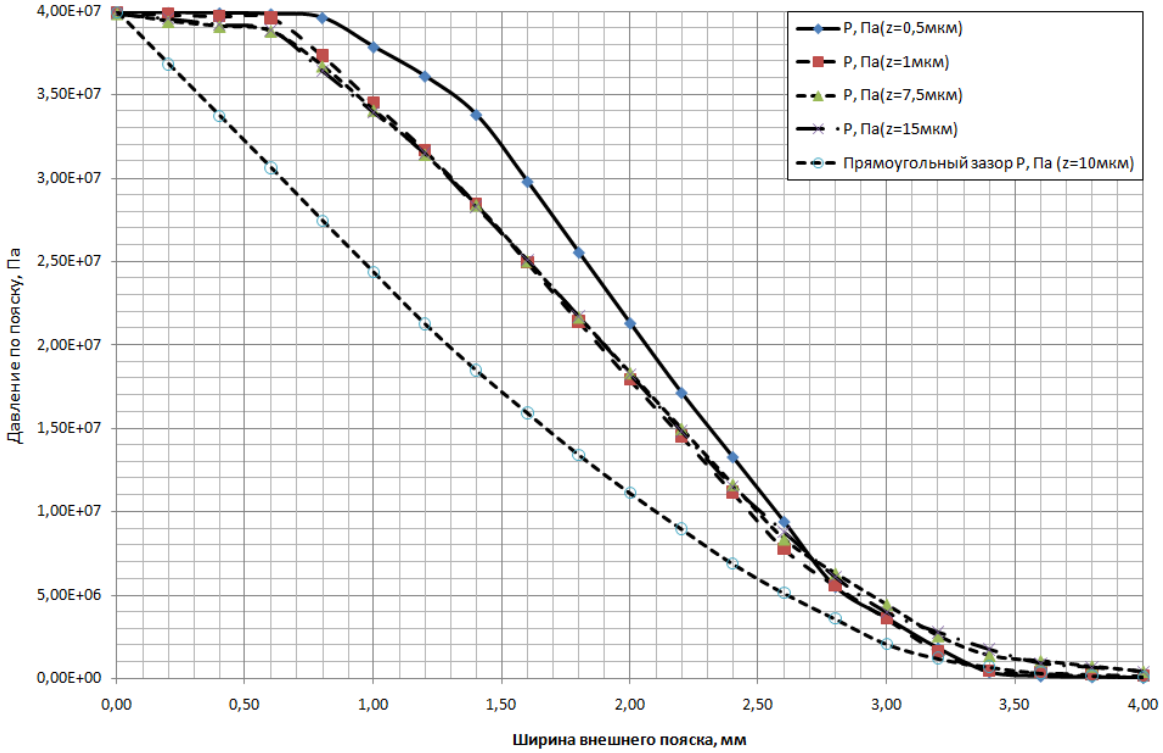

Рис. 2. Распределение давления по ширине внешнего пояска в зависимости от величины зазора

