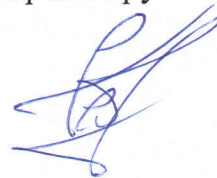


На правах рукописи



Тегжанов Аблай-Хан Савитович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСКРЕЙЦКОПНОЙ
ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С
ИНТЕНСИВНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ КОМПРИМУЕМОГО ГАЗА**

специальность 05.04.13 «Гидравлические машины,
гидропневмоагрегаты»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Омск 2019

Работа выполнена на кафедре «Гидромеханика и транспортные машины»
в ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Научный руководитель:

Щерба Виктор Евгеньевич,
Заслуженный работник Высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Жарковский Александр Аркадьевич,
доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры «Турбины, гидромашины и
авиационные двигатели», федеральное
государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Санкт-
Петербургский политехнический университет
Петра Великого» (ФГАОУ ВО «СПбПУ»),
г.Санкт-Петербург;

Редников Сергей Николаевич,
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы»,
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования «Южно-Уральский
государственный университет (национальный
исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО
«ЮУрГУ (НИУ)»), г. Челябинск.

Ведущая организация:

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Уфимский государственный
авиационный технический университет»
(ФГБОУ ВО «УГАТУ»), г.Уфа.

Защита состоится 3 октября 2019 г. в 14:00 часов в зале заседания
диссертационного совета на заседании совета Д 212.178.09, созданного на базе
Омского государственного технического университета по адресу: 644050, г.
Омск, пр. Мира, 11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Омского
государственного технического университета и на сайте организации
www.omgtu.ru.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью
учреждения, просьба направить по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Автореферат разослан «___» _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доцент, кандидат технических наук



Г. А. Нестеренко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В настоящее время одним из основных путей повышения эффективности и экономичности работы поршневых компрессорных машин является их объединение с насосом объемного действия. В результате объединения получается поршневая гибридная энергетическая машина, обладающая высокими массогабаритными, энергетическими и расходными характеристиками. Высокие энергетические характеристики обусловлены интенсивным охлаждением компримируемого газа, созданием высокоэффективного щелевого уплотнения, заполненного жидкостью, обеспечивающего надежную герметизацию рабочей полости компрессорной секции и малые затраты на трение в цилиндро-поршневой группе.

В насосной секции, при объединении ее с компрессорной секцией, увеличивается кавитационный запас на всасывании. Необходимо отметить, что все разработанные и исследованные до настоящего времени поршневые гибридные энергетические машины объемного действия (ПГЭМОД) имели крейцкопфную схему, которая, не смотря на ряд несомненных преимуществ, имела и недостатки – значительные габариты и массу, а также массу подвижных частей. Вследствие этого, встает актуальная задача – разработать и исследовать новую конструкцию ПГЭМОД, которая имела бы высокие энергетические и расходные характеристики, а также лучшие массогабаритные показатели, интенсивное охлаждение компримируемого газа и простоту в изготовлении.

Степень разработанности темы

Известны поршневые гибридные энергетические машины крейцкопфного исполнения. Они обладают относительно большими габаритами и массой. В данной работе предложена новая конструкция бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины, которая позволяет улучшить охлаждение компримируемого газа и массогабаритные показатели.

Цель исследования

Разработать и исследовать новую бескрейцкопфную поршневую гибридную энергетическую машину объемного действия, обладающую интенсивным охлаждением компримируемого газа, высокими энергетическими, расходными и массогабаритными показателями.

Задачи исследования

1. Провести анализ существующих конструкций и методов расчета рабочих процессов поршневых гибридных энергетических машин объемного действия.
2. На основе проведенного анализа разработать принципиально новую конструкцию бескрейцкопфной ПГЭМОД, обладающую интенсивным охлаждением компримируемого газа, высокими энергетическими, расходными, массогабаритными и динамическими показателями.
3. На основе использования основных фундаментальных законов сохранения массы, объема и энергии проведен комплекс теоретических исследований, включающий

3.1. Расчет рациональных значений номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях, позволяющих определить три основных режима бескрейцкопфной ПГЭМОД:

- режим работы с равенством массы жидкости за цикл из насосной секции в компрессорную и обратно;
- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением жидкости из насосной полости в компрессорную;
- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением газа из компрессорной секции в насосную.

3.2. На основе предложенных концептуальных моделей рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД, разработать математические модели рабочих процессов для разных режимов работы.

4. Разработать опытный образец бескрейцкопфной ПГЭМОД. На основе разработанного плана провести комплекс экспериментальных исследований с целью получения новых знаний об объекте и подтверждения адекватности разработанной математической модели рабочих процессов с приоритетным поступлением жидкости в компрессорную секцию.

5. На основе разработанных математических моделей рабочих процессов для разных режимов работы провести параметрический анализ влияния основных эксплуатационных и конструктивных параметров на рабочие процессы, расходные и энергетические характеристики бескрейцкопфной ПГЭМОД для разных режимов ее работы.

6. Внедрить полученные результаты при изучении, исследовании, проектировании и конструировании поршневых гибридных энергетических машин.

Научная новизна

1. Проведен комплекс теоретических исследований, включающий:

- методику расчета рациональных значений номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях, позволяющих определить три основных режима работы бескрейцкопфной ПГЭМОД;
- математическую модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную и подачей жидкости в линию нагнетания компрессорной секции;
- математическую модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением газа из компрессорной секции в насосную и подачей газа в линию нагнетания насосной секции.

2. На основе разработанных математических моделей рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД для разных режимов работы проведен численный эксперимент с целью установления влияния основных эксплуатационных (давление нагнетания в компрессорной секции, давление нагнетания в насосной секции, число оборотов коленчатого вала) и конструктивных (радиальный зазор в щелевом уплотнении, начальная длина щелевого уплотнения) параметров на рабочие процессы, энергетические и расходные характеристики.

Практическая значимость

1. На основе анализа существующих конструкций поршневых гибридных энергетических машин разработана новая конструкция бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия, имеющая интенсивное охлаждение компримируемого газа (Пат. на изобретение 2686536 Российская Федерация, МПК F04B 19/06. Гибридная машина объемного действия с тронковым поршнем/ заявитель и патентообладатель Омский гос. технич. ун-тет. – № 2018131858; заявл. 06.09.2018; опубл. 29.04.2019, Бюл. № 13.)

2. Спроектирован и изготовлен опытный образец бескрейцкопфной ПГЭМОД, оснащенный современной измерительной аппаратурой.

3. Проведенный комплекс экспериментальных исследований позволил установить работоспособность созданного экспериментального образца во всем диапазоне изменения эксплуатационных параметров, подтвердить адекватность разработанной математической модели с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную, экспериментально подтвердить улучшение охлаждения компрессорной секции, улучшение массогабаритных показателей по сравнению с крейцкопфными машинами и уменьшение массы подвижных частей, совершающих возвратно-поступательное движение.

4. Полученные результаты по разработке и исследованию новой бескрейцкопфной ПГЭМОД внедрены у промышленного партнера ОмГТУ при выполнении соглашения №14.574.21.0068 «Создание перспективных конкурентно способных конструкций гибридных энергетических машин объемного действия нового типа с повышенным интенсивным теплообменом в зоне рабочих органов».

Методы исследования

В работе используются методы: математического моделирования и анализа, механики жидкости, термодинамического анализа, планирования эксперимента, оценка погрешностей и обработка результатов экспериментальных исследований.

Объект исследования

Бескрейцкопфная поршневая гибридная энергетическая машина с интенсивным охлаждением компримируемого газа.

Предметом исследования являются рабочие процессы, протекающие в компрессорной и насосной секциях, щелевом уплотнении, а также расходные и энергетические характеристики.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Конструкция бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины с интенсивным охлаждением компримируемого газа (Пат. на изобретение 2686536 Российская Федерация, МПК F04B 19/06. Гибридная машина объемного действия с тронковым поршнем/ заявитель и патентообладатель Омский гос. технич. ун-тет. – № 2018131858; заявл. 06.09.2018; опубл. 29.04.2019, Бюл. № 13.)

2. Теоретические исследования, включающие:

- методику расчета рациональных значений номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях, позволяющих определить три основных режима работы машины;
- математическую модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную и подачей жидкости в линию нагнетания компрессорной секции;
- математическую модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением газа из компрессорной секции в насосную и подачей газа в линию нагнетания насосной секции.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований бескрейцкопфной ПГЭМОД с интенсивным охлаждением компримируемого газа.

