



**Кузьмин Антон Олегович**

**УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМЫХ  
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН С  
НАКЛОННЫМ ДИСКОМ**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2022

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова».

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор,

**Стажков Сергей Михайлович**

ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова», заведующий кафедрой «Системы приводов, мехатроника и робототехника»

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор,

**Халатов Евгений Михайлович**

Конструкторское бюро «Арматура» – филиал Акционерного общества «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», начальник расчетно-аналитического центра

доктор технических наук, профессор,

**Кобзев Александр Архипович**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», профессор кафедры «Автоматизация, мехатроника и робототехника»

Ведущая организация:

Акционерное общество «**Всероссийский научно-исследовательский институт «Сигнал»**

Защита состоится «30» мая 2022 г. в 16<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета У.05.02.02 ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, Главный корпус, ауд. 118).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»: <https://www.spbstu.ru/science/the-department-of-doctoral-studies/defences-calendar/>

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета У.05.02.02

кандидат технических наук



Жавнер

Милана Викторовна

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Технические характеристики гидромашин объемного действия определяют их широкое применение в современных силовых приводах различного назначения (подъемно-транспортное машиностроение, сельскохозяйственная техника, судостроение, авиация, глубоководная техника, силовые робототехнические системы, следящие приводы и приводы постоянной частоты вращения).

Традиционно гидропривод применяется там, где требуется высокое быстродействие, чувствительность, малые габариты и автоматизированное управление. Технические характеристики гидропривода в наибольшей степени зависят от характеристик, используемых в их составе гидромашин. В случае, когда от гидропривода, наряду с ранее указанными качествами, требуются высокая скорость вращения обычно используют аксиально-поршневые гидромашин (АПП).

Наибольшее распространение в современных регулируемых силовых объемных гидроприводах вращательного действия получили два основных типа АПП:

- аксиально-поршневые гидромашин с наклонным блоком цилиндров (АППНБ), обладающие широким диапазоном регулирования за счет малых скоростей страгивания и устойчивой работы,

- аксиально-поршневые гидромашин с наклонным опорным диском (АППНО), основным преимуществом которых перед АППНБ является относительная простота конструкции, и как следствие, низкая себестоимость и перспектива их форсирования по скорости и давлению с целью улучшения массогабаритных характеристик и динамических качеств гидроприводов различного назначения.

Актуальность исследований и совершенствования на их базе АППНО подтверждает интерес к разработкам со стороны отечественных предприятий (ВНИИ «Сигнал») и активизация исследований в этой области зарубежных исследовательских центров.

Несмотря на неоспоримое преимущество АППНО по сравнению с АППНБ в простоте конструкции, данный тип гидромашин имеет существенный недостаток – более высокий уровень минимальных устойчивых скоростей вращения вала гидромашин и, как следствие, большая зона нечувствительности, что существенно уменьшает диапазон регулирования данных гидромашин и ограничивает их применение в реверсивных приводах и в случаях их работы в режимах перехода из насосного режима в моторный и наоборот.

Кроме конструктивных особенностей данного типа машин, ограничивающих угол наклона опорного диска гидромашин, на зону нечувствительности и диапазон регулирования наряду с объёмными потерями оказывают существенное влияние силы трения в кинематических парах.

Востребованность использования АПГ, обладающих высокими динамическими качествами, в следящих системах и приводах постоянной частоты вращения делает весьма актуальной задачу проведения дальнейших теоретических и экспериментальных исследований с целью создания отечественных регулируемых обратимых АПГНД, обладающих широким диапазоном регулирования.

**Степень разработанности темы исследования.** Проблемам теоретического и экспериментального исследования АПГНД посвящён ряд работ современных авторов: Круглов В.Ю., Валиков П.И., Мусатов Р.Л., Даршт Я.А., Черняков А.А., Стажков С.М., J.M. Haynes, N. Manring, Yi Sun, J.M. Begrada, J.Ma, Xu, Ye, Zhang, M. Ivantysynova, M. Pelosi, A.A. Darbani, L. Shang, E. Vacca, G. Enevoldsen, F. Li, D. Wang, Q. Lv, G. Haidak, S. Zheng, D.A. Mizell, Q. Pencheng, J. Zengqi, A. Wondergem, T. Zawistowski, M. Kleiber. Исследования АПГ с целью улучшения их технических характеристик можно подразделить на работы, посвященные улучшению вибрационно-шумовых качеств гидромашин, и работы, посвященные исследованию поршневых механизмов с целью снижения объемных и механических потерь.

Актуальной является задача снижения сил трения в поршневой паре в режиме граничного трения и уменьшение скорости, при которой в поршневой паре реализуется жидкостный режим трения, что напрямую влияет как на страгивание гидромашин, так и на устойчивую работу на низких скоростях. Уменьшение зоны нечувствительности поршневого механизма и более ранний переход к жидкостному трению позволяют существенно расширить диапазон регулирования АПГНД. В данном случае зона нечувствительности определяется как диапазон рабочего давления (входного воздействия на систему), при котором вал АПГ остаётся неподвижным (выходное воздействие системы остаётся неизменным).

Анализ работ в области снижения зоны нечувствительности показал, что предпочтительным вариантом является разработка, представленная в патенте 2031241 РФ, МКП F04B1/20 «Аксиально-поршневая гидромашина». Однако предложенное техническое решение предназначено для нерегулируемой гидромашин, и не может быть использовано в гидромашин с традиционным способом регулирования путём изменения угла наклона опорного диска.

Основной практической задачей данной работы является разработка устройства управления АПГНД с увеличенным диапазоном регулирования и новым принципом регулирования.

**Объект исследования:** аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском. **Предмет исследования:** влияние конструктивных особенностей и гидродинамических процессов в зазорах кинематических пар поршневого механизма на величину зоны нечувствительности и диапазон регулирования гидромашин.

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является разработка регулируемой обратимой АПГНД с увеличенным диапазоном регулирования.

В связи с этим необходимо решить следующие **основные задачи**:

на основе анализа существующих структурных схем АПГНД осуществить выбор конструкции ходовой части гидромашины, обеспечивающий наименьший уровень сил трения в её кинематических парах;

на основе конструктивных особенностей выбранной ходовой части АПГНД и её силового анализа выработать рекомендации по определению основных конструктивных параметров поршневого механизма;

создать математическую модель гидромеханических процессов в смазочном слое поршневой пары, позволяющую определить скорость относительного движения поршня, при которой происходит переход к жидкостному режиму трения;

получить экспериментальное подтверждение уменьшения зоны нечувствительности при использовании модернизированного поршневого механизма в моторном и насосном режимах эксплуатации;

предложить техническое решение и разработать конструкцию регулируемой обратимой АПГНД с увеличенным диапазоном регулирования.

#### **Научная новизна работы:**

- впервые получены модели гидромеханических процессов в поршневой паре АПГНД для прецессионного движения поршня и процессов в поршневой паре модифицированного поршневого механизма АПГНД. Впервые для данных моделей проведен численный эксперимент по определению гидродинамического давления в поршневой паре;

- получила дальнейшее развитие модель сил трения в поршневой паре в части различных вариантов приложения реакций со стороны направляющей втулки, а также исследовано влияние конструктивных параметров гидромашины на силы трения в модифицированном поршневом механизме;

- впервые получены результаты экспериментальных исследований по увеличению момента силы, создаваемого поршневым механизмом в режиме страгивания при применении модифицированной конструкции поршня; впервые получены результаты экспериментальных исследований по снижению зоны нечувствительности поршневого механизма обратимой гидромашины в режиме страгивания при применении модифицированной конструкции поршня.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

1. Разработаны рекомендации по выбору параметров модифицированного поршневого механизма АПГНД на основе разработанных математических моделей.

2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований являются подтверждением прогнозируемого снижения величины зоны нечувствительности АПГНД до 70% процентов и увеличения крутящего момента не менее чем на 9,4% при страгивании. Прогнозируемое увеличение диапазона регулирования – не менее 83%.