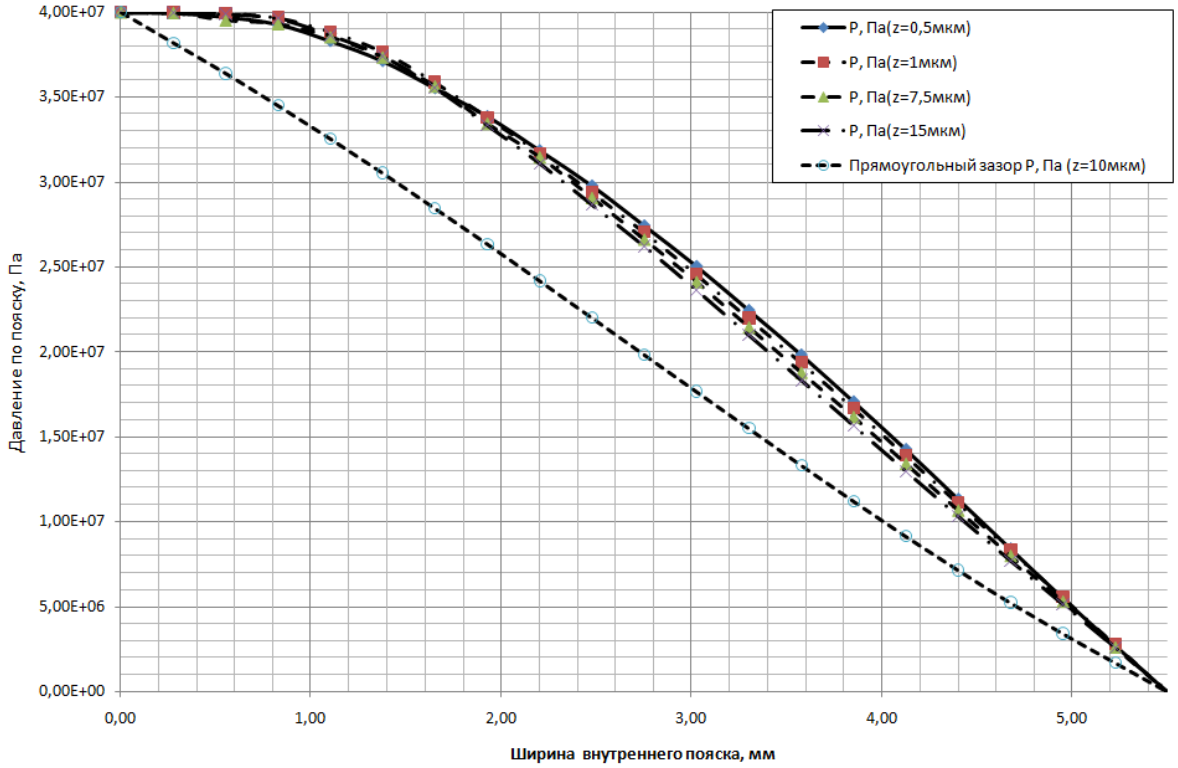

Рис. 3. Распределение давления по ширине внутреннего пояска в зависимости от величины зазора

Из анализа графиков на рис. 2 и рис. 3 следует, что:

1) очевидны различия в форме распределения давления на модели с прямоугольным зазором и цилиндрическим (реальным), что обуславливает ошибочность расчетов, выполненных в плоской постановке;

2) очевидно отличие в распределение давления отраженного на графике по сравнению с классической теорией гидромашин (модель плоского прямоугольного зазора - прямая линейная зависимость);

3) явно выражена паразитная зона (не влияния сил отжима) на внешнем радиусе внешнего пояска (≈0,5 мм), обусловленая подпором в дренажной канавке (сечение этой канавки не обеспечивает дренаж с минимальным сопротивлением);

4) форма кривых отражает форму зазоров: диффузор - для внешнего пояска и конфузор - для внутреннего;

5) форма зависимости изменения давления на внутреннем пояске практически не зависит от величины зазора, тем самым является постоянным слагаемым в уравнении баланса сил; равновесное состояние и самостабилизацию распределительного узла обеспечивает изменение давления на внешнем пояске.