Достоверность результатов подтверждена экспериментальной проверкой выдвинутых положений, сопоставлением результатов расчета по математической модели с результатами экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на конференции "Авиамашиностроение и транспорт Сибири" и опубликованы в журнале "Вестник Иркутского государственного технического университета", а также на семинарах кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 6 статьи в изданиях рекомендованных ВАК РФ, из них 3 цитируемых в базах «Scopus» и «Web of Science».

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 125 наименований, 1 приложения. Общий объем диссертации - 267 страниц, 155 рисунков, 5 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведены: актуальность исследования бескрейцкопфной ПГЭМОД, цели и задачи исследования, научная новизна, практическая значимость, методы и предмет исследования, объект исследования, основные положения, выносимые на защиту, достоверность результатов, апробация работы, публикации, структура диссертации.

В первой главе

Проведенный анализ преимуществ объединения поршневого компрессора и поршневого насоса в единый агрегат, получивший название поршневая гибридная энергетическая машина, на основании анализа обширных теоретических и экспериментальных исследований позволил установить:

1. Преимущества для компрессора

- Улучшение охлаждения компримируемого газа за счет улучшения охлаждения поверхности стенок цилиндра-поршневой группы. Экспериментально установлено, что экономичность работы компрессора увеличивается на 3-7%.

- Уменьшение практически до нуля утечек и перетечек компримируемого газа за счет наличия жидкости в щелевом уплотнении.
- Увеличение срока службы самодействующих клапанов.
- Уменьшение работы сил трения и износа в цилиндро-поршневой группе. Затраты мощности на трение уменьшаются с $(7 \div 8)\%$ до $1,5\%$ от полной мощности компрессора.

- Увеличение степени повышения давления в ступени компрессора за счет организаций интенсивного охлаждения до 10. Для многоступенчатых машин это приведет к сокращению числа ступеней и, следовательно, к уменьшению массы и габаритов.

- Повышение эффективности работы компрессора за счет заполнения жидкостью мертвого пространства компрессора и приближения величины объемного коэффициента λ_0 к 1.

2. Преимущества для насоса.

- Увеличение кавитационного запаса на всасывании.
- Уменьшение подводимой работы в процессе сжатия и нагнетания за счет утилизации теплоты, выделяемой при сжатии газа.

3. Преимущества в целом для агрегата.

Существенное сокращение габаритов и массы.

В работе проведен анализ результатов патентного поиска за период с 2008-2018г.г. по следующим странам: Россия, Украина, Китай, США, Испания, Япония, Германия и Мексика.

В результате просмотра более 350 патентов было установлено:

- большинство разработок технических решений в области ГЭМОД принадлежит кафедре «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета;

- наиболее универсальной, как с точки развиваемого давления, так и с точки зрения диапазона производительности, является поршневой вариант гибридной энергетической машины.

Среди ПГЭМОД бескрейцкопфные машины с дифференциальными поршнями имеют эффективное щелевое уплотнение, а также малые габариты и массу, что позволяет считать данную схему весьма перспективной.

Проведен анализ рабочих процессов, протекающих в компрессорной и насосной полостях и щелевом уплотнении, соединяющим их. В результате проведенного анализа установлено:

- наибольший вклад в развитие математических моделей рабочих процессов компрессоров и насосов объемного действия внесли такие ученые, как Доллежал Н.А., Костаглиола М., Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И., Щерба В.Е., Башта Т.М., Орлов Ю.М. В расчете щелевых уплотнений наибольшую известность получили работы Стодолы А., Никитина Г.А., Мардинковского В.А.;

- в основу всех современных математических моделей компрессоров и насосов объемного действия положены законы сохранения массы, энергии, движения и уравнение состояния. Наиболее широкое распространение получили модели с сосредоточенными параметрами.

В конце главы предложена новая конструктивная схема бескрейцкопфной ПГЭМОД с интенсивным охлаждением компримируемого газа и высокими массогабаритными показателями. Определены цели и задачи исследования.

Во второй главе проведен комплекс теоретических исследований, включающий следующие основные разделы:

1. Методика расчета рациональных значений давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях.

Основной целью данной методики является определение соотношения номинальных значений давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях, позволяющих определить три основных режима бескрейцкопфной ПГЭМОД:

- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением жидкости из насосной секции в компрессорную (давление нагнетания в насосной секции равно или превышает давление нагнетания в компрессорной секции);
- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением газа из компрессорной секции в насосную (давление нагнетания в компрессорной секции существенно превышает давление нагнетания в насосной секции);
- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с равенством массы жидкости за цикл из насосной секции в компрессорную и обратно (давление нагнетания в компрессорной секции и насосной секции соизмеримы).

В первом случае жидкость из насосной секции постоянно будет перемещаться в компрессорную и локализоваться в виде слоя жидкости над поршнем. В том случае, когда толщина слоя жидкости будет меньше или равна линейному мертвому объему, вынос жидкости в нагнетательный клапан компрессорной секции проводится не будет, а производительность и к.п.д. компрессорной секции будут увеличиваться (рисунок 1). При увеличении толщины слоя жидкости больше линейного мертвого пространства, часть жидкости будет выноситься в линию нагнетания компрессора, что будет

увеличивать потери давления в линии нагнетания компрессора и затраты на ее отделение от сжатого газа, производительность компрессорной секции

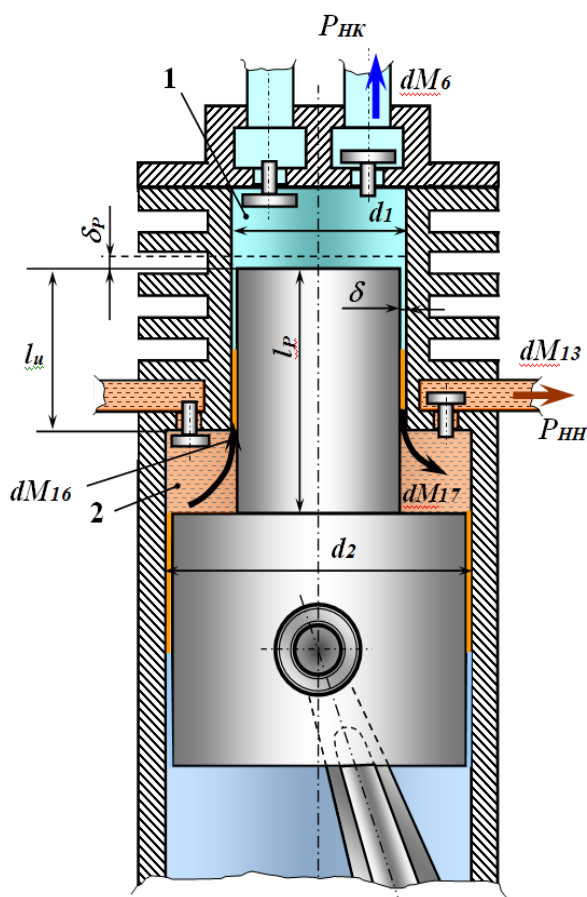


Рисунок 1 – Расчетная схема бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины

останется при этом максимальной.

Во втором случае, сжатый газ, вероятнее всего, в процессе нагнетания полностью вытесняет жидкость из поршневого уплотнения и прорывается в рабочую камеру насосной секции. В этом случае, уменьшается производительность и к.п.д. как компрессорной секции, так и насосной. Данный режим крайне нежелателен.

В третьем случае можно определить такое соотношение давлений нагнетания в насосной и компрессорной секциях, при котором количество жидкости, перетекающей за цикл из насосной секции в компрессорную и обратно, равно 0, т.е.

$$\oint dM = \oint dM_{16} - \oint dM_{17} \quad (1)$$

Учитывая, что кривая процесса сжатия жидкости (рисунок 2) в насосной секции ближе к изохоре, чем кривая процесса сжатия газа, в компрессорной секции, то на участке процесса сжатия жидкости (1-3) и части участка нагнетания (3-6) жидкость из насосной секции, через зазор δ между поршнем и цилиндром поступает в компрессорную, образуя над поршнем слой жидкости толщиной δ_p . Увеличение толщины слоя жидкости над поршнем приводит к дополнительному сжатию газа.

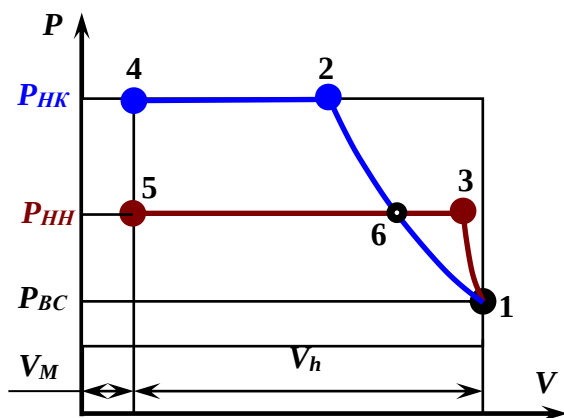


Рисунок 2 – Схематизированные индикаторные диаграммы насосной и компрессорной полостей бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины

В дальнейшем, на участке сжатия газа (6-2) и участке нагнетания газа (2-4) (когда $p_k > p_n$), наблюдается обратное течение жидкости из компрессорной секции в насосную.