3. Разработано техническое решение, обеспечивающее регулирование обратимой аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском с уменьшенной зоной нечувствительности, получен патент на изобретение.

**Методы исследования.** Для решения поставленной научной задачи использованы аналитические методы, методы цифрового моделирования, метод вычислительного эксперимента, метод экспериментального исследования на специализированной установке для исследования поршневых механизмов, методы обработки данных.

**Положения, выносимые на защиту:**

математическая модель гидромеханических процессов в поршневой паре аксиально-поршневых гидромашин с учётом кинематики пространственного движения поршня и вариантов параметров поршневого механизма;

система уравнений, позволяющая определить конструктивные параметры, обеспечивающие наибольшее снижение сил трения в поршневой паре при применении модифицированного поршневого механизма;

результаты экспериментальных исследований поршневых механизмов в моторном и насосном режимах;

техническое решение, обеспечивающее регулирование исследуемой АПГНД.

**Степень достоверности результатов работы.** Степень достоверности научных результатов, содержащихся в диссертационной работе, подтверждается использованием общепринятых теоретических методов, методов проведения численного моделирования гидромеханических процессов, а также проведением экспериментальных исследований на специализированной экспериментальной установке по исследованию гидромеханических процессов в поршневой паре; обобщением и сравнением результатов экспериментальных и теоретических исследований; проверкой применяемых методов задачами, решёнными другими исследователями; апробацией основных положений работы в научных публикациях и на научно-технических конференциях.

**Апробация работы.** Основные положения данной работы докладывались и обсуждались:

– II Научно-Техническая «Математическое моделирование, инженерные расчеты и программное обеспечение для решения задач ВКО», 2017;

– 31st International DAAAM Virtual Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation" 21-24 октября 2020, Мостар, Босния и Герцеговина;

– 15th International Conference On Industrial Manufacturing And Metallurgy, ICIMM 2020, Нижний Тагил, 18-19 июня 2020 г.

**Публикации.** Опубликовано 14 статей в 7 сборниках, в том числе 2 в перечне ВАК РФ, 5 статей в сборниках SCOPUS. Получен патент на изобретение «Регулируемая аксиально-поршневая гидромашина» (RU 2 697 907 C2).

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованных литературных источников, приложения. Общий объем включает 128 страниц, 63 рисунка, 1 таблицу, список литературы из 97 источников. Общий объем диссертации, включая приложение, составляет 135 страниц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы, сформулированы цель и основные задачи, приведены основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и значимость работы, а также апробация и структура работы.

**В первой главе** проведён сравнительный анализ гидромашин с наклонным диском и с наклонным блоком, а также анализ современных работ по исследованию и усовершенствованию АПГНД.

При использовании АПГНД в высокоточных приводах наиболее проблемным является случай переключения между моторным и насосным режимами и изменения направления вращения вала гидромашин.

Основным фактором, влияющим на зону нечувствительности, являются силы трения в узлах гидромашин. Поскольку во всех узлах трения, кроме пары «поршень-направляющая втулка», возможно осуществить гидростатическую разгрузку, именно данная пара оказывает наибольшее влияние на зону нечувствительности и диапазон регулирования. Анализ существующих технических и технологических усовершенствований гидромашин с целью снижения сил трения в поршневой паре позволяет сделать вывод, что наибольшее снижение сил трения можно ожидать при реализации технического решения, описанного в патенте 2031241 РФ, МКП F04B1/20 «Аксиально-поршневая гидромашин» (рисунок 1).

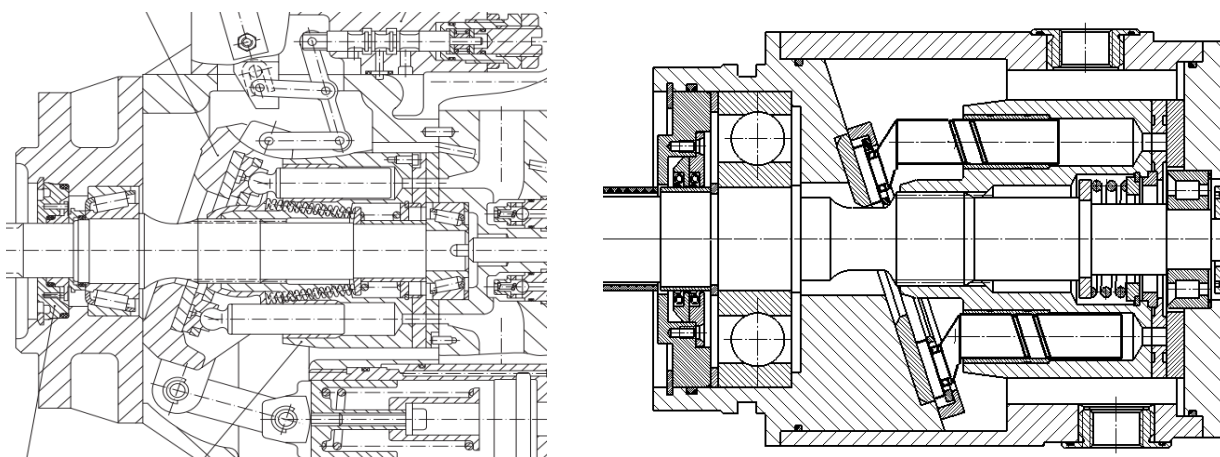


Рисунок 1. Конструкции штатной АПГНД (слева) и аксиально-поршневой гидромашин пат. 2031241 РФ (справа)

В данном патенте предложено конструктивное усовершенствование поршневого механизма, позволяющее снизить силы трения в поршневой паре и обеспечить гидростатическую разгрузку поршня. В настоящей работе в качестве

решения задачи по уменьшению зоны нечувствительности выбрано применение данного модифицированного поршневого механизма.

Для работы в следящих приводах и приводах постоянной частоты вращения предпочтительным вариантом являются АПГ, которые могут применяться в качестве регулируемого насоса. Из сопоставления штатного механизма регулирования гидромашин и конструкции АПГНД с модифицированным поршневым механизмом, показанной на рисунке 1, следует, что представленное техническое решение не предусматривает изменение угла наклона опорного диска.

Увеличение диапазона регулирования АПГНД сводится к решению двух задач: исследование зоны нечувствительности и диапазона регулирования для штатного и модифицированного поршневых механизмов; разработка принципа регулирования АПГНД с модифицированными поршневыми механизмами.

По результатам проведённого анализа публикаций по теме и патентного обзора сформированы основные направления исследования.

**Во второй главе** проведён структурный и силовой анализ поршневой пары АПГНД. Составлены уравнения, позволяющие проанализировать снижение сил трения при использовании модифицированной конструкции поршня на протяжении всего рабочего цикла для различного смещения шарнира поршня.

$$\begin{cases} |R_A| = \left| \frac{(F_p - T) \cdot (tg\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r) - r_c)}{2l_{OA}} \right| \\ |R_B| = \left| \frac{(F_p - T) \cdot (tg\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r) - r_c)}{2l_{OA}} \right| \end{cases} \quad (1)$$

$$T^0 = \frac{|tg\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r) - r_c| + |tg\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r) - r_c|}{\frac{l_{AB}}{f} + |tg\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r) - r_c| + |tg\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r) - r_c|} \quad (2)$$

где  $T_0$  – приведённая сила трения в паре поршень – втулка (безразмерная величина)

$F_p$  – сила давления рабочей жидкости в подпоршневом пространстве

$R_a$  – сила реакции внешней части направляющей втулки

$R_b$  – сила реакции внутренней составляющей направляющей втулки

$T$  – сила трения в направляющей втулке

$\gamma$  – угол наклона опорного диска

$r$  – радиус поршня

$r_c$  – величина смещения шарнира поршня (для штатного поршня  $r_c = 0$ )

