

ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И СОЗДАНИЕ
КОНСТРУКЦИИ ГАЗОЖИДКОСТНОГО АГРЕГАТА
С ГЛАДКИМ И ПРОФИЛИРОВАННЫМ ПОРШНЕВЫМ
БЕСКОНТАКТНЫМ УПЛОТНЕНИЕМ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (в промышленности)

АВТОРЕФЕРАТ

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

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

- Научный руководитель:** **Щерба Виктор Евгеньевич,**
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет», заслуженный работник Высшей школы РФ
- Официальные оппоненты:** **Прилуцкий Игорь Кирович,**
доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Криогенная техника» СПбНИУ ИТМО Институт холода и биотехнологий;
- Носков Александр Семёнович,**
доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Гидравлика» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина
- Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» (технический университет)

Защита состоится «3» октября 2014 г. в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.178.10 при Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет» по адресу: 644050, Омск, пр. Мира, 11.

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

Автореферат разослан

01 августа 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

к.физ-мат.н.



Суриков Вад.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Одной из наиболее широких тенденций современного проектирования является расширение функциональных возможностей объектов самого разного назначения. Это связано с экономией ресурсов путем снижения общей материалоемкости изделий и придания им свойств, позволяющих экономить энергию. При этом, как правило, в созданных гибридах используются конструкции с единой или близкой технологической основой.

Применение гибридных машин преследует следующие основные цели:

1. Создание многофункциональных машин с целью повышения оперативности и снижения времени на выполнение производственных операций.
2. Уменьшение общей материалоемкости оборудования и приборов различного назначения с целью снижения их стоимости.
3. Сокращение пространства, требуемого для размещения оборудования, с целью снижения издержек на строительство и эксплуатацию производственных помещений.
4. Снижение затрат на производство за счет исключения из технологического процесса транспортных операций.
5. Экономия энергии (увеличение КПД) за счет использования взаимного влияния свойств отдельных агрегатов гибрида.

На протяжении последних двух столетий в промышленной и бытовой технике используются устройства и механизмы, действие которых основано на изменении рабочего объема. Это, прежде всего, агрегаты, предназначенные для поднятия давления в рабочей среде с последующим ее перемещением потребителю.

Так, например, широко востребовано одновременное использование жидкостей и газов под давлением при работе технологического оборудования, что удовлетворяется использованием отдельно гидростанций и компрессоров, что усложняет общую компоновку оборудования, ухудшает его массогабаритные характеристики и повышает стоимость. **Таким образом, существует целесообразность создания агрегатов, совмещающих одновременно функции источника сжатого газа и жидкости под давлением.**

Создание таких машин путем простого агрегатирования двух изолированных объектов не даст значительного положительного эффекта, который может быть получен за счет совмещения конструкций компрессора и насоса в едином гибриде, в котором жидкость, нагнетаемая насосом, используется для охлаждения и герметизации рабочих полостей компрессора, что должно оказать положительное влияние на протекающие в нем рабочие процессы.

Основная сложность создания газожидкостных агрегатов заключается в существенных различиях физико-механических свойств рабочих тел, причём различия могут достигать нескольких порядков (плотность, динамическая вязкость) и поэтому совмещение в одном компактном агрегате с единой рабочей полостью и насоса и компрессора представляет значительную сложность, в связи с чем такие машины в настоящее время промышленностью не выпускаются.

В частности, одним из путей решения задачи объединения насоса и компрессора является конструкция поршневой машины с газовой и жидкостной полостями, разделенными бесконтактным щелевым уплотнением. Исследованию щелевых и безмасляных уплотнений посвящено достаточно много работ (Э.А. Васильев, А.И. Голубев, В.А. Марцинковский, Г.В. Макаров, Г.А. Никитин, Г.Н. Ден, И.И. Новиков, В.П. Захаренко, И.А. Сакун, А.А. Шейпак, С.А. Шейнберг, Ю.В. Пешти, И.Х. Карагусов, А.В. Бородин, А.П. Болштянский, В.А. Лесуков, Р. Ernst, В. Lamprater, R. Angst и др.). Однако все они посвящены расчету движения в щелях разного профиля одной среды (жидкости или газа), в то время как у исследуемого агрегата возможно одновременное нахождение двух сред (жидкой и газообразной), находящихся под разным давлением.

Таким образом, поиск и научное обоснование технических решений, позволяющих объединить в едином цилиндре машины объемного действия насос и компрессор, являются весьма актуальными.

Целью данного исследования является **создание газожидкостного агрегата с гладким и профилированным поршневым уплотнением между газовой и жидкостной полостями, и математической модели для расчета его рабочих процессов.**

Результаты данной диссертационной работы положены в обоснование выполнения исследований, проводимых при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проекта) RFMEFIBBB14X023.

Для решения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

1. Разработать математическую модель рабочих процессов газожидкостного агрегата с рабочими полостями переменного объема, сопряженными через гладкую и профилированную концентричную щель, позволяющую производить расчеты внешних характеристик агрегата и анализировать влияние режимных и конструктивных факторов на его работу.

2. Провести параметрический анализ рабочих процессов с целью выявления влияния основных конструктивных и режимных соотношений на характеристики агрегата.

3. На основе проведенного анализа предложить схемные решения конструкций газожидкостных агрегатов, позволяющие улучшить протекание их рабочих процессов и расширить их область применения.

Методы исследования. В работе использованы методы математического моделирования и анализа, термодинамики, механики жидкости, параметрического анализа. При проведении эксперимента проводились: тензометрия быстроменяющегося давления, термометрия деталей конструкции, расходометрия.

Научная новизна. Получены результаты исследования предложенной конструктивной схемы газожидкостного агрегата с гладким и профилированным поршневым уплотнением, доказывающие его работоспособность и возможность создания гибридных конструкций, в которых за счет использования авто-

номной системы жидкостного охлаждения цилиндропоршневой группы улучшены характеристики газовой (компрессорной) полости и снижена общая материалоемкость системы снабжения потребителя газом и жидкостью под давлением.

В том числе:

1. Разработана и экспериментально подтверждена математическая модель газожидкостного агрегата, основанная на сопряжении процессов, происходящих в газовой и жидкостной полостях, с процессами, протекающими в гладком и профилированном поршневом уплотнении, позволяющая проводить расчеты параметров и характеристик агрегата.

2. Выявлено влияние основных режимных (частоты вращения коленчатого вала, отношений давления нагнетания и давления всасывания газовой и жидкостной полости) и конструктивных параметров на рабочие и интегральные характеристики газожидкостного агрегата.

3. Определены рациональные значения параметров газожидкостного агрегата, определяющие его эффективную работу, в том числе экспериментально доказано положительное влияние буферной канавки на пусковые режимы агрегата (**Патент РФ № 118371**).

Практическая ценность:

Состоит в том, что дано теоретическое и экспериментальное обоснование возможности создания машин нового типа - поршневых газожидкостных агрегатов с гладким и профилированным поршневым уплотнением.