Принимая во внимание, что в рассматриваемом нами случае номинальные давления всасывания в компрессорной и насосной секциях одинаковы, уравнение (1) преобразуется к виду

$$\int_{\pi}^{2\pi} dM_{16} - \int_{\pi}^{2\pi} dM_{17} = 0 \quad (2)$$

Принимая малый зазор между поршнем и цилиндром δ и концентричное их расположение, элементарная масса жидкости при ламинарном квазистационарном течении определится как

$$dM_{16,17} = \rho_w \left(\frac{\pi d_1 \delta^3}{12 \mu \ell_u} \Delta p \pm \frac{1}{2} V_p d_1 \delta \right) d\tau \quad (3)$$

где ρ_w - плотность жидкости; ℓ_u - длина поршневого уплотнения (см.рис.1); μ - коэффициент динамической вязкости жидкости; $\Delta p = p_n - p_k$ - перепад давления между насосной и компрессорной секцией; p_n, p_k - текущие значения давления в

насосной и компрессорной секциях; $V_p = \frac{S_h}{2} \omega \left| \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right|$ - скорость поршня;

S_h – полный ход поршня; d_1 – диаметр верхней части поршня; ω – угловая скорость коленчатого вала; φ - угол поворота коленчатого вала; λ - отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна. Необходимо отметить, что в конструкции бескрейцкопфной энергетической машины длина поршневого уплотнения ℓ_u будет увеличиваться при ходе поршня от нижней мертвой точки к верхней мертвой точке. Длина поршневого уплотнения ℓ_u будет определяться как

$$\ell_u = \ell_{u0} + S_h - \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (4)$$

где ℓ_{u0} - начальная длина щелевого уплотнения.

Перейдем к определению текущих значений давлений в насосной и компрессорной секциях.

Насосная секция

Пренебрегая изменением температуры жидкости и кинетической энергией рабочего тела, значение давления в рабочей полости насосной секции, с учетом деформационного и массообменного взаимодействия, определится как

$$p_n = p_{вн} + E_w \left(\ell_n \frac{V_{вн}}{V_{ни}} + \ell_n \frac{M_{ни}}{M_{вн}} \right) \quad (5)$$

где $p_{вн}$ – давление всасывания в насосной секции; $V_{вн} = V_{hn} (1 + a_{mn})$ - полный

рабочий объем насосной секции; $V_{hn} = \frac{S_h \pi (d_2^2 - d_1^2)}{4}$ - рабочий объем насосной

секции; d_2 – диаметр нижней части поршня; a_{mn} – относительный мертвый объем в насосной секции; E_w – модуль упругости жидкости;

$V_{ни} = \frac{V_{hn}}{2} \left[(1 - \cos \varphi_i) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_i) \right] + V_{mn}$; V_{mn} – мертвый объем в насосной секции.

Компрессорная секция

Давление в процессе сжатия в компрессорной секции, пренебрегая утечками сжимаемого газа, может быть определено, используя политропное приближение, как

$$p_k = p_{вк} \left(\frac{V_{вк}}{V_{ки}} \right)^n \quad (6)$$

где $p_{вк}$ – давление всасывания в компрессорной секции.

$$V_{вк} = V_{hk} (1 + a_{mk}) - \delta_{po} \cdot F_n$$

где $V_{hk} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot S_h$ - рабочий объем компрессорной секции; n – показатель

политропы; a_{mk} – относительный мертвый объем в компрессорной секции; δ_{po} -

начальное значение толщины жидкой пленки над поршнем (δ_{po} при проведении расчетов примем равной 0); F_n – площадь поршня.

Текущее значение объема рабочей полости компрессорной секции V_{ki} можно определить как

$$V_{ki} = \frac{V_{hk}}{2} \left[(1 - \cos \varphi_i) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_i) \right] + V_{mk} - \delta_{pi} F_n \quad (7)$$

где V_{mk} – величина мертвого объема в компрессорной секции.

Значение текущей высоты слоя жидкости над поршнем можно определить как

$$\delta_{pi} = \delta_{pi-1} + \frac{(dM_{16} - dM_{17})}{\rho_w F_n} \quad (8)$$

где δ_{pi-1} – значение толщины слоя жидкости на предыдущем временном слое.

Изменение давления в компрессорной секции в процессе нагнетания можно определить как

$$p_k = p_{ko} \left(\frac{V_{ko}}{V_{ki}} \right)^n \left(\frac{M_{ki}}{M_{ko}} \right)^n \quad (9)$$

где V_{ko} , M_{ko} – значение объема и массы в рабочей полости компрессорной секции в момент начала процесса нагнетания, M_{ki} – текущие значения массы и газа.

Массовые потоки в компрессорной и насосной секциях определяются на основании существующих рекомендаций в предположении идеальной работы клапанов. Проведенный параметрический анализ позволил установить указанные выше режимы работы (рисунок 3), выявить, что наибольшее влияние на соотношение номинальных давлений нагнетания в насосной и компрессорной секциях оказывает значение показателя политропы процесса сжатия, затем угловая скорость, начальное значение длины щелевого уплотнения и в последнюю очередь величина радиального зазора.

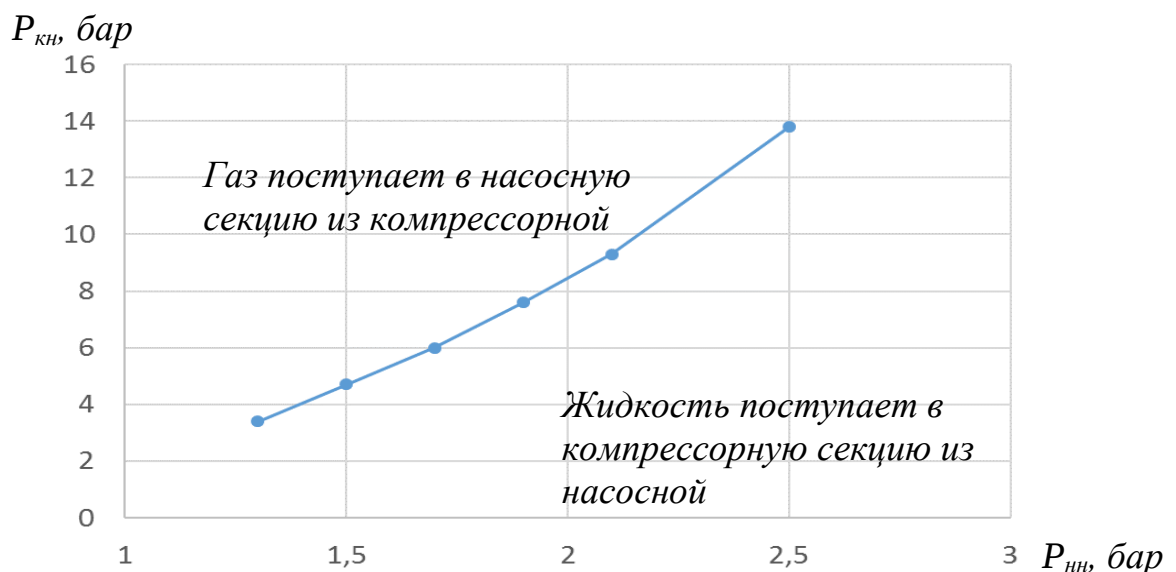


Рисунок 3 – Зависимость номинального давления нагнетания в компрессорной секции от номинального давления нагнетания в насосной секции.

2. Математическая модель рабочих процессов с приоритетным поступлением газа из компрессорной секции в насосную и подачей газа в линию нагнетания насосной секции.

В большинстве практических случаев насосная секция ПГЭМОД может использоваться для прокачки жидкости через рубашку и теплообменники (межступенчатые и концевые). Учитывая интенсивное охлаждение компрессорной секции, возможно значительно увеличивать давление нагнетания в ней. Таким образом, при работе ПГЭМОД мы имеем высокое давление нагнетания в компрессорной секции и низкое давление нагнетания в насосной секции. Принимая во внимание, что номинальные давления всасывания в насосной и компрессорной полостях одинаковы и равны атмосферному давлению, представляется целесообразным рассмотреть процессы сжатия и нагнетания, протекающие одновременно на угле поворота $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ в рабочих полостях насосной и компрессорной полостях ПГЭМОД.