$l_{CA}$  – величина вылета поршня

$l_{AB}$  – длина направляющей втулки

$l_{OA}$  – осевое расстояние от кромки до центра втулки

$f$  – коэффициент трения



С целью определения смещения шарнира поршня  $r_C$ , при котором обеспечивается наибольшее снижение сил трения по сравнению со штатным механизмом, вводится коэффициент  $K$ . Данный коэффициент является отношением величины силы трения в поршневой паре штатного механизма к величине силе трения в поршневой паре модифицированного механизма. Чем большее значение принимает коэффициент  $K$ , тем большее снижение сил трения обеспечивается модифицированным поршневым механизмом. Как следует из рисунка 2, с увеличением угла наклона опорного диска увеличивается минимальное смещение шарнира  $r_C$ , обеспечивающее значительное снижение сил трения в поршневой паре.

$$K = \frac{T_{\text{СТ}}^0}{T_{\text{МОД}}^0} = \frac{(|\text{tg}\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r)| + |\text{tg}\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r)|) * \left(\frac{l_{AB}}{f} + |\text{tg}\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r)| + |\text{tg}\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r)|\right) * \left(\frac{l_{AB}}{f} + |\text{tg}\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r) - r_c| + |\text{tg}\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r) - r_c|\right)}{(|\text{tg}\gamma \cdot ((l_{CA} + l_{AB}) - f \cdot r) - r_c| + |\text{tg}\gamma \cdot (l_{CA} + f \cdot r) - r_c|)} \quad (3)$$

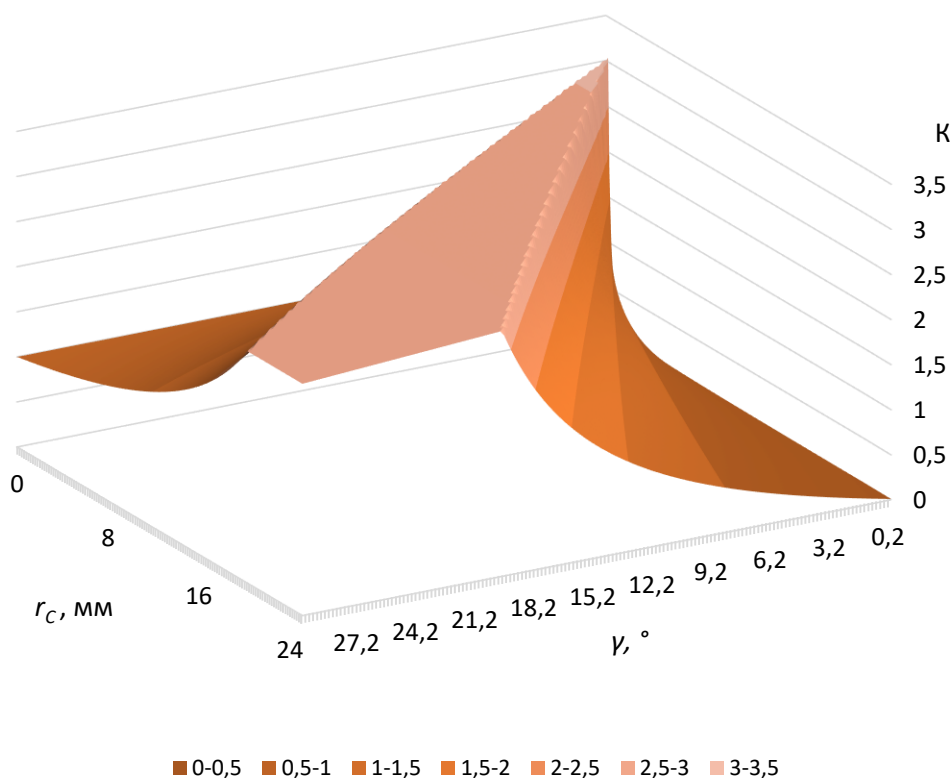


Рисунок 2. Зависимость коэффициент отношения сил трения  $K$  от смещения шарнира поршня  $r_C$  и угла наклона опорного диска  $\gamma$  в моторном режиме

В диссертационной работе приведены ссылки на исследования, в которых обосновано минимальное значение угла наклона опорного диска, равное  $16^\circ$ ,

обеспечивающее работоспособность модифицированного поршневого механизма. Смещение шарнира поршня также ограничено конструктивными особенностями гидромашины. Отсюда следует, что гидромоторы с углом наклона опорного диска меньше  $16^\circ$  и больше  $20^\circ$  с модифицированным поршневым механизмом трудны для реализации.

**В третьей главе** проанализированы гидромеханические процессы в поршневой паре и проведён численный эксперимент по нахождению значений гидродинамического давления в смазочном слое между поршнем и втулкой.

Для вычисления несущей способности слоя, возникающей при движении поршня в направляющей втулке, была определена кинематика точек на поверхности поршня для различных типов относительного движения поршня. Выведенные уравнения для прецессионного движения дополняют математические модели, представленные другими авторами. В формуле (4) представлена система уравнений для прецессионного движения точки на поверхности поршня при постоянном угле нутации.

$$\begin{cases} v = \omega \cdot l \cdot \sin \varphi \\ u = \omega L \sqrt{1 - \left(\frac{l \cdot \sin \varphi}{L}\right)^2} \end{cases} \quad (4)$$

$u$  – скорость, тангенциальная поверхности поршня,

$v$  – скорость, нормальная поверхности поршня,

$L$  – расстояние от центра вращения до точки на поверхности поршня,

$l$  – расстояние от центра поршня до центра вращения,

$r$  – радиус поршня,

$O$  – центр вращения,

$\varphi$  – угловое положение точки на поверхности поршня относительно центра вращения.

На основе уравнений Рейнольдса для смазочного слоя и уравнений, полученных из кинематического анализа, получена математическая модель гидромеханических процессов. Данная модель учитывает различное положение поршня во втулке, которое определяется конструкцией и параметрами поршневого механизма.

Уравнение (5) описывает гидродинамическое давление для ротационного движения.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu u' \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu w' \frac{\partial h}{\partial z} \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости жидкости,

$u, v, w$  – скорость движения жидкости по направлениям  $x, y, z$ ,

$p$  – гидродинамическое давление,

$h$  – толщина смазочного слоя,

$u'$  – линейная скорость точки на поверхности поршня при его вращении во втулке,

$w'$  – поступательная скорость точки на поверхности поршня относительно втулки,

$v'$  – скорость точки на поверхности поршня, направленная радиально.

$$h = (r + h_0) \cdot \frac{\sin\left(\pi - \frac{x}{r} - \arcsin\left(\frac{h_0 - z \operatorname{tg} \theta}{(r + h_0)} \sin \frac{x}{r}\right)\right)}{\sin \frac{x}{r}} - r \quad (6)$$

$h_0$  – номинальная высота зазора,  $\theta$  – максимальный угол наклона поршня во втулке.

Для прецессионного движения поршня уравнение (5) преобразуется в уравнение (7).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu v' + 6\mu u' \frac{\partial h}{\partial x} + 6h\mu \frac{\partial u'}{\partial x} + 6\mu w' \frac{\partial h}{\partial z} \quad (7)$$

Для нахождения значений гидродинамического давления был проведён численный эксперимент с помощью метода дробных шагов (метод Яненко). В этом методе используется расщепление по времени, что позволяет применять данный численный метод как экономичный, абсолютно устойчивый при любом шаге по времени и достаточно точный для решения исследуемой задачи.

Результаты численного эксперимента приведены на рисунках 3 – 7.