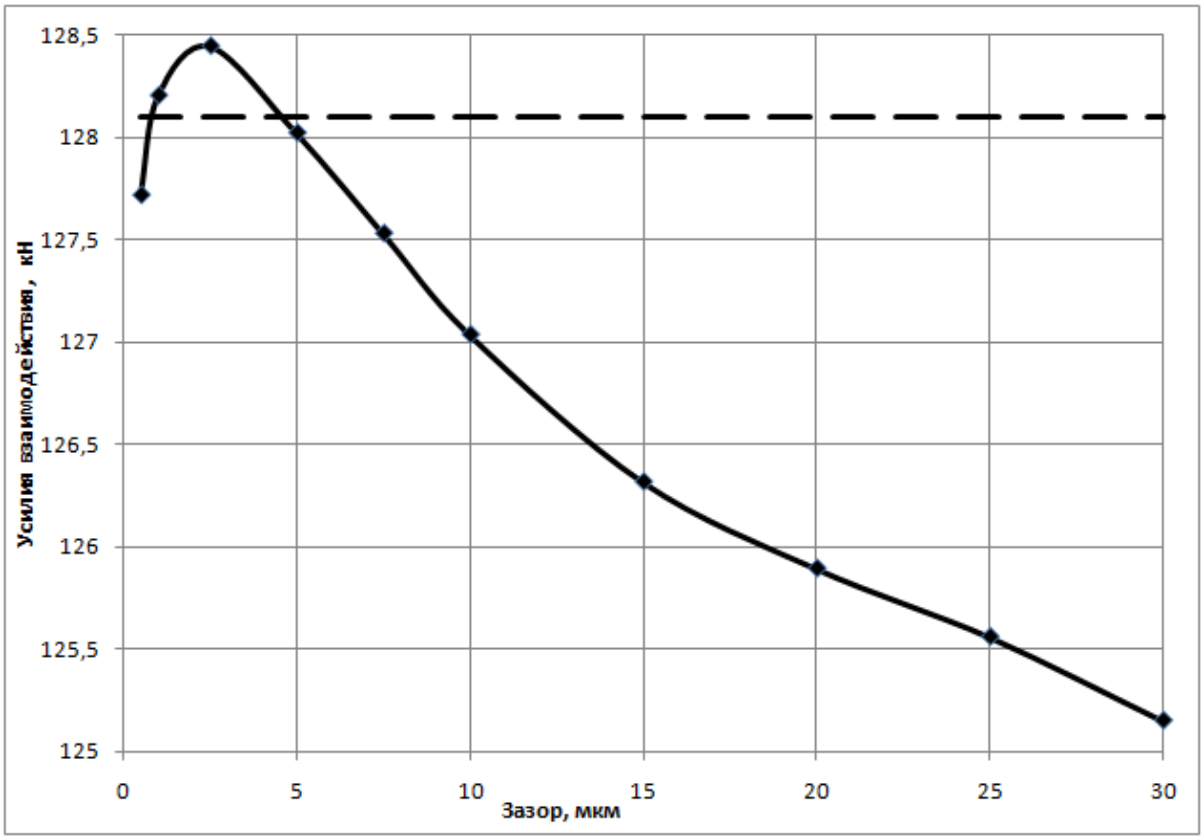

Рис. 4. Графики зависимости сил прижима и отжима от величины зазора

Зависимости усилия отжима (силы, действующей со стороны рабочей жидкости на накладное дно блока цилиндров) от высоты зазора между накладным дном и распределителем представлены на рис. 4. Сила прижима складывается из сил давления жидкости на донную часть блока цилиндров и силы установочной пружины. В нашем случае эта сила

равна 128,1 кН (изменением от сжатия установочной пружины пренебрегаем). Сила отжима носит переменный характер и при постоянстве свойств жидкости, температуры и геометрии проточных каналов зависит только от высоты и формы зазора в распределительном узле гидромашины.

На графике зависимости сил прижима (пунктирная горизонтальная линия) и сил отжима (сплошная линия) в зазоре распределительного узла гидромашины от величины зазора наблюдаем зону равновесия при $1<\varepsilon<5$ мкм (рис. 4). Таким образом, при изменении зазора от 0 до 1 мкм происходит всплытие (размыкание) накладного дна и распределительного диска. При изменении зазора до 5 мкм от 12-24 мкм (в случае размыкания зазора вследствие переходных процессов) также устанавливается равновесное состояние штатной работы распределительного узла и гидромашины в целом.

Резюмируя данные результаты можно сделать вывод о бесконтактном режиме работы распределительного узла в диапазоне изменения зазора от 1 до 5 мкм (с минимальными утечками и максимальным значением гидравлического КПД при $\varepsilon=1$ мкм). Таким образом, суммарное значение деформаций сопряженных плоскостей накладного дна и распределителей, допусков плоскостности их изготовления и шероховатостей, не должно превышать 4 мкм.

Моделирование напряженно-деформированного состояния распределительного узла

На следующем этапе анализа гидромеханики распределительного узла нами выполнен расчет напряженно-деформированного состояния механических элементов. Используя картину распределения поля давления на механические элементы распределительного узла гидромашины (на втором этапе исследований, используя программный комплекс анализа напряженно-деформированного состояния), мы изменяем геометрический облик изделия для более рационального распределения силового воздействия потока. Ассоциативная параметрическая связь программ моделирования с программами конструирования позволяют оперативно проводить исследования влияния конструкторских решений на функционирование конструкции (без переопределения параметров модели).