В том числе:

1. На уровне изобретения (**Патент РФ № 2518796**) разработана конструкция поршневого газожидкостного агрегата, работающего одновременно как с жидкостью, так и с газом, выполняющего одновременно и попеременно функции насоса и компрессора и предназначенного для механизации работ в условиях ремонтных подразделений, в том числе - станций технического обслуживания и ремонта автотранспортной техники. Параметры газожидкостного агрегата согласованы с ОАО «ОМСКЛАДА».

2. Спроектирован и изготовлен экспериментальный образец поршневого газожидкостного агрегата с воздушным и жидкостным охлаждением, снабженный измерительной аппаратурой, позволяющий экспериментально исследовать особенности его функционирования при различном конструктивном выполнении цилиндропоршневой группы на разных режимах работы. Стенд внедрён в учебный процесс кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ при изучении дисциплины «Машины объемного действия».

3. Предложены варианты конструкций газожидкостного агрегата, которые могут использоваться на стадии разработки технического задания, технического предложения, технического проекта и эскизного проектирования.

4. Определены основные режимные и конструктивные параметры, обеспечивающие работоспособность и экономическую эффективность агрегата.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель течения разделенных границей раздела жидкой и газообразной сред в гладкой и профилированной щели подвижного в осевом направлении поршневого уплотнения при переменном давлении обеих сред, адаптированная в общую математическую модель основных рабочих процессов, протекающих в полостях поршневого газожидкостного агрегата.

2. Результаты параметрического анализа влияния основных режимных и конструктивных параметров на рабочие процессы и интегральные характеристики газожидкостного агрегата.

3. Результаты экспериментальных исследований теплонапряженности и пусковых режимов агрегата.

4. Конструктивные и пневмогидравлические схемы газожидкостных агрегатов с гладким и профилированным поршневым бесконтактным уплотнением.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и получили положительную оценку на регулярных научных семинарах кафедры ГМиТМ ОмГТУ (2006-2013 гг.), на межкафедральном семинаре ОмГТУ (2011 г.), на Всероссийской молодежной НТК «Россия молодая» (Омск, 2009 и 2010 гг.), на Международной НТК «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 2009 г.), на Международной НТК «Вакуумная техника и технология» (2010 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано **11** печатных работ (4 статьи, 5 докладов на конференциях различного ранга, в том числе 4 статьи в изданиях перечня ВАК, получены один патент на изобретение и один патент на полезную модель).

Структура и объем диссертации. Работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, заключения и общих выводов, приложений и списка литературы, содержащего 104 наименования использованных первоисточников. Общий объем работы - 207 страниц, содержит 85 рисунков. В приложении представлены фотографии элементов и узлов модельного газожидкостного агрегата и его внешний вид, тарифовочные графики термисторов.

Личный вклад соискателя:

1. Обоснование перспективы создания объемных машин нового типа – поршневых газожидкостных агрегатов, постановка цели и задач исследования,
2. Разработка математической модели движения разделенных жидкостной и газовой фаз в гладком и профилированном поршневом уплотнении, находящемся под переменным перепадом давления, и адаптация ее в общую математическую модель рабочих процессов газожидкостного агрегата.
3. Создание экспериментального стенда и проведение исследований по подтверждению адекватности математической модели и изучению теплонапряженности ЦПГ газожидкостного агрегата.
4. Проведение параметрического анализа рабочих процессов агрегата и разработка его перспективных гидропневматических схем и рекомендаций по проектированию.
5. Основные результаты работы следует отнести к разработке научных и методологических основ проектирования и создания новых агрегатов.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведено обоснование актуальности создания гибридных конструкций, обоснована целесообразность объединения в одной машине объемного действия машине (газожидкостном агрегате - ГЖА) насоса и компрессора, описаны проблемы, которые сдерживают появления подобных машин на рынке, дано общее направление исследования.

В первой главе рассмотрена схема создания новых объектов техники, определен наиболее вероятный диапазон рабочих параметров рассматриваемого объекта в приложении к таким отраслям, как обрабатывающее оборудование, транспорт, оборудование для монтажа и ремонта. Приведены примеры целесообразного применения ГЖА в конкретных устройствах и технологических процессах. Рассмотрены различные возможные варианты конструктивных схем совмещения насоса и компрессора в одной рабочей полости и в одном цилиндре. Установлено, что наиболее перспективными для начального этапа освоения являются поршневые машины с поршнем двойного действия, который разделяет в едином цилиндре газовую и жидкостную полость. В конце главы выбран объект исследования, сформулированы его цель и задачи.

Вторая глава посвящена математическому моделированию рабочих процессов, протекающих в полостях и различных вариантах гладкого и профилированного поршневого уплотнения газожидкостного агрегата, для чего сначала проведен анализ существующих методов расчета и математического моделирования машин объемного действия (газовых и жидкостных). Обосновываются и принимаются следующие основные допущения: рабочее тело газовой полости представляет собой идеальный газ, процессы обратимы и равновесны, рабочая среда непрерывна, гомогенна и однородна, температура и давление распределены равномерно по всему объему, влияние жидкости, попадающей в газовый цилиндр несущественно, рабочая жидкость подчиняется закону трения Ньютона, давления во всасывающих и нагнетательных полостях постоянное.

Расчетная схема поршневого ГЖА с гладким щелевым уплотнением представлена на рис. 1.

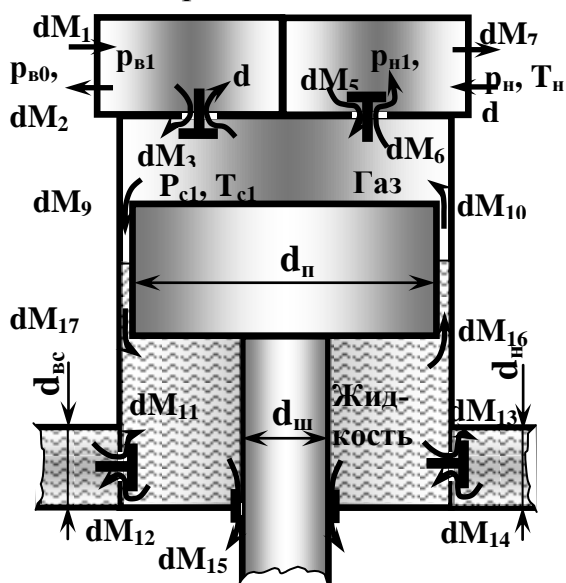


Рис. 1. Расчетная схема газожидкостного агрегата с гладким щелевым уплотнением

Основу математической модели газовой полости составляет закон сохранения энергии в виде первого закона термодинамики тела переменной массы [3,4]:

$$dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{n_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{n_2} i_{oi} dM_{oi}, \quad (1)$$

где dU – изменение внутренней энергии, dL – работа, i – энтальпия присоединяемой и отсоединяемой массы dM , dQ – внешний теплообмен, который определяется в соответствии с уравнением Ньютона.