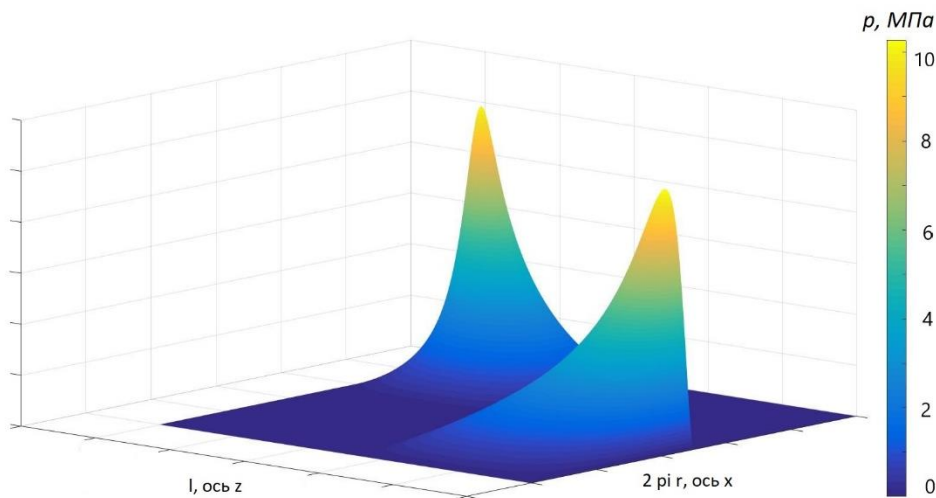


Рисунок 3. Поле гидродинамического давления  $p$  штатного поршня для ротационного движения

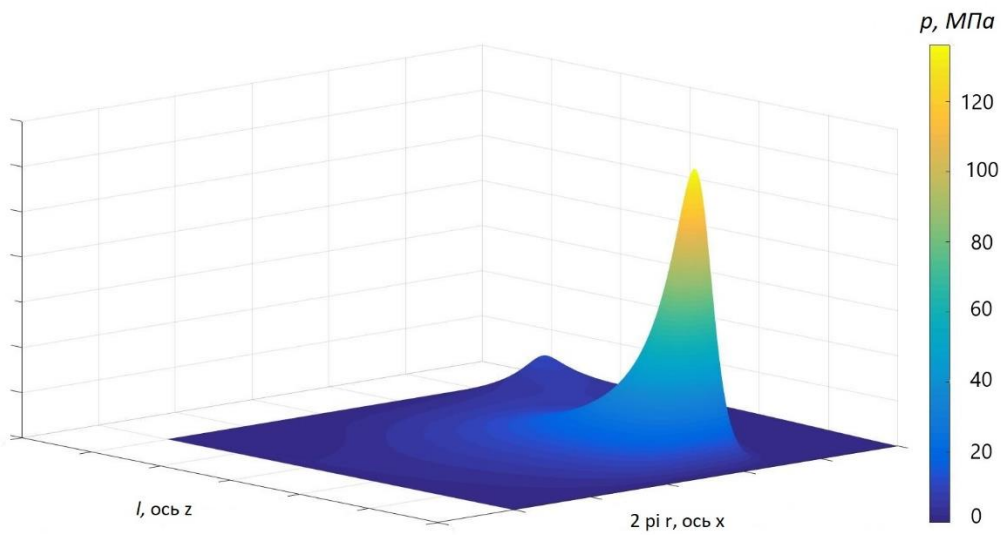


Рисунок 4. Поле гидродинамического давления  $p$  штатного поршня для ротационного и поступательного движения

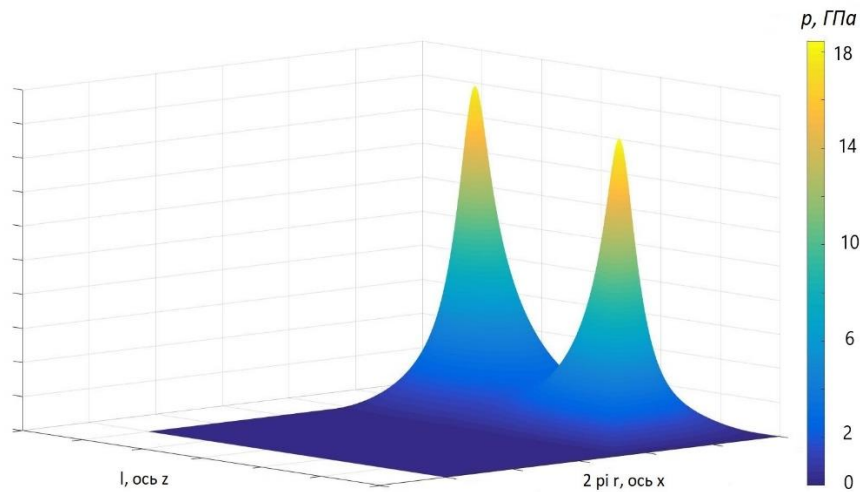


Рисунок 5. Поле гидродинамического давления  $p$  при прецессионном движении штатного поршня

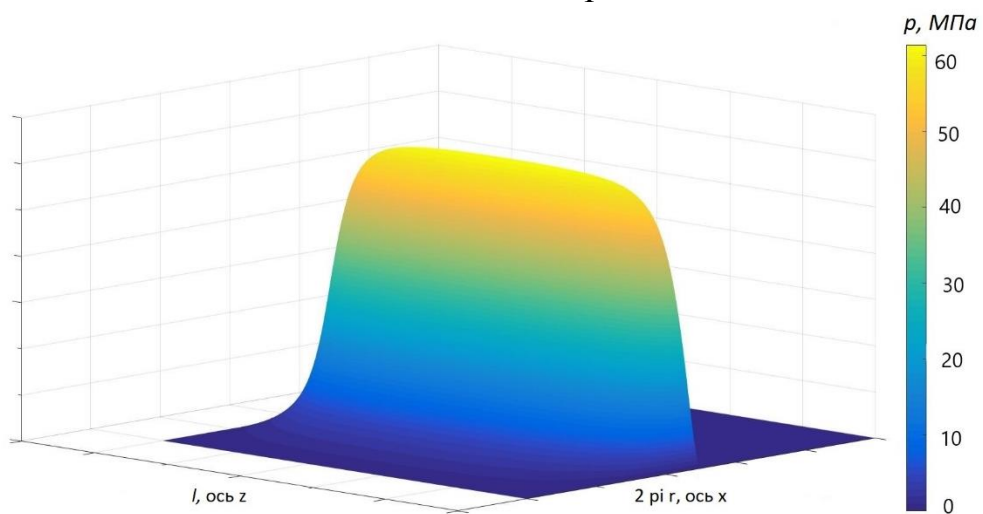


Рисунок 6. Поле гидродинамического давления  $p$  при движении поршня модифицированной конструкции во втулке

Из приведённых графиков следует, что несущая способность слоя в случае применения модифицированного поршневого механизма значительно превышает несущую способность слоя в штатном механизме, так как при близких значениях скоростей точек на поверхности поршня гидродинамическое давление создается на большем участке внутренней поверхности втулки. Несущая способность слоя для прецессионного движения значительно превышает несущую способность при ротационном движении штатного поршневого механизма, однако данный вид движения не реализуется на высоких скоростях в виду преобладающих сил трения в паре поршень-опорный башмак.

Из модели гидродинамических процессов в поршневой паре была определена величина скорости, при которой реакция втулки уравнивается несущей способностью смазочного слоя. При этой скорости происходит переход к жидкостному режиму трения. На рисунке 7 приведены зависимости гидродинамической силы от угловой скорости для поршневых механизмов штатной и модифицированной конструкции. Зелёным цветом показан жидкостный режим трения.