Разработана концептуальная модель протекающих физических процессов. На основе разработанной концептуальной модели составлена математическая модель рабочих процессов, в которой можно выделить 5 фаз движения жидкости и газа.

1. Фаза подъема жидкости в щелевом уплотнении (процесс сжатия жидкости в насосной секции - процесс сжатия газа в компрессорной секции).

2. Фаза подъема жидкости в щелевом уплотнении (процесс нагнетания жидкости в насосной секции - процесс сжатия газа в компрессорной секции).

3. Фаза опускания жидкости в щелевом уплотнении (процесс нагнетания в насосной секции - процесс сжатия или нагнетания в компрессорной секции).

Первые три фазы движения жидкости в щелевом уплотнении рассчитываются на основании использования уравнений расхода жидкости для напорного квазистационарного ламинарного движения жидкости и уравнений для изменения давлений в рабочих полостях насосной и компрессорной секциях по изложенным выше зависимостям.

4. Фаза прорыва газа в линию нагнетания насосной секции

В момент достижения высоты слоя жидкости в щелевом уплотнении нулевого значения на жидкость, находящуюся в рабочей полости насоса, будет действовать давление в компрессорной секции p_k .

Под действием давления p_k , жидкость из рабочей полости начнет поступать в линию нагнетания насосной секции.

Величина объема dV_{2w} жидкости, поступающей в линию нагнетания, определится как

$$dV_{2wi} = \alpha_{щ} f_{щ} \sqrt{\frac{2(p_k - p_{нн})}{\rho_w}} d\tau \quad (10)$$

где $\alpha_{щ}$, $F_{щ}$ - коэффициент расхода и площадь щели нагнетательного клапана насосной секции.

В том случае, если объем вытесняемой жидкости dV_{2wi} превышает изменение объема рабочей полости, обусловленное кинематикой механизма

привода $dV_{\kappa wi}$, в рабочую полость насосной секции прорывается газ, объем которого определится как

$$dV_{\varepsilon i} = dV_{2wi} - dV_{\kappa wi} \quad (11)$$

где $dV_{\kappa wi} = F_n \frac{Sh}{2} \omega \cdot \left| \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right| d\tau$

5. Фаза удаления газа из насосной секции

На следующем временном шаге $\tau_{i+1} = \tau_i + \Delta\tau$ в том случае, если величина $dV_{\kappa w(i+1)}$ меньше значения $dV_{\varepsilon i}$, то количество выталкиваемого газа в линию нагнетания $dV_{2\varepsilon(i+1)}$ будет равно величине $dV_{\kappa w(i+1)}$, а новое значение величины $dV_{2\varepsilon(i+1)}$ определится как

$$dV_{2\varepsilon(i+1)} = dV_{\varepsilon i} - dV_{2\varepsilon(i+1)} \quad (12)$$

В том случае, если величина $dV_{\varepsilon i} < dV_{\kappa w(i+1)}$, в линию нагнетания насосной секции будет выталкиваться газ в количестве

$$dV_{2\varepsilon(i+1)} = dV_{\varepsilon i} \quad (13)$$

и часть жидкости

$$dV_{2w(i+1)} = dV_{\kappa w(i+1)} - dV_{\varepsilon i} \quad (14)$$

В дальнейшем описанные процессы повторяются, начиная с фазы 4. В момент достижения поршня верхней мертвой точки (ВМТ) процессы нагнетания в насосной и компрессорной полостях прекращаются.

3. Математическая модель рабочих процессов с приоритетным поступлением жидкости из насосной секции в компрессорную и подачей жидкости в линию нагнетания компрессорной секции.

Разработанная математическая модель рабочих процессов включает: математическую модель рабочих процессов компрессорной секции при подаче жидкости в линию нагнетания и без нее; математическую модель рабочих процессов насосной секции; математическую модель течения жидкости в поршневом уплотнении. Для моделирования рабочих процессов после проведенного обоснования принята модель с сосредоточенными параметрами.

Для данного типа моделей разработана и обоснована система упрощающих допущений, основными из которых являются: сжимаемый газ подчиняется законам идеального газа; капельная жидкость представляет собой вязкую несжимаемую жидкость, которая подчиняется законам Ньютона и Гука; течение жидкости в клапанах и в зазоре в каждый момент времени стационарное. Принципиальная расчетная схема бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины для разработки математической модели представлена на рисунке 4.

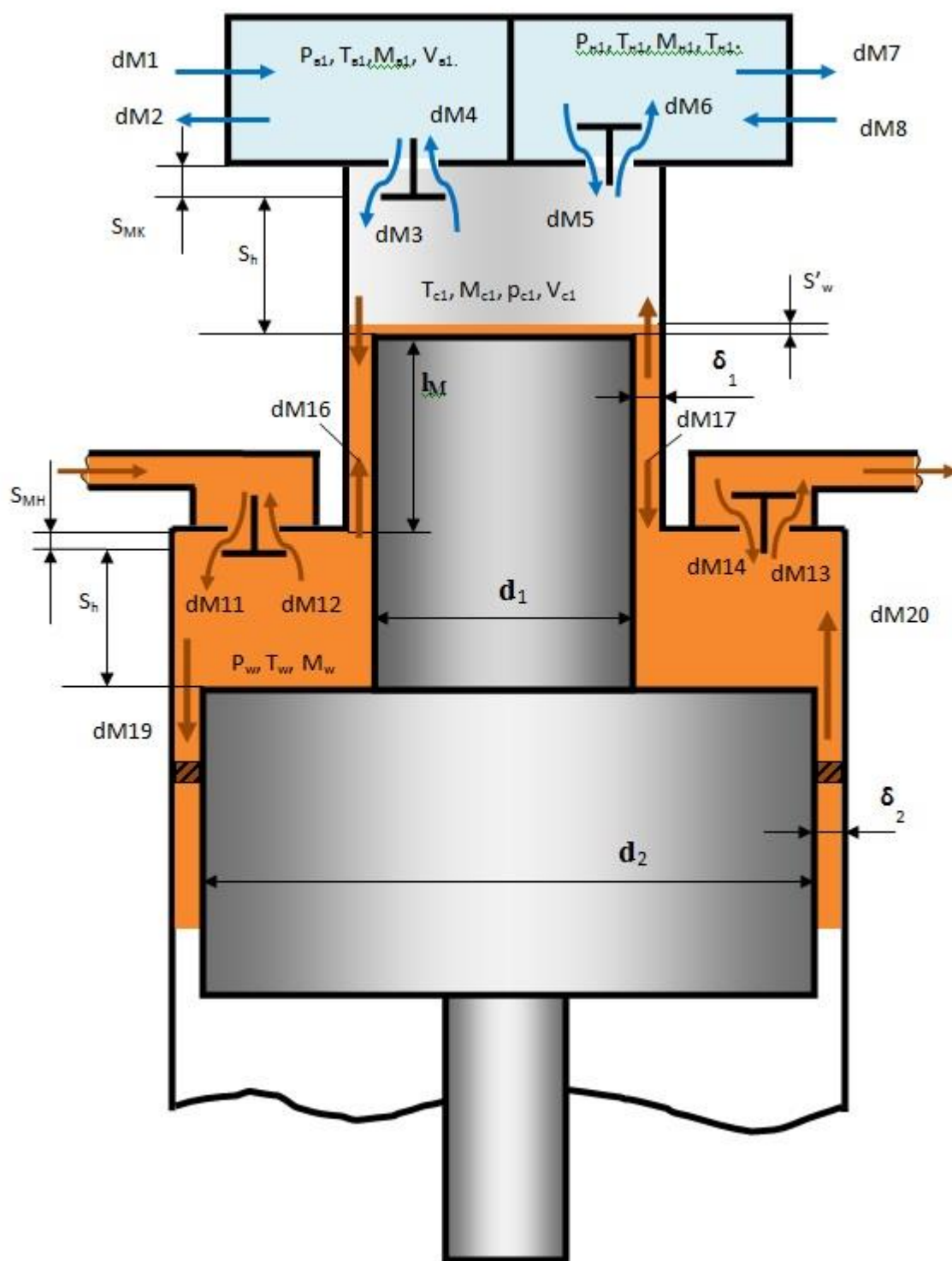


Рисунок 4. Принципиальная схема бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины для разработки математической модели рабочих процессов

В основу математической модели рабочих процессов ПГЭМОД положены основные фундаментальные законы: сохранения энергии в виде первого закона термодинамики тела переменной массы; сохранения массы, движения материальной точки и жидкости при ламинарном течении, уравнение состояния.