А так же закон сохранения массы:

$$dM = \sum_{i=1}^{n_1} dM_{ni} + \sum_{i=1}^{n_2} dM_{oi} \quad (2)$$

где первый член - сумма элементарных количеств ***n1*** притекающего рабочего тела в контрольный объем,

второй член - сумма ***n2*** элементарных отделяемых масс. Определение массовых потоков через открытые и закрытые клапаны с учетом их неплотности проводится по известному уравнению расхода Сен-Венана-Ванцеля.

Процессы, происходящие в цилиндре насоса рассматриваются с использованием закона Гука [2], где приращение давления Δp_j рабочего тела в цилиндре определяется из зависимости $dP_w = -E_1 \frac{dV_w}{V_w}$, интегрирование которой дает

$$p_w = p_{0w} + E_1 \ln \frac{V_{0w}}{V_w}, \quad (3)$$

где кажущийся модуль упругости рассчитывается по уравнению $E_1 = \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d \cdot \delta}{E_m} \right)^{-1}$ и E_w и E_m – модули упругости жидкости и материала стенки цилиндра толщиной δ и диаметром d .

Изменение объема жидкости, находящейся в каждый i -тый момент времени в жидкостной полости, определяется уравнением

$$dV_w = dV_{кинw} - \sum_{i=1}^{N_1} dV_{0iw} + \sum_{i=1}^{N_2} dV_{niw}, \quad (4)$$

где $dV_{кинw} = \frac{Sh}{2} \left(\sin \varphi_{wi} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_{wi} \right) \omega \cdot F_{nw} \cdot d\tau$, $F_{nw} = \pi(d_n^2 - d_{um}^2)/4$; φ – угол поворота коленчатого вала, λ – для кривошипно-шатунного механизма – отношение радиуса кривошипа (половины хода поршня) к длине шатуна. Второй член уравнения (4) характеризует утечки, третий – притечки. Для процесса сжатия и обратного расширения уравнение (4) преобразуется следующим образом:

$$dV_w = dV_{кинw} - \frac{1}{\rho_w} (dM_{12} + dM_{16} + dM_{15}) + \frac{1}{\rho_w} (dM_{14} + dM_{17}). \quad (5)$$

Элементарная масса жидкости dM_{15} определяет утечки через концентричную щель. Элементарные массы жидкости dM_{12} и dM_{14} , прошедшие через закрытые всасывающий и нагнетательный клапаны, рассчитываются, как расход несжимаемой жидкости через щель с условным зазором.

Фундаментальные закономерности гидромеханики были адаптированы к объекту исследования и проектирования, где с целью упрощения очевидно громоздкого расчета процесса нагнетания **введено новое понятие «эффективная скорость поршня»** $v_{эф.пор.}$, позволяющая учесть все неплотности и практически не потерять точность вычислений :

$$v_{эф.пор.} = v_{пор} + \frac{\left(\sum_{i=1}^{N_2} \Delta M_{niw} - \sum_{i=1}^{N_1} \Delta M_{0iw} \right)}{\rho_w f_{пор} \Delta \tau}, \quad (6)$$

где f_{nop} – площадь поршня, $\sum_{i=1}^{N_2} \Delta M_{niw}$, $\sum_{i=1}^{N_1} \Delta M_{oiw}$ – присоединяемая и отделяемая масса жидкости в рабочей полости цилиндра.

Для определения давления в жидкостной полости в процессах всасывания и нагнетания используется уравнение Бернулли [1] для двух сечений, на основе которого определено давление в рабочей полости цилиндра в виде

$$p_{1w} = p_{2w} + \rho_w \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho_w g (\Delta h_l + \Delta h_\xi + \Delta h_{ин}), \quad (7)$$

где $p_{1w} = p_w$, $p_{2w} = p_{нw}$, $\Delta h_l, \Delta h_\xi, \Delta h_{ин}$ соответственно потери напора по длине, местные гидравлические потери и инерционные потери напора.

Математическое моделирование процессов в гладком сплошном поршневом уплотнении, производилось исходя из допущения о том, что последнее принято в виде концентричной щели с подвижными стенками. Массовый расход через уплотнение определяется выражением [6]

$$M_{wi} = \rho_{wi} \left(\frac{\pi d_n \epsilon^3}{12 \mu_{wi} l_{\Pi wi}} \Delta p_{wi} \pm \frac{v_{nop} \pi d_n \epsilon}{2} \right),$$

где ρ_{wi} , μ_{wi} – плотность и динамическая вязкость жидкости; ϵ – радиальный зазор между поршнем и цилиндром; Δp_{wi} – перепад давления, действующий на жидкость в зазоре; $l_{\Pi wi}$ – длина поршневого уплотнения, занятая жидкостью. Используя аналогичную зависимость для газа и, исходя из равенства объемных потоков жидкости и газа в щели между поршнем и цилиндром, получено уравнение для определения перепадов давления в щели для газа (индекс «г») и жидкости (индекс «w»):

$$\Delta p_g = \frac{\Delta p}{\left(1 + \frac{l_{\Pi w} \mu_w}{\mu_g l_{\Pi g}} \right)} \quad \text{и} \quad \Delta p_w = \Delta p - \Delta p_g. \quad (8)$$

Положение границы между газом и жидкостью в поршневом уплотнении (граница раздела фаз), например, при движении поршня к ВМТ, когда происходит уменьшение длины уплотнения, занятого жидкостью, рассчитывается по уравнению:

$$\Delta l_w = \frac{\frac{1}{12} \frac{\pi d_n^3}{\mu_w l_w} \Delta p_w - \frac{v_{nop} \pi d_n \epsilon}{2}}{\frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_n^2)} \Delta \tau + v_{nop} \Delta \tau. \quad (9)$$

где $\Delta \tau$ – элементарный промежуток времени.

Расчетная схема поршневого уплотнения в виде гладкой щели с буферной канавкой для одного из вариантов расчета представлена на рис. 2.

Течение жидкости в буферной канавке принимается гидродинамически стабилизированным с отсутствием взаимного влияния местных сопротивлений, вход жидкости в канавку и выход из нее рассматриваются как местное сопротивление – внезапное расширение и сужение потока. Уравнения расходов (10) для

выделенных сечений (1-1 → 5-5) составлены в пренебрежении влияния подвижной стенки:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_z l_{1z}} (p_1 - p_{12}) = A_1 (p_1 - p_{12}); \\ Q_2 &= \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_w l_{1w}} (p_{12} - p_{13}) = A_2 (p_{12} - p_{13}); \\ Q_3 &= \frac{\pi d_{n2} b_2^3}{12 \mu_w l_2} (p_{131} - p_{14}) = A_3 (p_{131} - p_{14}); \\ Q_4 &= \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_w l_3} (p_{141} - p_2) = A_4 (p_{141} - p_2); \end{aligned} \right\} (10)$$

где $A_1 = \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_z l_{1z}}; A_2 = \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_w l_{1w}}; A_3 = \frac{\pi d_{n2} b_2^3}{12 \mu_w l_2}; A_4 = \frac{\pi d_{n1} b_1^3}{12 \mu_w l_3};$

$p_{13} - p_{131} = \zeta_1 \frac{Q_2^2}{2 f_1^2} \rho_w; p_{14} - p_{141} = \zeta_2 \frac{Q_4^2}{2 f_2^2} \rho_w; \zeta_1 = (1 - f_1/f_2)^2$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении (определяется по формуле Борда); $\zeta_2 = (1/\varepsilon - 1)^2$ – коэффициент местного сопротивления.