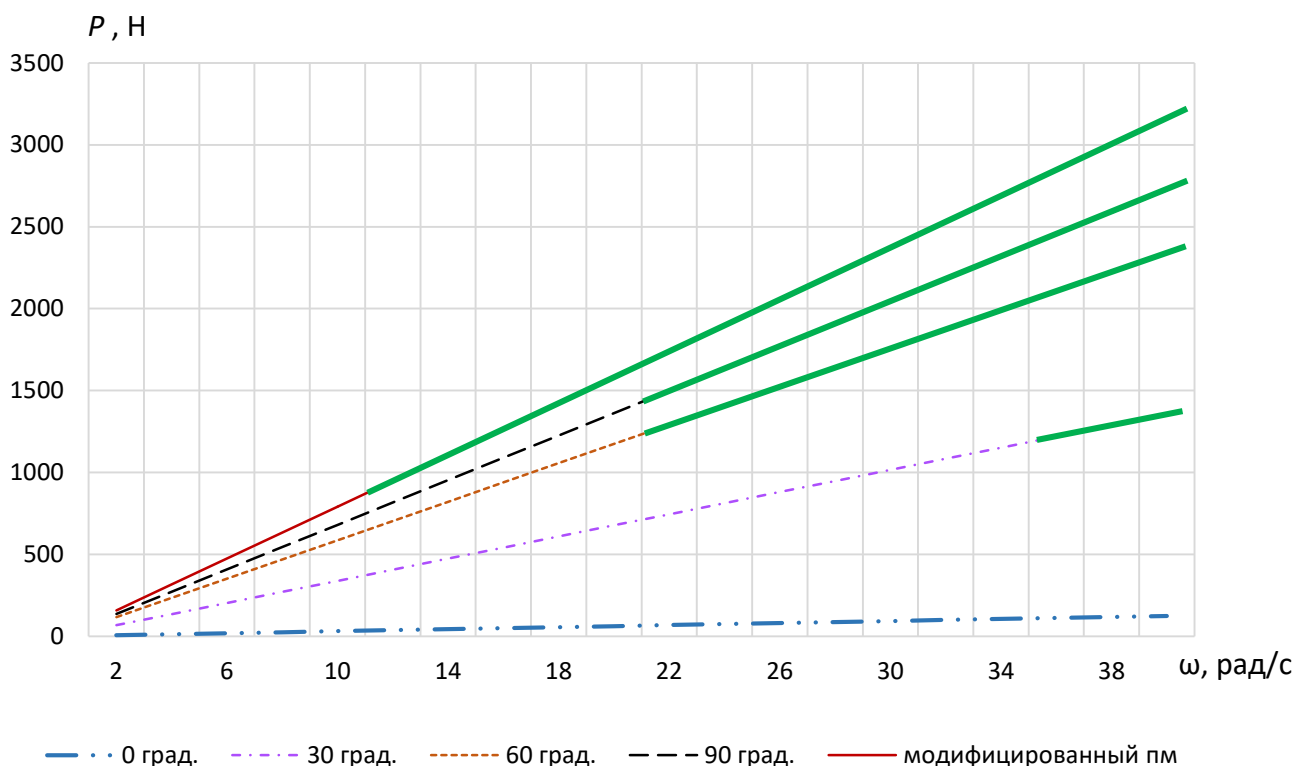


Рисунок 7. Несущая способность  $P$  на внешней кромке втулки штатного поршневого механизма в зависимости от скорости вращения вала для различных углов  $\alpha$  положений штатного поршневого механизма и на образующей модифицированного поршня относительно положения минимального вылета для давления 10 МПа и угла наклона диска  $18^\circ$

Из сопоставления реакций и гидродинамического давления следует, что для давления в гидросистеме в 10 МПа и угла наклона опорного диска в  $18^\circ$  переход к жидкостному режиму трения происходит при скорости в 12 рад/с для модифицированного поршневого механизма и в 22 рад/с для штатного. Таким

образом, прогнозируемое увеличение диапазона регулирования за счёт снижения минимальной устойчивой скорости работы АПГНД составляет 83%.

Модифицированный поршневой механизм позволяет обеспечить жидкостный режим трения для любого углового положения поршня при соответствующих конструктивных параметрах.

**В четвёртой главе** приведены результаты экспериментальных исследований по снижению сил трения в поршневой паре при применении поршневого механизма модифицированной конструкции. На рисунках 8, 9 представлена установка, позволяющая снять показания сил трения в поршневой паре, момента, создаваемого при воздействии одного поршня на опорный диск, а также позволяющей зафиксировать переход из моторного в насосный режим работы для одного поршневого механизма.

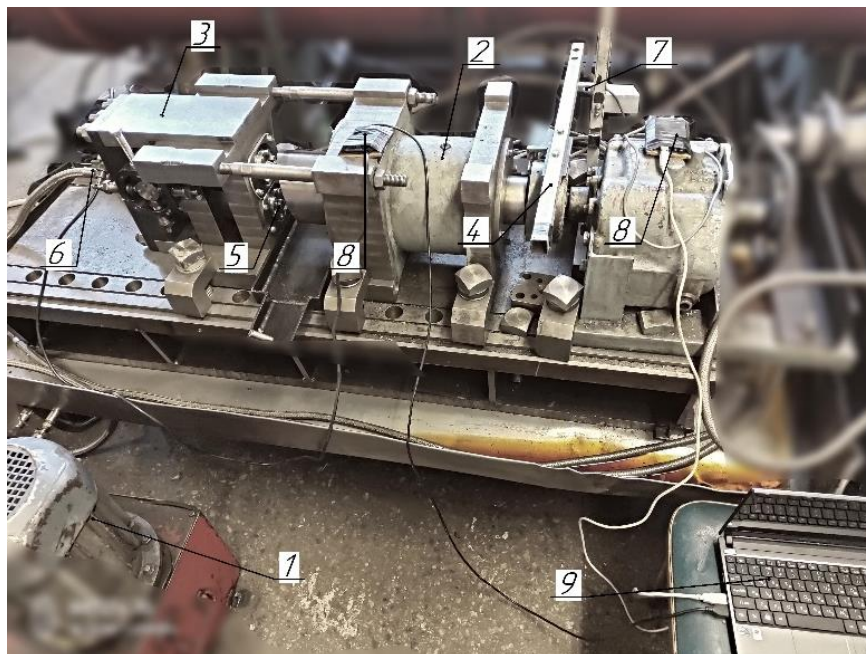


Рисунок 8. Общий вид стенда для испытания поршневой пары

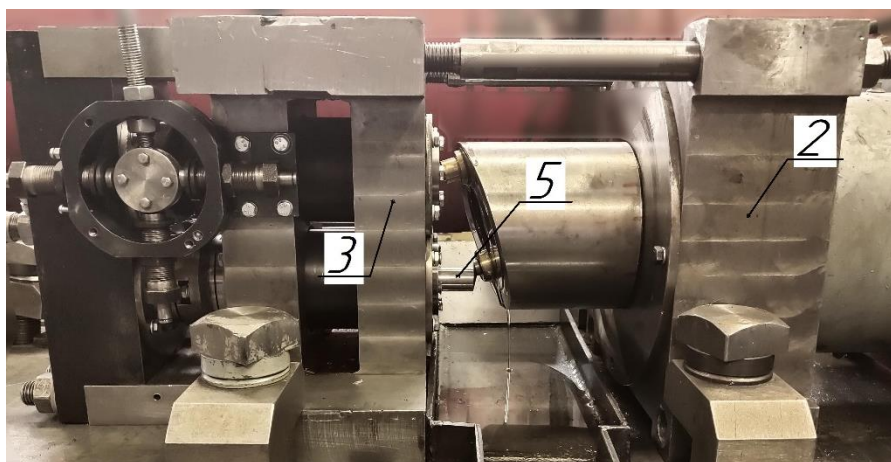


Рисунок 9. Поршневой механизм в сборе

- 1 – насосная станция
- 2 – блок вращающегося опорного диска
- 3 – блок цилиндрических втулок
- 4 – рычаг
- 5 – поршневые группы
- 6 – датчик давления
- 7 – датчик веса
- 8 – аналого-цифровой преобразователь
- 9 – ЭВМ

Модифицированная конструкция поршня позволяет осуществить частичную гидростатическую разгрузку поршневой пары. В ходе эксперимента были проведены испытания с поршнем с наклонными канавками, рисунок 10, позиция 3.