Компрессорная секция

$$dU_{\kappa} = dQ - p_{\kappa} \left(dV_{\kappa\text{кин}} - \frac{dM_{16} - dM_{17}}{\rho_w} \right) + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_{0i} dM_{0i} \quad (15)$$

$$dM_{\kappa} = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{0i} \quad (16)$$

$$p = (k - 1) \frac{U_{\kappa}}{V_{\kappa}} \quad (17)$$

$$T_{\kappa} = \frac{P_{\kappa} V_{\kappa}}{M_{\kappa} R} \quad (18)$$

$$V_{\kappa} = V_{\kappa\text{кин}} - V_w \quad (19)$$

$$dV_w = \frac{dM_{16} - dM_{17}}{\rho_w} \quad (20)$$

$$dS_w = \frac{dV_w}{F_u} \quad (21)$$

$$p_{\kappa w} = p_{\kappa w0} + E_w \left(\ell_n \frac{V_{w0}}{V_w} + \ell_n \frac{M_w}{M_{w0}} \right) \quad (22)$$

$$dM_w = \sum_{i=1}^{N_4} dM_{nwi} - \sum_{i=1}^{N_3} dM_{0wi} = dM_{w6} - dM_{w4} - dM_{w5} - dM_{17} \quad (23)$$

$$m_{np} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{N_5} F_i \quad (24)$$

где dU – элементарное изменение полной внутренней энергии газа в рабочей полости; dQ – элементарное количество подводимой (отводимой) теплоты к газу (определяется на основании гипотезы Ньютона-Рихмана); dM_{ni}, dM_{0i} – элементарные значения присоединяемых и отделяемых масс газа; dM_{nwi}, dM_{0wi} – элементарные значения присоединяемых и отделяемых масс жидкости; m_{np} – приведенная масса запорного органа нагнетательного клапана; h, τ – высота подъема запорного органа и время; $\sum_{i=1}^{N_5}$ – сумма действующих сил на запорный

орган; k – показатель адиабаты; V_w, M_w – объем и масса жидкости в рабочей полости компрессорной секции; S_w – высота слоя жидкости над поршнем; $p_{\kappa w}$ – давление в рабочей полости компрессорной секции во время подачи жидкости через нагнетательный клапан; $p_{\kappa w0}, V_{w0}, M_{w0}$ – давление, объем и масса жидкости в момент начала насосного хода; $dM_3, dM_4, dM_5, dM_6, dM_9, dM_{11}$ – элементарные массы газа; $dM_{w6}, dM_{w4}, dM_{w5}, dM_{w16}, dM_{w17}$ – элементарные массы жидкости; $V_{\kappa\text{кин}}$ – объем рабочей полости, определяемой кинематикой механизма привода.

Уравнения (15), (16), (17), (18), (19), (20), (21) и (24) используются при работе компрессорной секции без подачи жидкости в линию нагнетания.

Насосная секция

$$\left\{ \begin{array}{l} p_w = p_{w6c} + E_w \left(\ell_n \frac{V_{w6c}}{V_w} + \ell_n \frac{M_w}{M_{w6c}} \right) \quad (25) \\ dM_w = \sum_{i=1}^{N_6} dM_{wni} - \sum_{i=1}^{N_7} dM_{w0i} \quad (26) \\ V_w = V_{mw} \frac{V_{h_w}}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (27) \\ p_w = p_{wn} + \rho_w g (S_{mw} + S_w) + \rho_w \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \Delta h_{T1-2} + \Delta h_{1-2} \quad (28) \\ p_w = p_{w6c} + \rho_w g (S_{mw} + S_w) - \rho_w \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \Delta h_{T1-2} - \Delta h_{1-2} \quad (29) \\ m_{npw} \frac{d^2 h_w}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{N_8} F_{iw} \quad (30) \\ T_w = const \quad (31) \\ p_w = p_{wn} + E_w \left(\ell_n \frac{V_{wm}}{V_w} + \ell_n \frac{M_w}{M_{wn}} \right) \quad (32) \end{array} \right.$$

где p_{w6c} , M_{w6c} , V_{w6c} - давление, масса и объем жидкости в рабочей полости насосной секции в конце процесса всасывания; p_{wn} , M_{wn} , V_{wn} - давление, масса и объем жидкости в конце процесса нагнетания; V_{mw} - объем мертвого пространства в насосной секции; S_{mw} , S_w - линейный мертвый объем и текущее значение хода поршня в насосной секции; Δh_{T1-2} - потери напора, обусловленные совершением технической работы между сечениями 1-1 и 2-2; Δh_{1-2} - потери напора на трение; m_{npw} - приведенная масса запорного органа самодействующего клапана; h_w - текущая высота подъема запорного органа; $\sum_{i=1}^{N_8} F_{iw}$ - сумма сил, действующая на запорный орган; w_2 , w_1 - скорости жидкости в соответствующих сечениях.

Необходимо отметить, что уравнения (25), (32) используются для расчетов процессов сжатия и расширения, а уравнения (28), (29) для процессов нагнетания и всасывания. Сечение 1-1 при расчете процесса нагнетания совпадает с днищем поршня, а 2-2 выбирается за нагнетательным клапаном. При расчете процесса всасывания сечение 1-1 выбирается перед всасывающим клапаном, а сечение 2-2 совпадает с днищем поршня.

Поршневое уплотнение

$$Q = \frac{\pi d_1 \delta_1^3 (p_k - p_n)}{12 \mu \ell_u} \pm \frac{1}{2} V_p \pi d_1 \delta_1 \quad (33)$$

$$Q = \frac{\pi d_1 \delta_1^3 (p_k - p_n)}{12 \mu \ell_u} (1 + 3/2 \varepsilon^2) \quad (34)$$

$$\ell_u = \ell_{u0} + \left\{ Sh - \frac{Sh}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\} \quad (35)$$

где ε - эксцентриситет.

Уравнение (33) используется при концентричном расположении поршня, а уравнение (34) – при эксцентричном расположении поршня. Основной особенностью расчета поршневого уплотнения является переменность его длины, которая определяется по формуле (35).

В данной главе рассмотрены вопросы реализации разработанных математических моделей.

Третья глава посвящена разработке экспериментального образца бескрейцкопфной ПГЭМОД. Разработанный экспериментальный образец имел следующие основные размеры: внутренний диаметр поршня – 0,055м; внешний диаметр поршня – 0,065м; ход поршня – 0,047м; общая длина поршня – 0,119м.

Привод возвратно-поступательного движения поршня – кривошипно-шатунный, конструкция ЦПГ - цилиндропоршневая пара с П-образным поршнем. Газовые клапаны – плоские, пластинчатого типа, жидкостные клапаны – с коническим седлом и подпружиненным запорным элементом, имеющим направляющее устройство.

Для уменьшения габаритов поршень выполнен составным П-образным, открытым в сторону газовой полости (рисунок 5). Таким образом, газовая полость размещена в нижней части цилиндра, а жидкостная в верхней части цилиндра. В клапанной плите выполнены каналы для подвода и отвода жидкости. Жидкость, окружающая клапанную плиту, интенсивно охлаждает последнюю и соответственно газ, поступающий по каналу к потребителю. Таким образом, клапанная плита используется как теплообменник.

Особенностью бескрейцкопфной схемы поршневой гибридной энергетической машины по сравнению с крейцкопфной является одновременное протекание аналогичных процессов в компрессорной и насосной секциях.

При конструировании бескрейцкопфной поршневой энергетической машины был использован пакет прикладных программ «Solid Works». Основные рабочие тела, предполагаемые для сжатия и перемещения в бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машине: воздух и минеральные масла.

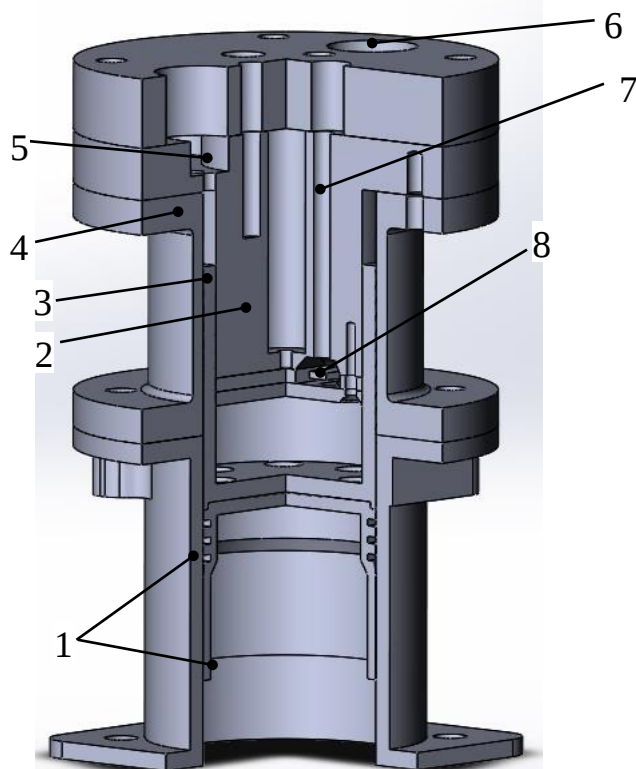


Рисунок 5. 3D – изображение компоновки экспериментального образца поршневой гибридной машины:

1. Поршневой блок базового компрессора. 2. Клапанная крышка компрессорной полости. 3. П-образная верхняя часть поршня. 4. Верхняя (дополнительная) часть цилиндра. 5. Канал линии всасывания насосной полости. 6. Канал линии нагнетания насосной полости. 7. Канал линии нагнетания компрессорной полости. 8. Клапанная плита компрессорной полости.