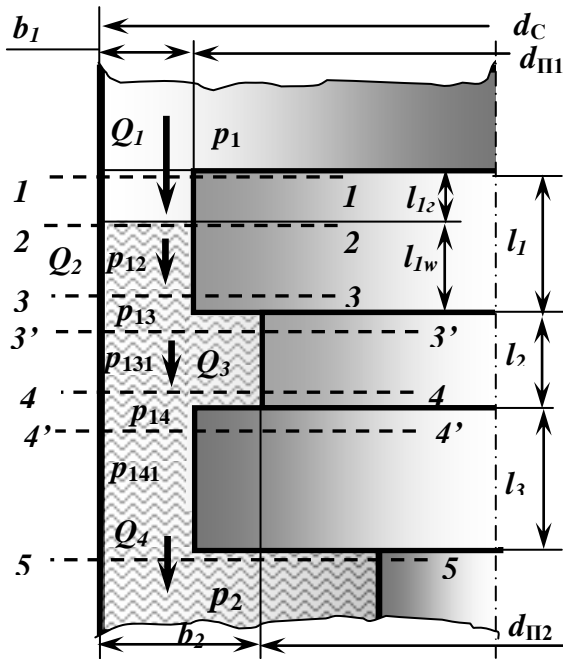


Рис. 2. Расчетная схема поршневого уплотнения в виде гладкой сплошной круговой концентричной узкой щели с буферной канавкой

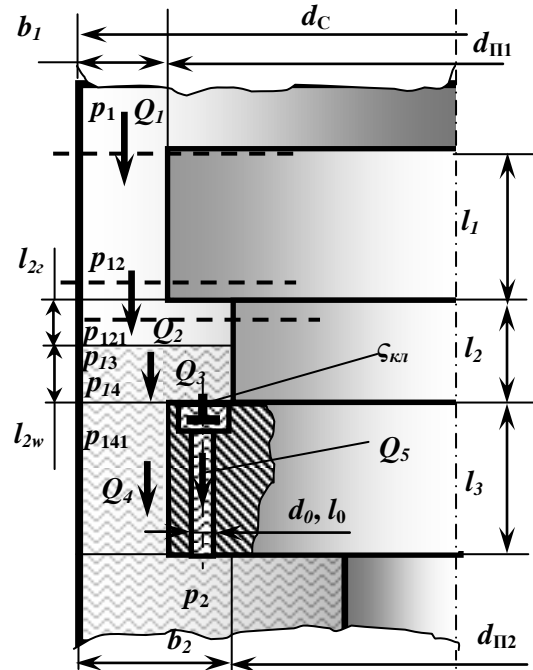


Рис. 3. Расчетная схема поршневого уплотнения с буферной канавкой, содержащей обратный самодействующий клапан

Аналогичные расчетные схемы разработаны и для других вариантов положения раздела фаз относительно буферной канавки, а также для случая, когда канавка соединена с жидкостной полостью через обратный самодействующий клапан (один из случаев положения линии раздела фаз см. на рис. 3).

Расчетные уравнения для определения $Q_1 - Q_4$ запишутся аналогично системе уравнений (10), расход через обратный клапан, установленный в канавке, определится из уравнения

$$Q_5 = \pi d_0 h \sqrt{\frac{2}{\rho_w \left(1 + \zeta_{кл} + \lambda \frac{l_0}{d_0}\right)}} \sqrt{p_{14} - p_2} = A_5 \sqrt{p_{14} - p_2}, \quad Q_3 = Q_4 + Q_5, \quad p_{12} - p_{121} = A_7 Q_1^2, \quad p_{14} - p_{141} = A_8 Q_4^2,$$

где $\zeta_{кл}$ – коэффициент местного сопротивления самодействующего клапана в i -тый момент времени; λ – коэффициент сопротивления по длине; h – высота подъема запорного элемента обратного клапана; $A_7 = \frac{\zeta_1 \rho_w}{2 f_1^2}$, $A_8 = \frac{\zeta_2 \rho_w}{2 f_2^2}$.

Система уравнений вида (10) представляет собой систему линейных и нелинейных алгебраических уравнений, но, принимая во внимание, что $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 + Q_5 = Q$, эта система уравнений сводится к одному нелинейному алгебраическому уравнению

$$Q = A_4 \left[(p_1 - p_2) - (A_{11} + A_{21} + A_{31})Q - A_7 Q^2 - A_8 \left(Q - A_5 \sqrt{[(p_1 - p_2) - (A_{11} + A_{21} + A_{31})Q - A_7 Q^2]} \right)^2 \right] + A_5 \sqrt{[(p_1 - p_2) - (A_{11} + A_{21} + A_{31})Q - A_7 Q^2]}, \quad A_{11} = 1/A_1, \quad A_{21} = 1/A_2, \quad A_{31} = 1/A_3.$$

Решение данного уравнения проводится методом половинного деления. Определив значения Q , величины давлений в характерных сечениях можно вычислить как

$$p_{12} = p_1 - A_{11}Q; \quad p_{121} = p_1 - A_{11}Q - A_7 Q^2; \quad p_{13} = p_1 - (A_{11} + A_{21})Q - A_7 Q^2; \\ p_{14} = p_1 - (A_{11} + A_{21} + A_{31})Q - A_7 Q^2; \quad p_{141} = p_{14} - A_8 \left(Q - A_5 \sqrt{p_{14} - p_2} \right)^2.$$

После решения уравнения (10) появляется возможность определить границу раздела фаз с учетом направления движения поршня. Так, например, при движении поршня из НМТ к ВМТ (вверх) используется уравнение вида:

$$l_{2z(i+1)} = l_{2zi} - \frac{Q \Delta \tau}{f_2} - \frac{v_n \Delta \tau \left[\pi (d_{n1} + b_1)^2 - \pi d_{n1}^2 \right]}{\left[\pi (d_{n2} + b_2)^2 - \pi d_{n2}^2 \right]}, \quad (11)$$

Алгоритм математического моделирования рабочих процессов построен на использовании итерационного метода, при котором на каждом шаге итерации за начальные параметры следующего полного цикла расчета принимаются результаты расчета предыдущего цикла. Процесс длится до тех пор, пока конечные результаты счета не совпадут с результатами предыдущего расчета с заданной точностью. При проведении расчетов, в частности, было установлено, что вследствие низкой (по сравнению с жидкостью) вязкостью и плотностью газа потери давления по длине гладкой уплотнительной щели, занятой газом, существенно меньше, чем у жидкости, и потери давления от внезапного расширения и сужения не существенны. При использовании буферной канавки расход жидкости через щель практически не изменяется по сравнению с гладким уплотнением, т.к. канавка занимает малую долю длины уплотнения. При использовании в канавке обратного клапана практически вся жидкость из объема канавки и уплотнения над ним эвакуируется в жидкостную полость в процессе сжатия и нагнетания газа через этот клапан.