Рисунок 10. Поршневые механизмы: штатный (1), модифицированный поршневой механизм (2) и модифицированный поршневой механизм с разгрузочными канавками (3)

Данные, полученные с датчика усилия и датчика давления, поступающие через соответствующую аппаратуру, обрабатываются на компьютере.

В ходе эксперимента в подпоршневой полости установки выставлялось значение в 5 МПа, затем с помощью предохранительного клапана насосной станции давление постепенно увеличивалось до 12 МПа. На всём промежутке от 5 до 12 МПа происходила регистрация усилий, создаваемых поршнем. Осуществлялся контроль температуры рабочей жидкости. Зависимость является линейной и может быть продолжена до больших значений давления.

Как следует из графика на рисунке 11, увеличение усилия от одного поршня доходит до 16,7% при давлении в 22 МПа для модифицированного поршневого механизма и до 20 % для модифицированного поршневого механизма с гидростатической разгрузкой.

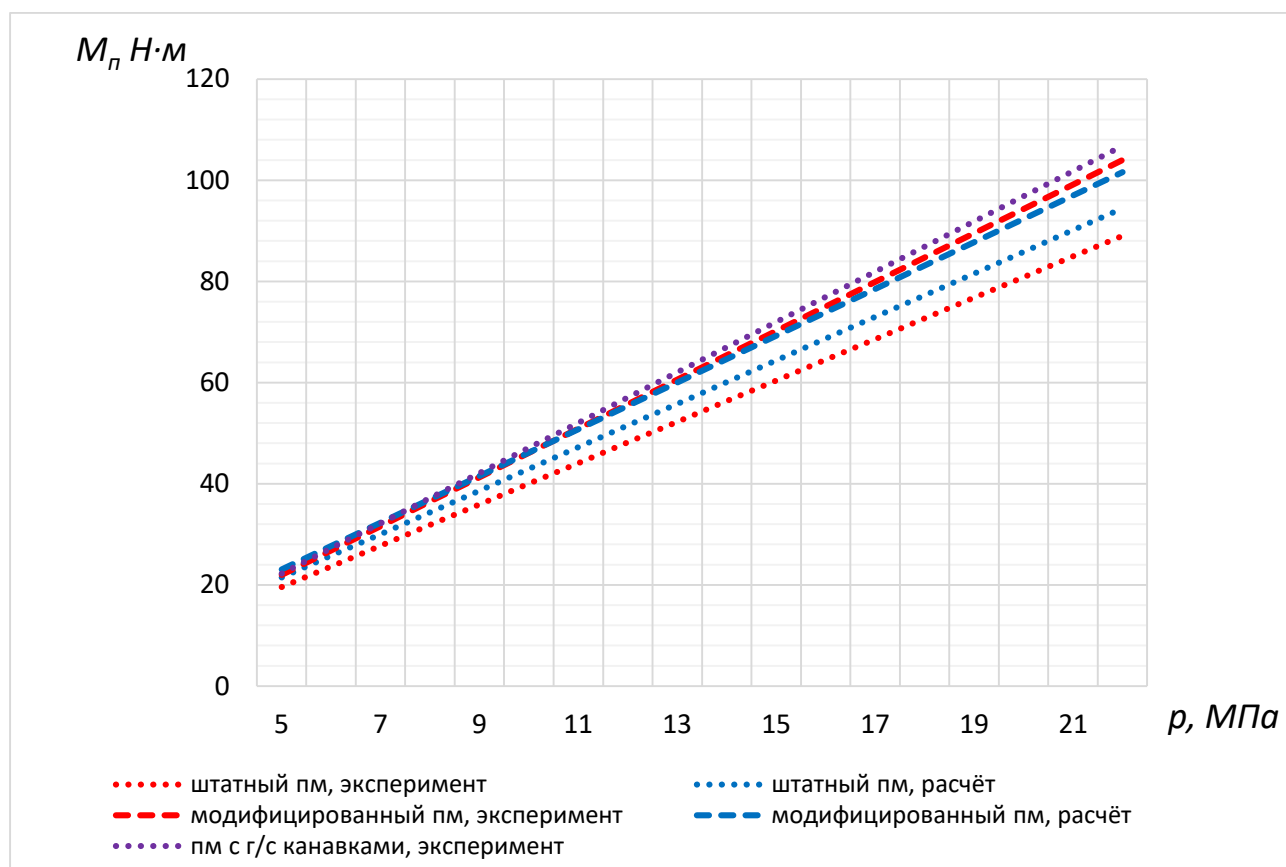


Рисунок 11. Зависимость момента  $M_{II}$ , создаваемого одним поршнем, от давления  $p$ , для теоретических и экспериментальных значений штатного и модифицированного поршневых механизмов и экспериментальных значений модифицированного поршня с гидростатическими канавками

Разница в теоретическом и экспериментальных значениях объясняются неучтённым характером контакта поршня и втулки. В штатном поршневом механизме пятно контакта значительно меньше, чем в модифицированном поршневом механизме. К тому же в модифицированном поршневом механизме исключается влияние кромки втулки, так как цилиндрические поверхности деталей взаимодействуют по всей длине втулки в виду параллельности осей.

На рисунках 12, 13 представлены графики перехода из насосного в моторный режим и из моторного в насосный. Эксперимент проводился для режима страгивания, при этом воздействие от гидростатического давления в системе на торец поршня уравнивается внешним нагружающим моментом.

Проведены испытания для трёх нагружающих моментов: 18,4 Н·м, 50,5 Н·м, 69 Н·м. Давление в подпоршневой полости повышалось для регистрации перехода в моторный режим и снижалось для регистрации перехода в насосный режим.



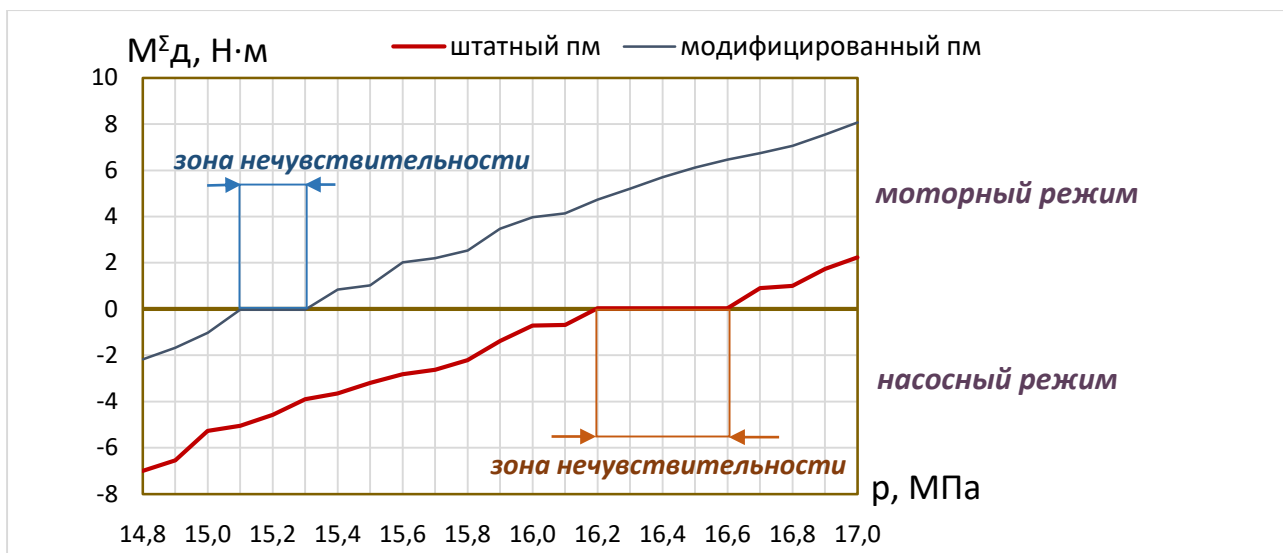


Рисунок 12. Зависимость момента на опорном диске  $M^{\Sigma д}$  от давления  $p$  при внешнем моменте на валу опорного диска 69 Н·м (переход в моторный режим)