Проведено рассмотрение методики измерения основных термодинамических параметров и расходных характеристик исследуемого объекта, проведена оценка погрешности получаемых результатов. Проведенные экспериментальные исследования позволили установить следующие основные преимущества бескрейцкопфной ПГЭМОД, по сравнению с крейцкопфной ПГЭМОД с гладким и ступенчатым щелевым уплотнениями:

1. Уменьшение температуры клапанной плиты на (10-15)К (рисунок 6).

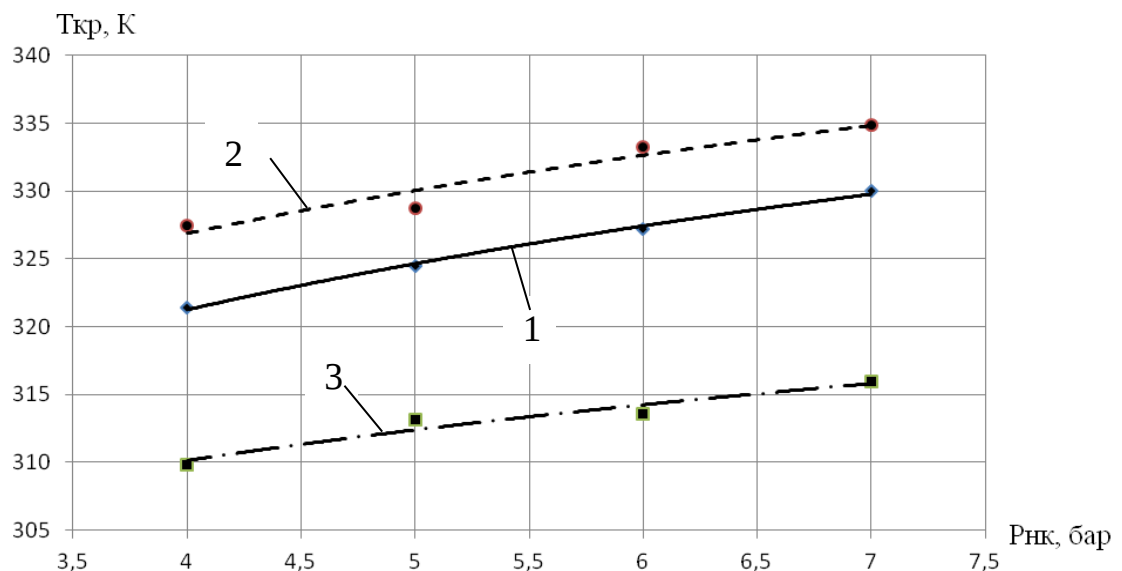


Рисунок – 6 Зависимость температуры клапанной плиты от давления нагнетания компрессорной секции: 1 – ПГЭМОД с щелевым уплотнением ступенчатого вида, 2 – ПГЭМОД с гладким щелевым уплотнением, 3 – бескрейцкопфная ПГЭМОД.

2. Уменьшение температуры всасываемого газа $(6 \div 8)^\circ\text{C}$.
3. Увеличение коэффициента подачи компрессорной секции λ и величины объемного к.п.д. $\eta_{об}$ насосной секции до 5%.
4. Уменьшение массы, объема и габаритов ПГЭМОД (рисунок 7). Масса подвижных частей, совершающих возвратно-поступательное движение, уменьшается практически в 3 раза, высота машины уменьшается почти в 1,5 раза.

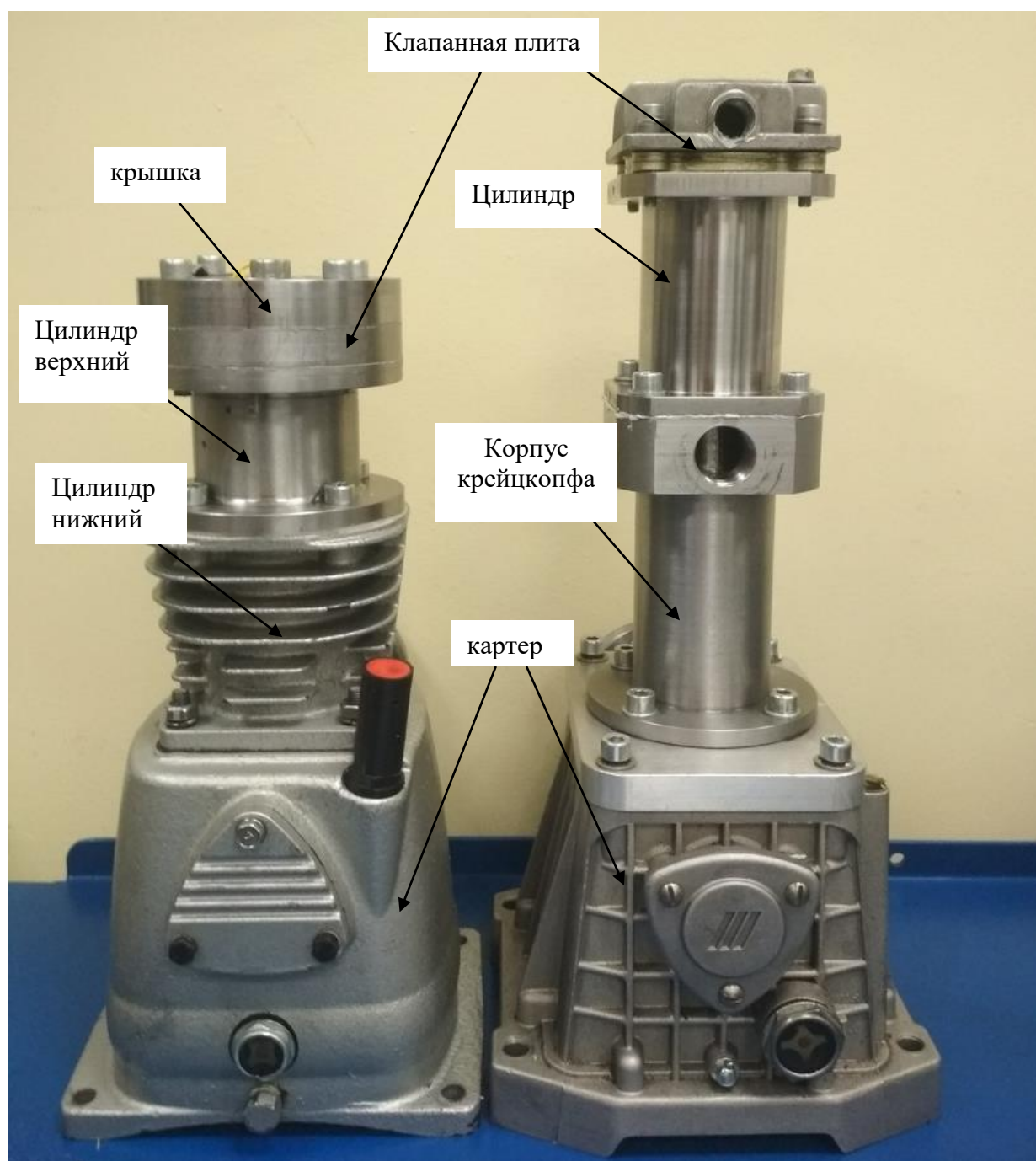


Рисунок.7 Внешние виды бескрейцкопфной (слева) и крейцкопфной (справа) ПГЭМОД с указанием основных деталей и узлов

Подтверждена адекватность разработанной математической модели путем качественного и количественного сравнения мгновенных и интегральных характеристик, полученных теоретическим и экспериментальным путем. Подтверждено полное качественное совпадение и хорошее количественное совпадение (по мгновенному давлению в компрессорной и насосной секциях расхождение составляет (10-15)%, по интегральным характеристикам - (5÷10)%).