Третья глава содержит описание экспериментальных установок, методику проведения опытов с целью подтверждения адекватности математической модели и изучения теплонапряженности деталей ЦПГ.

На основе анализа требований к конструкции был изготовлен образец газожидкостного агрегата, ЦПГ которого показана на рис. 4.

В качестве рабочих тел были использованы: для газовой полости – атмосферный воздух, для жидкостной полости – индустриальное масло марки И-20.

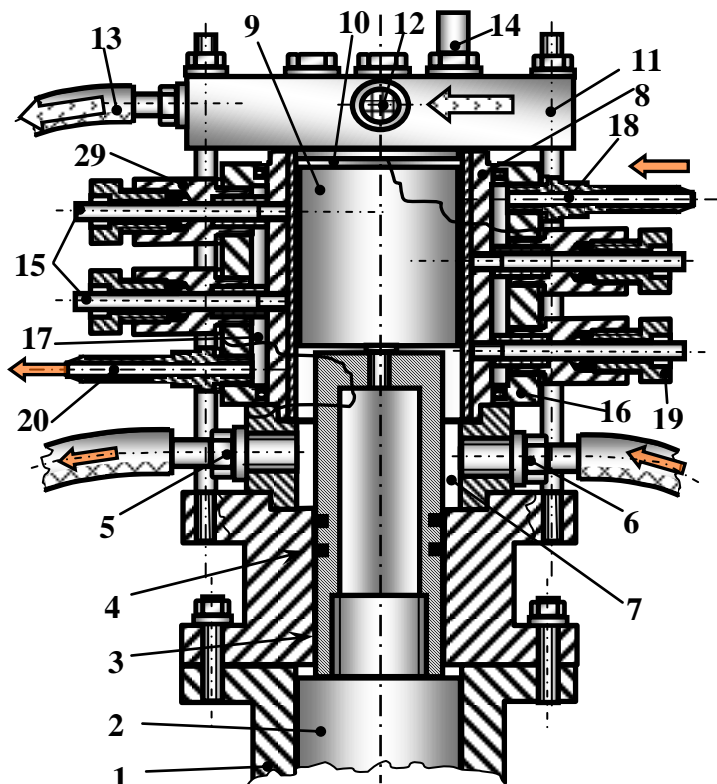


Рис. 4. Конструктивная схема цилиндропоршневой группы модельного образца газожидкостного агрегата с жидкостной рубашкой охлаждения (поршень в положении, близком к верхней мертвой точке):

1. Направляющая крейцкопфа. 2. Крейцкопф. 3. Шток. 4. Уплотнение штока. 5. Нагнетательный жидкостный клапан. 6. Всасывающий жидкостный клапан. 7. Жидкостная полость. 8. Цилиндр. 9. Поршень. 10. Газовая полость. 11. Клапанная крышка. 12. Всасывающий газовый фильтр. 13. Нагнетательный газовый патрубок. 14. Датчик давления. 15. Датчики температуры. 16. Корпус цилиндра. 17. Жидкостная рубашка. 18. Штуцер подачи охлаждающей жидкости. 19. Нажимной штуцер. 20. Штуцер слива охлаждающей жидкости.

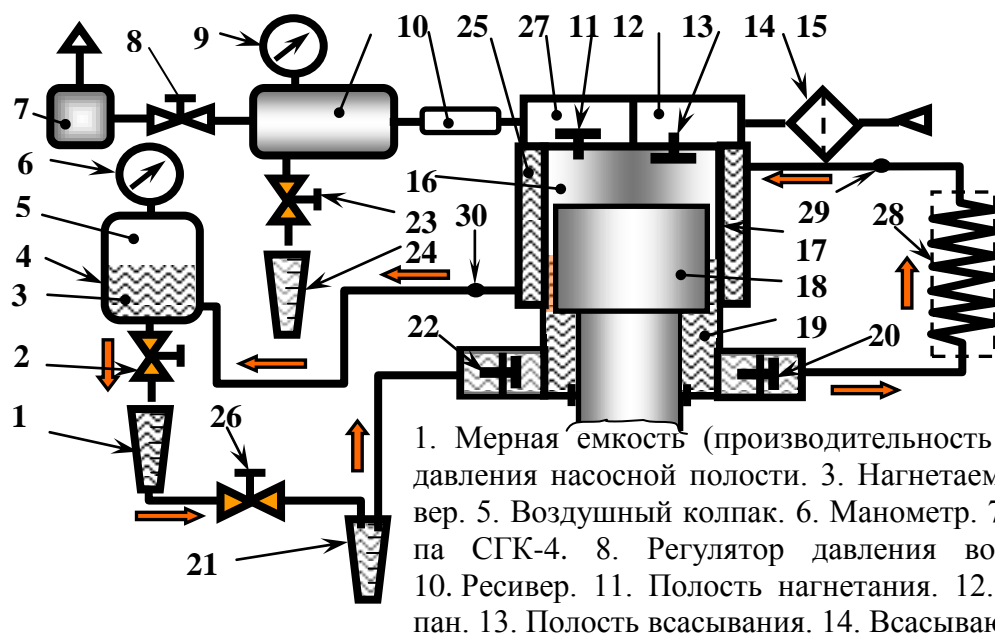


Рис. 5 Пневмогидравлическая схема стенда для исследования газожидкостного агрегата с рубашкой охлаждения цилиндра.

1. Мерная емкость (производительность насоса). 2. Регулятор давления насосной полости. 3. Нагнетаемая жидкость. 4. Ресивер. 5. Воздушный колпак. 6. Манометр. 7. Газовый счетчик типа СГК-4. 8. Регулятор давления воздуха. 9. Манометр. 10. Ресивер. 11. Полость нагнетания. 12. Нагнетательный клапан. 13. Полость всасывания. 14. Всасывающий клапан. 15. Воздушный фильтр. 16. Компрессорная полость. 17. Цилиндр. 18. Поршень. 19. Насосная полость. 20. Всасывающий клапан. 21. Мерная емкость (общий расход насоса). 22. Нагнетательный клапан. 23. Кран слива притечек жидкости. 24. Мерная емкость (объем притечек в компрессорную полость). 25. Прозрачный отрезок трубопровода. 26. Перепускной кран. 27. Рубашка охлаждения. 28. Теплообменник. 29, 30. Датчики

Частота вращения привода изменялась путем установки сменных шкивов, регулирование давления нагнетания полостей осуществлялась изменением сопротивления установленных на них вентилях. Измерение расхода жидкости производилось мерным способом, а газа – с помощью газового счетчика СГК-4. Диаметр цилиндра равен 40 мм, штока – 32 мм, ход поршня - 45 мм. Радиальный зазор между поршнем и цилиндром – 21,42 мкм. При использовании буферной канавки она располагалась посередине длины поршня, имела глубину 1 мм и ширину 2 мм.