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. Поскольку это изменение формы негативно, носит нелинейный и многофакторный анализ, то нашей задачей является уменьшение деформаций зеркал сопряженных поверхностей распределительного узла.

Исходными данными для анализа напряженно-деформированного состояния узла является геометрия и механические свойства деталей, образующих распределительный узел (с сопряженными с ними деталями - для обеспечения корректных граничных условий). В качестве силовых факторов было приложено поле давлений из предыдущего расчета.

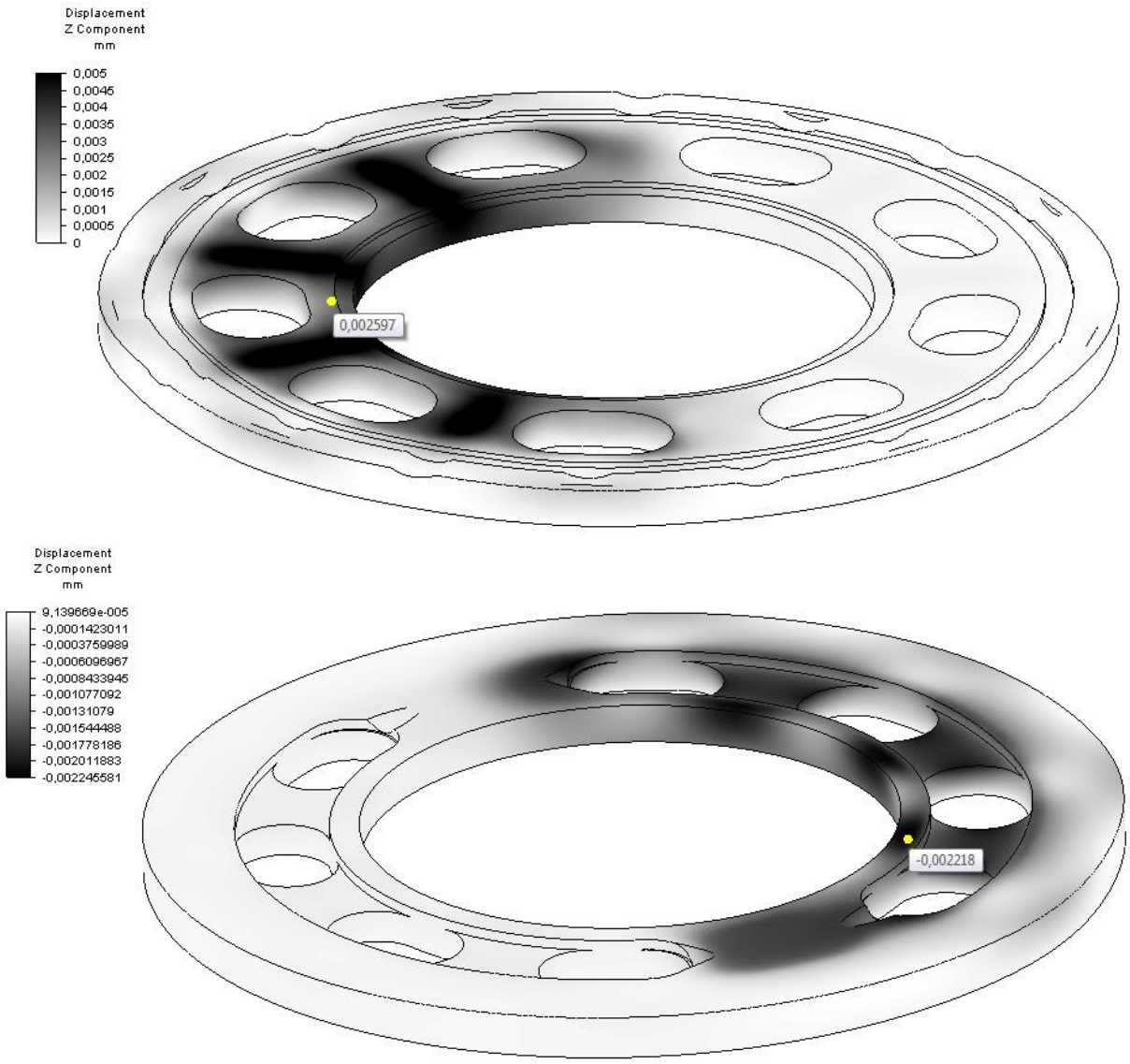

Рис. 5. Деформация сопряженных поверхностей распределительного узла гидромашины: накладного дна - слева и распределителя - справа