Четвертая глава посвящена параметрическому анализу влияния основных эксплуатационных и конструктивных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики бескрейцкопфной ПГЭМОД (рабочие тела: воздух – вода). Для математической модели с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную в качестве независимых параметров приняты: угловая скорость вращения коленчатого вала ($n_{об}$), давление нагнетания в компрессорной секции ($p_{нк}$), давление нагнетания в насосной секции ($p_{нн}$), величина радиального зазора в щелевом уплотнения (δ), начальная длина щелевого уплотнения (l_{u0}).

В качестве функций отклика принимались известные расходные и энергетические показатели для компрессоров и насосов объемного действия, а также функций, раскрывающие основные физические особенности протекающих рабочих процессов: относительная высота слоя жидкости над поршнем за цикл

$$\bar{S}_{wcp} = S_{wcp} / Sh \quad (S_{wcp} = \frac{\oint S_w(\varphi) d\varphi}{2\pi}; S_w(\varphi) - \text{текущая высота слоя жидкости над поршнем});$$

отношение массовых расходов жидкости за цикл через поршневое уплотнение из насосной секции в компрессорную и обратно

$$G_{отн} = \oint dM_{16} / \oint dM_{17};$$

относительное количество жидкости, подаваемое в линию нагнетания компрессорной секции $G_{wk} = G_{wn} / \oint (dM_{13} - dM_{14})$ (абсолютное количество жидкости, поступающей в линию нагнетания компрессорной секции).

На рисунке 8 представлено типичное изменение высоты слоя жидкости над поршнем в компрессорной секции от угла поворота коленчатого вала при разных числах оборотов коленчатого вала.

Данная зависимость существенно отличается от аналогичной для крейцкопфной ПГЭМОД. В представленной зависимости можно выделить следующие характерные участки: участок АВ – натекание жидкости на днище поршня из насосной секции в компрессорную в процессе сжатия и на части процесса нагнетания; ВС – течение жидкости из компрессорной полости в насосную; СД – выталкивание жидкости в линию нагнетания компрессорной секции; ДЕ – нахождение жидкости над поршнем (высота слоя жидкости остается практически постоянной) в процессе обратного расширения и всасывания. При увеличении давления в компрессорной секции, количество поступающей жидкости в компрессорную секцию уменьшается, и процесс выталкивания жидкости в линию нагнетания компрессорной секции исчезает.

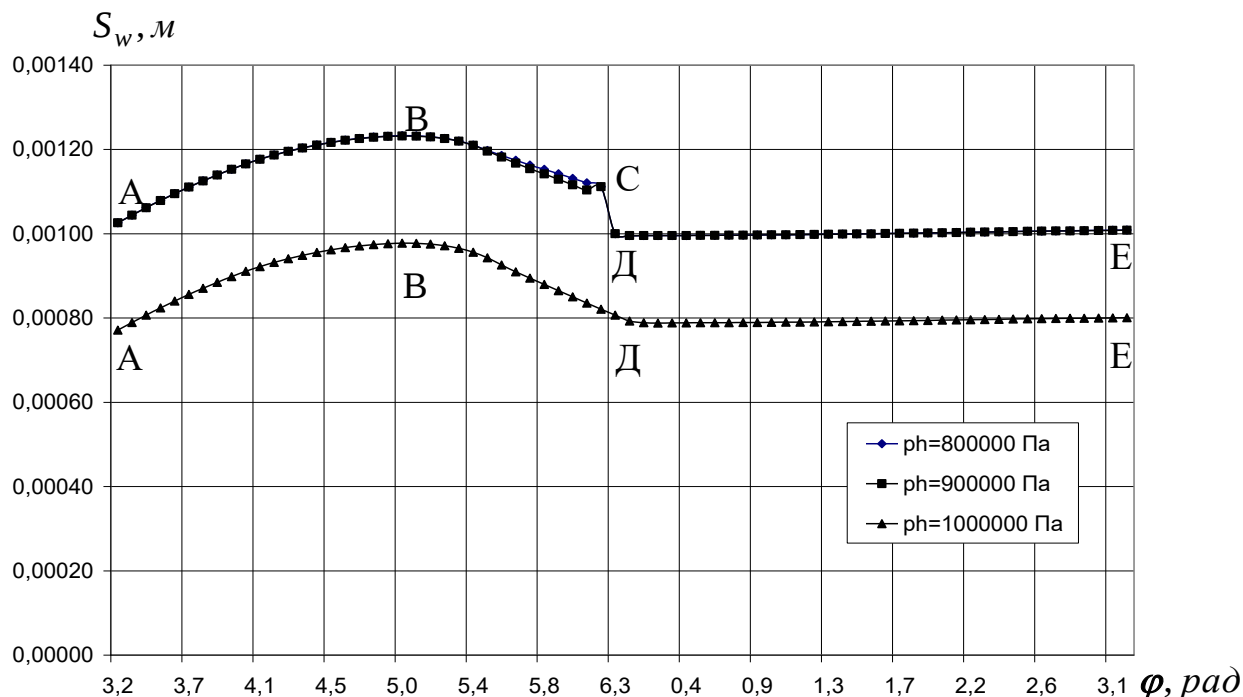


Рисунок 8 - Зависимость текущей высоты жидкости над поршнем в компрессорной секции от угла поворота коленчатого вала при разных давлениях нагнетания в компрессорной секции

В результате проведенного численного эксперимента было установлено, что рациональная величина радиального зазора в щелевом уплотнении должна составлять $50 \div 60 \text{ мкм}$, а значение длины поршня, которое определяет начальное значение длины щелевого уплотнения – $0,063 \div 0,066 \text{ м}$. В этом случае обеспечивается высокое значение $G_{отн}$, высокое значение индикаторного изотермического к.п.д. и минимальное количество жидкости, подаваемой в линию нагнетания компрессорной секции.

Для математической модели с приоритетным пос $p_{hk}=900000 \text{ Па}$ газа из компрессорной секции в насосную и подачей газа в линию $p_{hk}=1000000 \text{ Па}$ насосной секции, приняты следующие независимые параметры: разница в номинальных давлениях нагнетания в компрессорной и насосной полостях ($\Delta p = p_{kh} - p_{nh}$); угловая скорость вращения коленчатого вала ($n_{об}$); радиальный зазор в щелевом уплотнении (δ); начальная длина в щелевом уплотнении (ℓ_{no}); показатель политропы процесса сжатия (n). В качестве интегрального параметра, характеризующего работу бескрейцкопфной ПГЭМОД целесообразно взять отношение $M_{отн} = M_c / M_{2w}$ (отношение массы газа, прорвавшегося в линию нагнетания насосной секции к массе жидкости, подаваемой в линию нагнетания в насосной секции с момента прорыва газа).

Проведенный численный эксперимент позволил установить, что наибольшее влияние на величину $M_{отн}$ оказывает показатель политропы процесса сжатия (рисунок 9), затем угловая скорость вращения коленчатого вала и величина Δp . Величина радиального зазора и начальная длина щелевого

уплотнения оказывают существенно менее значимое влияние и их влияние примерно одинаково. Значение величины $M_{отн}$ находится в пределах 8% в диапазоне исследуемых показателей.