Измерение температуры цилиндра и клапанной плиты производилось протарированными термисторами, а быстроменяющихся давлений в насосной и газовой полостях - серийными тензодатчиками УВ1 фирмы ZEMIC. На рис. 5 показана гидropневматическая схемы стенда для исследования характеристик газожидкостного агрегата, на рис. 6 – пример полученных экспериментально и расчетным путем индикаторные диаграммы газовой и жидкостной полости.

Проведена качественная оценка точности расчета положения раздела фаз в гладком и профилированном щелевом уплотнении.

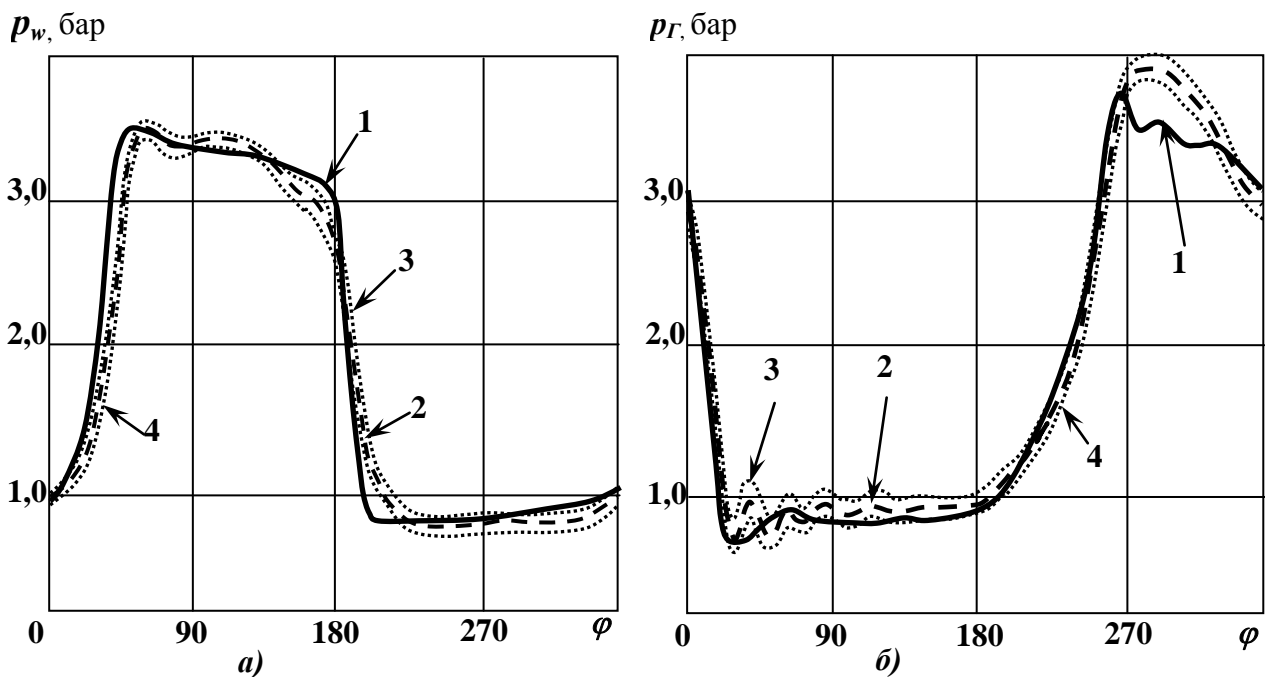


Рис. 6. Типичные графики индикаторной диаграммы давления p_w жидкостной (а) и газовой (б) полости p_g по углу поворота φ коленчатого вала:

1. Расчет (сплошная линия). 2. Экспериментальная линия, среднеарифметическое экспериментальных точек диаграммы (штриховая линия). 3 и 4. Соответственно верхняя и нижняя граница экспериментальных данных, взятых по 10-ти индикаторным диаграммам (фактический доверительный интервал)

В целом результаты экспериментов показали удовлетворительное совпадение с расчетами на математической модели, в связи с чем был сделан вывод об ее адекватности и возможности использования для параметрического анализа и проектировочных расчетов. Исследовались также пусковые режимы агрегата с буферной канавкой и без нее при заполненной жидкостной линии нагнетания, которые убедительно показали, что наличие канавки гарантирует отсутствие

гидроудара и более безопасный режим пуска агрегата, особенно при сравнительно высоком давлении жидкости в нагнетательной магистрали во время пуска. По этим результатам сделаны следующие выводы:

1. Гладкое щелевое уплотнение в реальных конструкциях ГЖА можно использовать только при сравнительно низком давлении потребителя жидкости (по сравнению с давлением потребителя газа).

2. Для использования гладкого щелевого уплотнения при сравнительно высоком давлении потребителя жидкости необходимо применять газовый ресивер как можно меньшего объема, либо ставить на линии нагнетания газовой полости временное гидравлическое сопротивление, поддерживающее повышенное давление нагнетания газа в период пуска агрегата.

3. Применение буферной канавки позволяет избежать аварийных ситуаций, связанных с возможностью возникновения гидравлического удара в период пуска агрегата, и дает возможность повысить давление нагнетания жидкостной полости. При этом для каждого конкретного агрегата необходимо определение оптимального объема канавки. Следует также учесть, что использование канавки приводит к уменьшению эффективной длины щелевого уплотнения цилиндропоршневой пары по сравнению с гладкой щелью при одной и той же длине поршня.

Теплонапряженность цилиндра и клапанной плиты исследовалась во всем диапазоне давлений и частоты вращения привода. Результаты экспериментов (средняя температура цилиндра и клапанной плиты) аппроксимированы полиномами второй степени относительно частоты вращения n привода и отношения давления нагнетания к давлению всасывания газовой полости ε_k :

- для цилиндра без охлаждающей рубашки

$$t_{cp(0)} = 27,27 - 9,32\varepsilon_k + 2,4\varepsilon_k^2 + 0,14n - 8,38 \cdot 10^{-5} n^2, \quad (12)$$

- для цилиндра с жидкостной рубашкой охлаждения

$$t_{cp(x)} = 44,62 + 7,92\varepsilon_k - 0,48\varepsilon_k^2 - 0,05n + 8,275 \cdot 10^{-5} n^2. \quad (13)$$

При этом установлено, что температура верхней части цилиндра и клапанной плиты при использовании рубашки охлаждения снижается на 25-30 К по сравнению с воздушным охлаждением за счет естественной конвекции. Сравнение с конструкцией компрессора с щелевым бесконтактным уплотнением и воздушным охлаждением ЦПГ показало, что теплонапряженность деталей ЦПГ газожидкостного агрегата без рубашки охлаждения снижается на 5-10 К, а с рубашкой охлаждения – на 30-40 К.