Первостепенной задачей проектировщика является обеспечение условий прочности конструкции. Второй задачей, сформулированной вышеприведенными обоснованиями гидромеханики процесса самостабилизации распределительного узла - обеспечение минимальной деформации сопряженных зеркал. При снижении жесткости будет нарушена гидродинамика в зазорах, что приведет к продавливанию пограничного слоя жидкости, переходу с режима вязкого трения на сухое, локальному контакту и росту температуры и, как следствие, к лавинообразному развитию механизма износа. Результаты на рис. 5 предоставляют информацию конструктору для выбора материалов или изменения геометрии деталей для обеспечения гарантированной равнопрочности всей конструкции.

Как отмечалось выше, результаты получены для установившегося температурного режима работы гидромашины. Однако, результаты, подобные вышеприведенным, были получены для различных климатических режимов работы оборудования. Моделирование при различных значениях температуры определяет возможность работы в различных кли-

матических условиях, а также возможные проблемы при нарушении регламентного температурного режима работы гидропривода.

Заключение

Разработана комплексная модель распределительного узла АПГМ, которая позволила проводить анализ устойчивости гидромашин к механическим и климатическим воздействиям возможных вариантов форсирования и конструктивной доработки.

Разработанная модель позволила определить величину зазора в распределительном узле, при котором обеспечивается режим самостабилизации гидромашины.

Графики распределения давления по уплотнительным пояскам показали отличия от классической теории, используемой ранее при проектировании гидромашин. Анализ полученных графиков позволил установить степень влияния конструктивных параметров поясков на стабилизированное положение распределительного узла АПГМ.

Границы коридора значений зазора позволили мотивировать, а анализ напряженно-деформированного состояния и изменение конструктивных параметров - обеспечить ограничение деформации сопряженных поверхностей распределительного узла.

Список литературы

[1]. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 2-е изд. перер. (Учебник для машиностроительных ВУЗов). 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]. Пузанов А.В. Исследование влияния нелинейных факторов взаимодействия конструктивных элементов на рабочие процессы высоконагруженных аксиально-поршневых гидромашин. // Конструктор–Машиностроитель. 2008. №1. С. 42–47.

[4]. Михневич А.В., Андреевец Ю.А. Анализ динамики распределительных узлов аксиально-поршневых гидромашин при высоких давлениях // Современные проблемы машиноведения: тезисы докладов Международной научно-технической конференции (научные чтения, посвящ. П.О. Сухому), Гомель, 4-6 июля 2002 года / под общ. ред. С. Б. Сарело. - Гомель: ГГТУ. 2002. С. 95-96

[5]. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. М.: Машиностроение. 1966. 160 с.

[6]. Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н. Кондаков Л.А. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Высшая школа. 1968. 400 с.

[7]. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение. 1969. 594 с.

[8]. Пасынков Р.М. Колебания цилиндрического блока аксиально-поршневого насоса. // Вестник машиностроения. 1974. № 9. С. 15-19.

[9]. Ершов Б.И. Отжимающая сила в торцевом зазоре некоторых гидравлических устройств // Вестник машиностроения. 1974. №5 С. 21-23.
[10]. Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. Машиностроительный гидропривод. М.: Машиностроение. 1978. 495 с.
[11]. Кирилловский Ю.Л., Борисов Б.П. Аксиально-поршневые гидромашины: Учеб. пособие по курсу "Ротор. гидромашины" / Под ред. Прокофьева В.Н. Ч. 1. М.: МВТУ. 1980. 35 с.
[12]. Rebel Josef. Modellierung der Druckumsteuerung in einer Axialkolbenpumpe. / Josef Rebel, Uwe Gratz // Olhydraul. und Pneum. 2001. 45. № 4. С. 305-309.
[13]. Deeken Michael. Simulation der Umsteuergeometrie von Schragscheibeneinheiten mit Hilfe gangiger CAE-Tools. / Michael Deeken // Olhydraul. und Pneum. 2002. 46. № 6. С. 374-377.