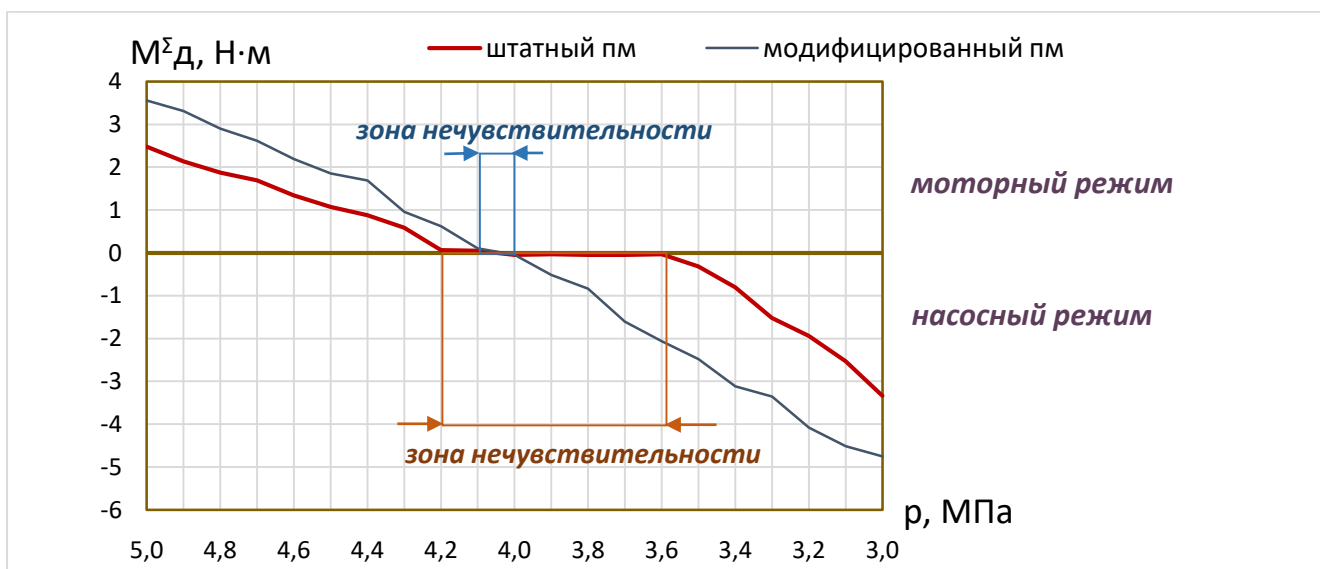


Рисунок 13. Зависимость момента на опорном диске  $M^{\Sigma д}$  от давления  $p$  при внешнем моменте на валу опорного диска 69 Н·м (переход в насосный режим)

Преобладание крутящего момента от груза на рычаге определяет насосный режим работы, преобладание крутящего момента от воздействия гидростатического давления на поршневой механизм определяет моторный режим работы, в то время как удержание равновесия между крутящими моментами за счёт сил трения определяет зону нечувствительности.

Уменьшение величины зоны нечувствительности при переходе в насосный режим для разных внешних моментов составило: для момента 18,4 Н·м – 2 раза, для момента 50,5 Н·м – в 3,5 раза, для момента 69 Н·м – в 3,5 раза.

По результатам данных исследований было выявлено, что в режиме страгивания разница в величине зоны нечувствительности между моторным и насосным режимом не может быть обусловлена только силами трения в

поршневой паре. Было составлено уравнение для величины зоны нечувствительности при страгивании, учитывающее трение между башмаком и опорным диском.

Из результатов решения данного уравнения был сделан вывод, что коэффициент трения в паре «башмак – опорный диск» при страгивании для штатного механизма составил 0,21, тогда как для модифицированного он составил 0,12. В обоих случаях режим трения можно характеризовать как граничный, однако в случае штатного механизма возможен контакт по кромке башмака в связи с наличием перекоса поршня во втулке. Такой характер контакта в паре «башмак – опорный диск» существенно увеличивает силы трения.

Теоретически обоснованные и экспериментально подтверждённые преимущества модифицированных поршневых механизмов позволяют более широко применять АПГНД в следящих приводах и приводах постоянной частоты вращения, где особенно актуальными являются обратимые регулируемые гидромашины. Как было указано ранее, конструкция таких механизмов не предусматривает изменение угла наклона опорного диска, что ограничивает их применение в регулируемых АПГ.

По результатам проведённых исследований была поставлена задача разработать конструкцию обратимой регулируемой АПГНД с модифицированными поршневыми механизмами.

**В пятой главе** представлено конструктивное решение по регулированию АПГНД с модифицированными поршневыми механизмами.

С целью разработки обратимой регулируемой АПГНД было предложено техническое решение, для которого был получен патент на изобретение 2697907 РФ, МКП F04B1/22 «Регулируемая аксиально-поршневая гидромашина» (рисунок 14).

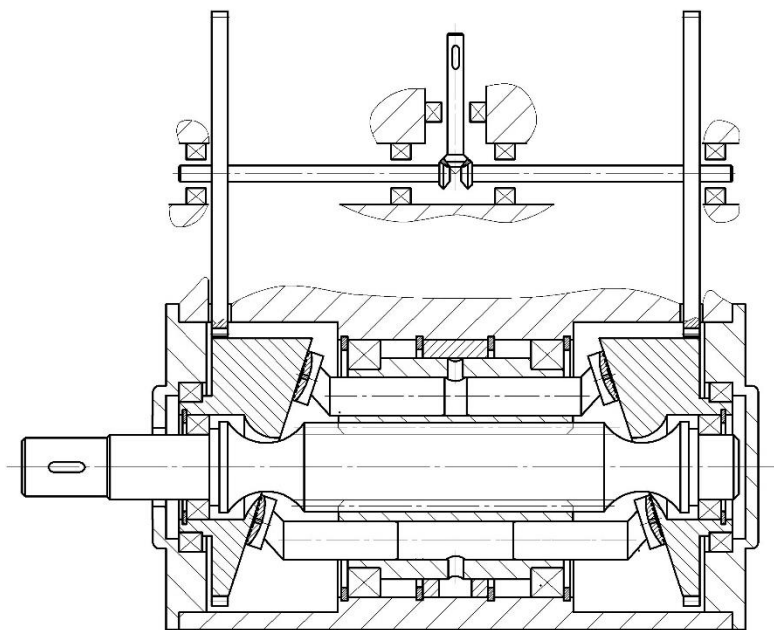


Рисунок 14. Конструктивная схема обратимой регулируемой АПГНД с модифицированными поршневыми механизмами.

Данная гидромашина имеет сдвоенный блок цилиндров с двумя группами поршневых механизмов. Опорные диски имеют возможность разворота относительно начального положения, меняя подачу насоса от максимальной до нулевой без изменения угла наклона опорного диска. Так, если оба диска развернуты на  $90^\circ$  относительно начального положения, плоскости дисков будут параллельны, и жидкость будет циркулировать внутри машины. Для сообщения с гидравлическими магистралями используется цапфенный распределитель.

На рисунке 14 представлен один из вариантов управления АПГНД. Механизм управления обеспечивает синхронность взаимного разворота опорных дисков и взаимную компенсацию крутящих моментов, возникающих под воздействием поршневых групп.

Предлагаемое решение удовлетворяет поставленной задаче по регулированию гидромашины и позволяет значительно увеличить диапазон регулирования АПГНД.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Разработана система уравнений, позволяющая определить конструктивные параметры, обеспечивающие наибольшее снижение сил трения в поршневой паре при применении модифицированного поршневого механизма.