Четвертая глава содержит результаты параметрического анализа влияния конструктивных и режимных факторов на рабочие процессы и основные характеристики ГЖА, а также анализ наиболее вероятных для практического проектирования конструктивных схем газожидкостных агрегатов.

Исследовалось влияние на характеристики агрегата частоты вращения коленчатого вала n , отношения давлений ε нагнетания жидкостной p_{HH} и газовой полостей p_{HK} к соответствующим давлениям всасывания этих полостей, влияние радиального зазора δ в цилиндропоршневой группе. В качестве объекта для анализа использовался экспериментально исследованный ГЖА.

В результате численного анализа было установлено, что во всем рассматриваемом диапазоне параметров газ из газовой полости не проникает в жидкостную полость, занимая часть длины щели в поршневом уплотнении в зависимости от величины зазора и давления нагнетания газа. Наименьшие потери газа через неплотности газовой полости наблюдаются до $n = 500-700 \text{ мин}^{-1}$, когда имеют место максимальный коэффициент подачи λ и КПД (рис. 7 и 8). В этом же диапазоне частоты вращения лежит и максимальное значение объемного КПД жидкостной полости, что объясняется ростом потерь при всасывании и нагнетании, который с увеличением частоты вращения более 700 мин^{-1} начинает быстро увеличиваться, а также тем, что при увеличении частоты вращения происходит недозаполнение насосной полости жидкостью, и начинается заметное запаздывание срабатывания клапанов.

На рис. 9 показана зависимость относительных потерь давления газа в процессе нагнетания от частоты вращения n_{OB} . При увеличении n_{OB} до 500 мин^{-1} относительные утечки уменьшаются. В дальнейшем на увеличение потерь оказывает значительное влияние скорость течения жидкости в клапанах.

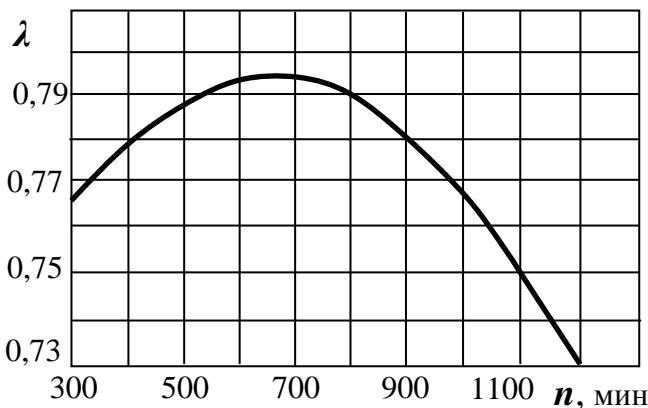


Рис. 7. Зависимость коэффициента подачи газовой полости от частоты вращения коленчатого вала

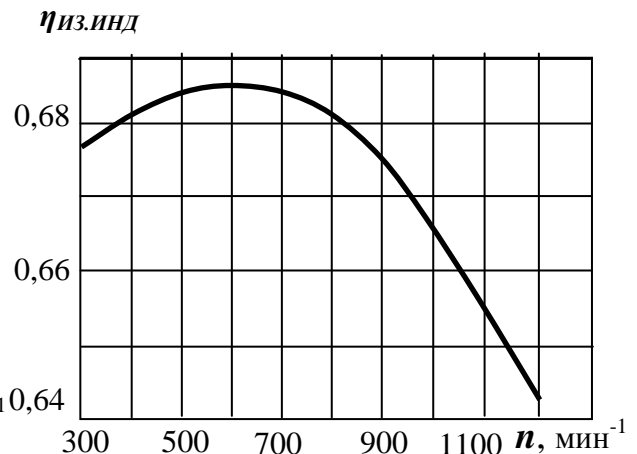


Рис. 8 Зависимость индикаторного изотермического КПД газовой полости от частоты вращения коленчатого вала

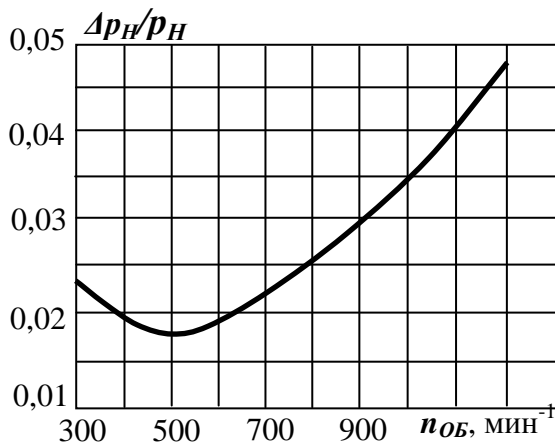


Рис. 9. Зависимость относительных потерь давления газа в процессе нагнетания от частоты вращения коленчатого вала.

Численный анализ также позволил установить, что ϵ_K при зазоре в ЦПГ 20 мкм не оказывает влияния на работу жидкостной полости – изменение объемного КПД колеблется в пределах 0,1%, изменение индикаторной мощности практически отсутствует, утечки и перетечки жидкости не изменяются. Кроме того, при $\epsilon_K > 6$, поступление жидкости из жидкостной полости в газовую через уплотнение цилиндропоршневой пары прекращается.

При анализе влияния буферной канавки на характеристики агрегата были выбраны два варианта расположения канавки – в нижней и верхней части

поршня, а также при использовании в канавке обратного клапана, соединяющего ее объем с жидкостной полостью (канавка расположена в середине по длине поршня). Результаты расчетов позволили установить, что при «нижнем» положении канавки характеристики агрегата полностью соответствуют его характеристикам со сплошной гладкой щелью, при «верхнем» - ее объем включается в объем газовой камеры сжатия в виде дополнительного мертвого объема, постоянно присоединенного к рабочей камере через уплотнительную щель, что несколько снижает коэффициент подачи и КПД газовой полости. При наличии обратного клапана в канавке попадание жидкости в сжимаемый газ полностью исключается, однако для предотвращения попадания газа в жидкость нужно подбирать объем канавки и параметры обратного клапана.

Установлено также существенное влияние средней температуры стенки на изотермический индикаторный КПД (рис. 10).