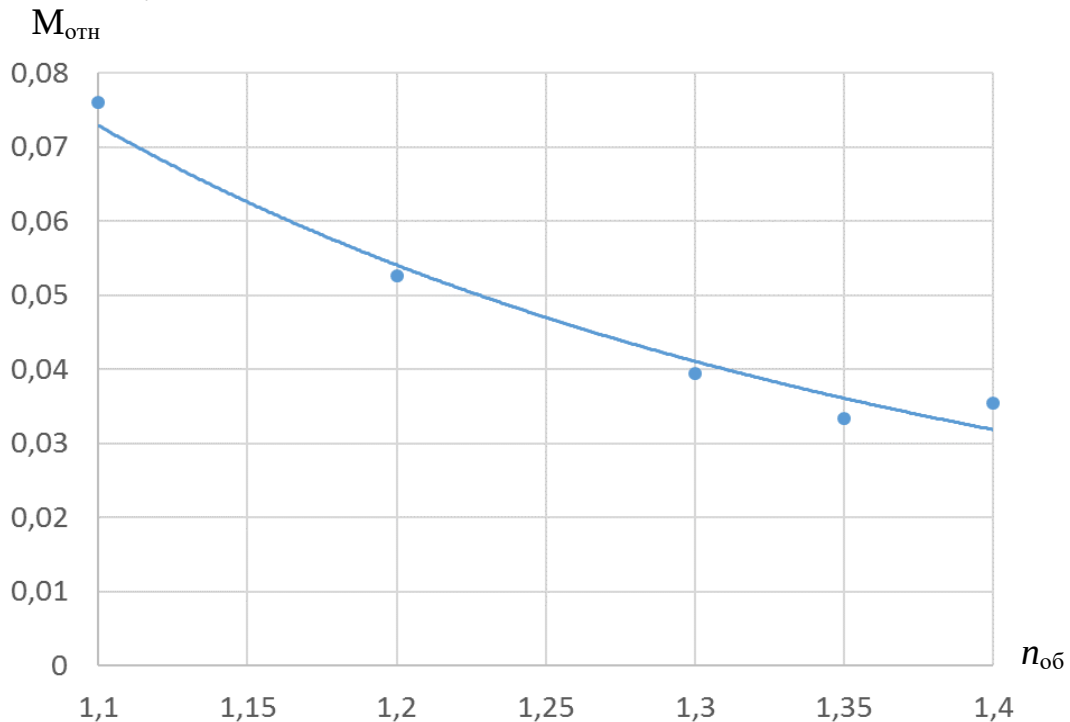


Рисунок 9. Зависимость относительной массы газа, подаваемой в линию нагнетания насосной секции от показателя политропы процесса сжатия

Основные выводы по работе:

1. С целью разработки новой эффективной конструкции бескрейцкопфной ПГЭМОД и методов расчета рабочих процессов был проведен анализ существующих конструкций гибридных энергетических машин и методов расчета рабочих процессов компрессоров и насосов объемного действия, а также течения жидкости и газа в щелевых уплотнениях.

2. На основе анализа существующих конструкций поршневых гибридных энергетических машин разработана новая конструкция бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины, обладающая интенсивным охлаждением компримируемого газа, высокими энергетическими, расходными, массогабаритными и динамическими показателями.

3. Используя схематизированные индикаторные диаграммы в насосной и компрессорной полостях, разработана методика расчета рациональных значений номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях, позволяющих определить три основных режима работы бескрейцкопфной ПГЭМОД:

- режим работы с равенством массы жидкости за цикл из насосной секции в компрессорную и обратно;
- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением жидкости из насосной полости в компрессорную;

- режим работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным поступлением газа из компрессорной секции в насосную.

4. На основе фундаментальных законов сохранения энергии, массы, объема и движения и принятия системы действующих допущений, разработаны две математические модели рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД:

- математическая модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную и подачей жидкости в линию нагнетания компрессорной секции;

- математическая модель рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД с приоритетным движением газа из компрессорной секции в насосную и подачей газа в линию нагнетания насосной секции.

5. На основе предложенной новой конструкции бескрейцкопфной ПГЭМОД разработан новый образец, оснащенный современной измерительной аппаратурой. Проведенный комплекс экспериментальных исследований, в соответствии с разработанным планом, позволил установить работоспособность созданного экспериментального образца во всем диапазоне изменения эксплуатационных параметров; подтвердить адекватность разработанной математической модели с приоритетным движением жидкости из насосной секции в компрессорную; экспериментально подтвердить улучшение охлаждения компрессорной секции (уменьшение температуры клапанной плиты на (10-15)К; уменьшение температуры всасываемого воздуха на (6-8)К), улучшение массогабаритных показателей по сравнению с крейцкопфными машинами (уменьшается высота ПГЭМОД в 1,5 раза) и уменьшение массы подвижных частей, совершающих возвратно-поступательное движение, практически в 3 раза. За счет более интенсивного охлаждения наблюдается увеличение коэффициента подачи компрессорной секции до 5%. Экспериментально доказано увеличение объемного к.п.д. на насосной секции в тех же пределах.

6. На основе разработанных математических моделей рабочих процессов бескрейцкопфной ПГЭМОД для разных режимов работы проведен численный эксперимент с целью установления влияния основных эксплуатационных и конструктивных параметров на рабочие процессы, энергетические и расходные характеристики (рабочие тела: воздух-вода).

В результате проведенного исследования установлено, что для режима работы с подачей жидкости в линию нагнетания компрессора рациональная величина радиального зазора в щелевом уплотнении должна составлять $50 \div 60 \text{ мкм}$, а значение длины поршня (начальное значение длины щелевого уплотнения) – $0,063 \text{ м} \div 0,066 \text{ м}$. В этом случае обеспечивается высокое отношение $G_{отн}$, высокое значение индикаторного изотермического к.п.д. и минимальное количество жидкости, подаваемой в линию нагнетания компрессорной секции.

Для режима работы бескрейцкопфной ПГЭМОД с прорывом газа в насосную секцию и подачей его в линию нагнетания насоса установлено, что на прорыв газа в линию нагнетания насосной секции наибольшее влияние оказывает величина показателя политропы процесса сжатия, затем, угловая скорость вращения коленчатого вала и разница в номинальных давлениях

нагнетания в компрессорной и насосной секциях. Величина радиального зазора в щелевом уплотнении и начальная длина щелевого уплотнения оказывает существенно менее значимое влияние и их влияние примерно одинаково.

7. Полученные теоретические и экспериментальные результаты внедрены при проектировании новых перспективных конструкций ПГЭМОД у индустриального партнера по соглашению №14.574.21.0068 и используются в учебном процессе при изучении курса «Объемные гидромашины».

Перспективы дальнейшей разработки темы

Разработанная конструкция бескрейкопфной гибридной энергетической машины может быть использована при разработке объектов специальной и автотракторной техники, оборудования для нанесения лакокрасочных покрытий, станочного оборудования, бытовой комбинированной технике.

Перечень публикаций по теме диссертационной работы

Статьи, цитируемые в базах данных «Scopus» и «Web of Science»:

1. A. S. Tegzhanov. Calculation of Rational Values of Discharge Pressures in the Compressor and Pump Sections of a Crossheadless Reciprocating Hybrid Power Machine/ V. E. Shcherba, G. S. Aver'yanov, V. S. Kalekin, S. V. Korneev, A. S. Tegzhanov/ Chemical and Petroleum Engineering, vol. 54, Nos. 5-6, September, 2018. Springer Science+Business Media, LLC, DOI 10.1007/s10556-018-0496-x. – p.p.418-424.

2. A. S. Tegzhanov. Comparative Analysis of Results of Experimental Studies of Piston Hybrid Energy-Generating Machine with Smooth and Stepped Slot Seals/V.E. Shcherba, V.V. Shalai, E.Yu. Nosov, A.Yu. Kondyurin, G.A. Nesterenko, A.S. Tegzhanov, A.M. Bazhenov/ Chemical and Petroleum Engineering, vol. 54, Nos. 7-8, September, 2018. Springer Science+Business Media, LLC, DOI 10.1007/s10556-018-0508-x. – p.p. 499-506.

3. A. S. Tegzhanov. Analysis of results of theoretical and experimental studies of the influence of radial gaps in stepped slot seal of piston hybrid energy-generating machine/ V.E.Shcherba, V.V.Shalai, A.V.Grigor'ev, A.Yu.Kondyurin, E.A.Lysenko, A.M.Bazhenov,A.S.Tegzhanov / Chemical and Petroleum Engineering, vol. 54, Nos. 9-10, December, 2018. Springer Science+Business Media, LLC, DOI 10.1007/s10556-019-00531-x. – p.p. 666-672.

Статьи в изданиях перечня ВАК:

4. Тегжанов А.С. Разработка опытного образца бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины/Тегжанов А.С., Щерба В.Е., Носов Е.Ю./ Вестник Иркутского государственного технического университета (ИрГТУ). – 2018. - Т.22, № 11. - С.63-70.

5. Тегжанов А.С. Конструктивные компоновки гибридных машин объемного действия/В.Е.Щерба, А.П.Болштянский, А.Т.Рыбак, Е.Ю.Носов, А.С.Тегжанов/ Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2018.- № 1(157). - С.10-18.

6. Тегжанов А.С. К вопросу об уменьшении неравномерности подачи в поршневых насосах/В.Е.Щерба, В.В.Шалай, А.С.Тегжанов, Е.А.Дорофеев, Е.А.Павлюченко/ Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. - №6(699). - С.68-77.

Патенты на изобретение:

1. Пат. на изобретение 2686536 Российская Федерация, МПК F 04 В 19/06. Гибридная машина объемного действия с тронковым поршнем/ Щерба В. Е., Тегжанов А.С., Болштянский А. П., Носов Е.Ю.; заявитель и патентообладатель Омский гос. технич. ун-тет. – № 2018131858; заявл. 06.09.2018; опубл. 29.04.2019, Бюл. № 13.