С помощью данных уравнений установлено, что смещение шарнира поршня, при котором обеспечивается максимальное снижение сил трения, составляет от 11 до 14 мм для типоразмера гидромашины в  $89 \text{ см}^3$ . Также из решения математической модели было выявлено, что угол наклона опорного диска должен составлять от  $16^\circ$  до  $20^\circ$ , так как при меньшем угле не обеспечивается работоспособность модифицированного поршневого механизма, а при смещении шарнира поршня, соответствующем углам более  $20^\circ$ , вал гидромашины не будет удовлетворять условиями прочности и жёсткости.

Применение модифицированного поршневого механизма позволяет увеличить усилие, создаваемое поршнем в моторном режиме. Крутящий момент гидромотора может быть увеличен не менее чем на 9,4% при страгивании.

Разработана математическая модель для гидродинамического давления в слое рабочей жидкости между поршнем и направляющей втулкой, учитывающая различные варианты кинематики и конструктивного исполнения поршневого механизма.

Разработана программа для ЭВМ, позволяющая находить решение для полученной математической модели методом численного эксперимента, применяя метод дробных шагов.

Получены значения для гидродинамического давления рабочей жидкости в поршневой паре, из которых следует, что модифицированная конструкция поршня обеспечивает значительно большую по величине несущую способность в точках перехода между зонами высокого и низкого давления. Также было установлено, что модифицированная конструкция поршня обеспечивает высокие значения гидродинамического давления на всём цикле работы в зоне

высокого давления, в то время как штатный поршневой механизм способен обеспечивать высокие значения давления только при высокой поступательной скорости поршня во втулке.

Проведено сопоставление несущей способности и реакций в направляющей втулке при различных скоростях работы АПГНД. Было установлено, что переход к жидкостному режиму трения для штатной конструкции поршневого механизма происходит при вдвое большей поступательной скорости, чем для модифицированного механизма, при угловом положении поршня на цикле, близком к  $90^\circ$ . В иных угловых положениях разница между минимальными устойчивыми скоростями может составить 3 и более раз. Прогнозируемое увеличение диапазона регулирования составляет 83%.

Проведены экспериментальные исследования, в ходе которых:

- подтверждено кратное снижение сил трения в поршневой паре в насосном и моторном режимах работы,
- при использовании модифицированного поршневого механизма установлено увеличение крутящего момента, создаваемого одним поршнем, до 16% по сравнению со штатной конструкцией;
- установлено снижение зоны нечувствительности поршневого механизма при переходе между насосным и моторным режимами в условиях страгивания; при применении модифицированного поршневого механизма зона нечувствительности при переходе в насосный режим снизилась на 70%, силы трения в паре башмак – опорный диск снизились в два раза.

Разработано решение по конструктивной схеме обратимой регулируемой АПГНД с модифицированными поршневыми механизмами; выведены основные принципы конструкции и условия работоспособности. Таким образом, решена задача создания конструкции обратимой регулируемой АПГНД с увеличенным диапазоном регулирования.

## СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ

### **Публикации в изданиях, входящих в список рекомендованных ВАК**

Кузьмин А. О., Попов В. В., Стажков С. М. Гидродинамические процессы в поршневой паре аксиально-поршневых гидромашин // Вестник Концерна ВКО Алмаз-Антей. 2017. №4 (23). — С. 86 – 90.

Кузьмин А. О., Стажков С. М., Тарасова Н. В., Валиков П. И. Применение метода дробных шагов для решения задач гидромеханических процессов в поршневой паре аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском // Вестник Концерна ВКО Алмаз-Антей. 2019. №4 (31). — С. 60 – 66.

### **Публикации в изданиях, входящих в реферативную базу Scopus**

Kuzmin, A., Stazhkov, S., Elchinskiy, V., Yakovenko N. (2020) Tribological tests of the improved piston mechanism of the axial piston hydraulic machine / DOI

10.1088/1757-899X/966/1/012120 // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering . — 2020. — Vol. 966.

Kuzmin, A., Elchinsky, V., Popov, V., Stazhkov, S. (2020). Influence of the Design Parameters of the Piston Mechanism on the Dead Band of the Axial-Piston Hydraulic Machine. 10.2507/31st.daaam.proceedings.053. — pp. 0384-0390.

Kuzmin, A., Stazhkov, S., Korobova, I., Korolev, V., (2019). Hydrodynamic Processes Research of the Positive Displacement Hydraulic Machines Piston Interface, Proceedings of the 30th DAAAM International Symposium, pp.0580-0585, B. Katalinic (Ed.), Published by DAAAM International, ISBN 978-3-902734-22-8, ISSN 1726-9679, Vienna, Austria DOI: 10.2507/30th.daaam.proceedings.078

Kuzmin, A. & Popov, V. & Stazhkov, S. (2017). Hydrodynamic Processes in Piston–Bore Interface of Axial Piston Swash Plate Machine. 10.2507/28th.daaam.proceedings.088. — pp.0621-0626.

Kuzmin, A., Popov, V., Stazhkov, S. (2016) Advanced axial piston swash plate pump parameters recommendations / Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium: 27, Mostar, 26–29 октября 2016 года. – Mostar, 2016. – P. 556-561.

### **Патент на изобретение**

Пат. 2697907 Российская Федерация, МКП F04B1/22. Регулируемая аксиально-поршневая гидромашинa / Стажков С.М., Кузьмин А.О., Валиков П.И.; заявитель и патентообладатель. — № 2018102069; опубли. 21.08.2019. — 12с.

### **Прочие публикации**

Кузьмин А.О, Ельчинский В.С., Королев В.А., Стажков С.М. Испытания модифицированного поршневого механизма аксиально-поршневой гидромашины в насосном режиме эксплуатации // Автоматизация, мехатроника, информационные технологии: Материалы X Международной научно-технической интернет-конференции молодых ученых, Омск, 19–20 мая 2020 года. – Омск: Омский государственный технический университет, 2020. – С. 54-58.

Кузьмин А.О, Потапов А.М., Королев В.А., Стажков С.М. Улучшение трибологических характеристик АПГНД за счет снижения сил трения в прижимном устройстве поршневых механизмов // Восьмые Уткинские чтения: Труды Общероссийской научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 13–14 ноября 2018 года. – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет "Военмех", 2019. – С. 89-92.

Кузьмин А.О, Потапов А.М., Коробова И.Л., Стажков С.М. Уменьшение зоны нечувствительности АНГНД за счет снижения объемных потерь в поршневом механизме при различных режимах ее эксплуатации // Восьмые Уткинские чтения: Труды Общероссийской научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 13–14 ноября 2018 года– Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет "Военмех", 2019.

Кузьмин А.О., Попов В.В., Стажков С.М., Валиков П.И. Улучшение характеристик объемных гидравлических машин // Автоматизация, мехатроника, информационные технологии: Материалы VIII Международной научно-технической интернет-конференции молодых ученых, Омск, 16 мая 2018 года / Ответственный редактор В.Г. Хомченко. – Омск: Омский государственный технический университет, 2018. – С. 72-74.

Кузьмин А.О., Попов В.В., Стажков С.М. Улучшение трибологических характеристик АПНД // Старт в будущее - 2017: Труды четвертой научно-технической конференции молодых ученых и специалистов, Санкт-Петербург, 19 апреля 2017 года. – Санкт-Петербург: ООО "ДелПринт", 2017. – С. 148-152.

Кузьмин А.О., Осипов В.И., Стажков С.М., Цветков В.А. Экспериментальное подтверждение теоретически обоснованных параметров АПНД // Автоматизация, мехатроника, информационные технологии : Материалы VI международной научно-технической интернет-конференции молодых ученых, Омск, 17 мая 2016 года. – Омск: Омский государственный технический университет, 2016. – С. 162-165.

Кузьмин А.О., Стажков С.М. Расчет параметров и экспериментальное подтверждение работоспособности усовершенствованной аксиально-поршневой гидромашины // Сетевое партнерство в науке, промышленности и образовании : Труды Международной мультikonференции, Санкт-Петербург, 04–06 июля 2016 года. – Санкт-Петербург: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2016. – С. 209-212.