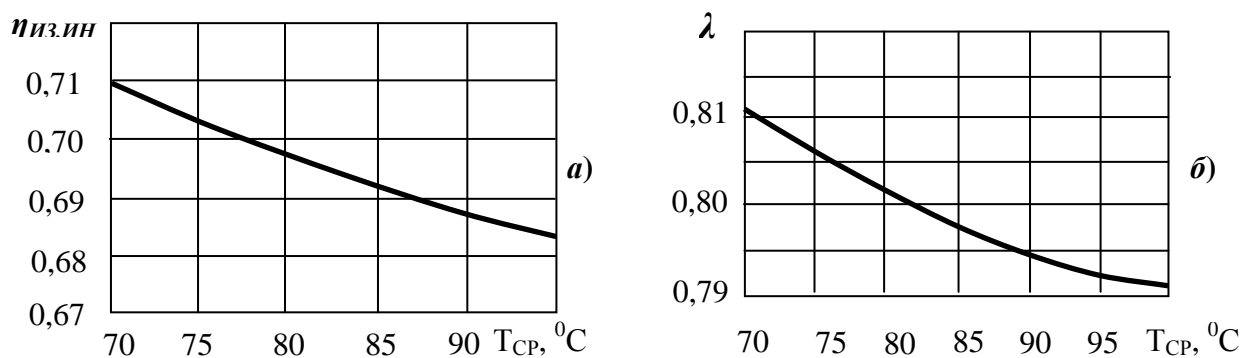


Рис. 10. Расчетная зависимость индикаторного изотермического КПД (а) и коэффициента подачи (б) газовой полости от средней температуры стенок при $n_{об} = 600 \text{ мин}^{-1}$, $\epsilon_k = 5$. Правая граница – без охлаждающей рубашки, левая граница – при использовании охлаждающей рубашки.

Значительную часть четвертой главы занимают предложенные на основе анализа схемные решения газожидкостных агрегатов (рис. 11-14): применение П-образного поршня (сокращение вертикальных габаритов, улучшение уплотнения), использование в уплотнительной щели гидрозатвора (снижение перетечек, улучшение охлаждения поршня), использование картера агрегата в качестве жидкостной полости (упрощение конструкции при малых давлениях потребителя жидкости), полное разделение газовой и жидкостной полости с гидростатическим центрированием газового поршня (повышение работоспособности и развиваемого агрегатом давления газа и жидкости).

Кроме того, приведено описание гидропневматической и конструктивной схемы (рис. 15) газожидкостного агрегата для механизации ремонтных работ широкого профиля, которая использована при разработке конструкторской документации на опытный образец агрегата, предназначенного для работы в условиях предприятий сервисного обслуживания и ремонта автомобилей. Агрегат может работать как компрессор, насос и насос-компрессор, во всех режимах цилиндр омывается охлаждающей жидкостью – штатной, имеющейся в самом агрегате (СОЖ, поз. 1 на рис. 15), или перекачиваемой (поз. 33 на рис. 15).

При перекачке различных жидкостей предусмотрен кратковременный режим продувки жидкостных магистралей атмосферным воздухом.

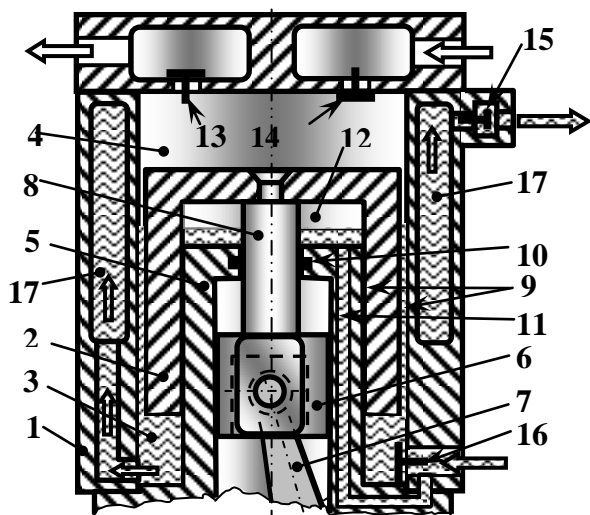


Рис. 11. Схема ЦПГ агрегата с П-образным поршнем (Патент РФ № 2518796):

1. Цилиндр. 2. Поршень. 3. Жидкостная полость. 4. Газовая полость. 5. Направляющая. 6. Крейцкопф. 7. Шатун. 8. Шток. 9. Щелевое уплотнение. 10. Сальниковое уплотнение. 11. Дренажный канал. 12. Полость поршня. 13. Нагнетательный газовый клапан. 14. Всасывающий газовый клапан. 15. Нагнетательный жидкостный клапан. 16. Всасывающий жидкостный клапан.

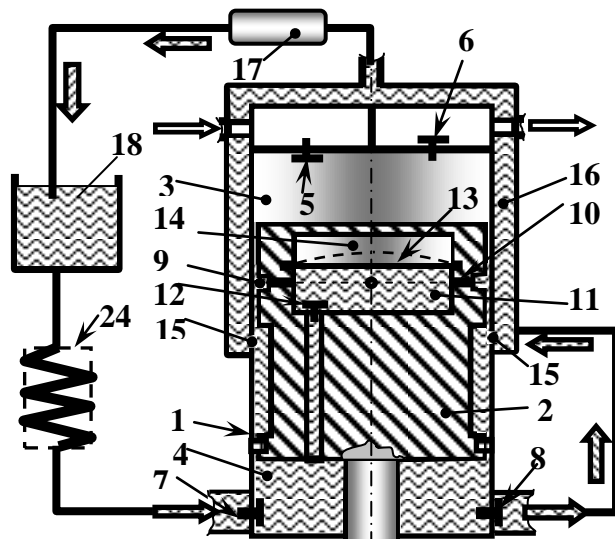


Рис. 12. Один из вариантов схемы агрегата с гидрозатвором в зазоре цилиндропоршневой группы (ЦПГ):

1. Цилиндр. 2. Поршень. 3. Газовая полость. 4. Жидкостная полость. 5, 6. Всасывающий и нагнетательный газовые клапаны. 7, 8. Всасывающий и нагнетательный жидкостные клапаны. 9. Канавка. 10. Отверстия. 11. Гидравлическая полость поршня. 12. Обратный клапан. 13. Мембрана. 14. Буферная полость. 15. Отверстия. 16. Жидкостная рубашка. 17. Потребитель жидкости. 18. Гидробак.

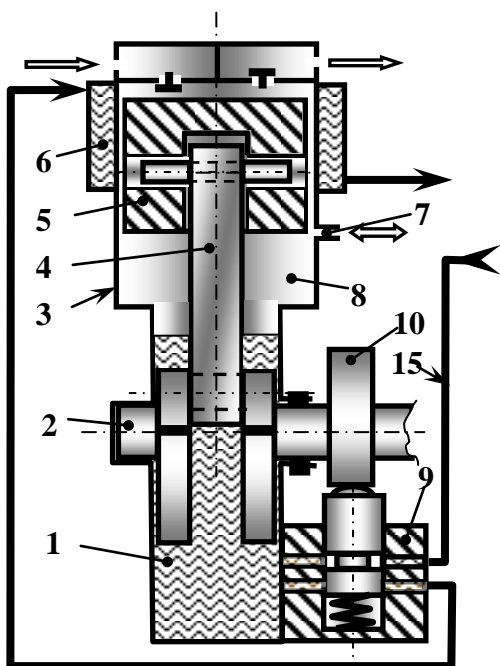


Рис. 13. Один из вариантов схемы агрегата с объединенной подпоршневой полостью и полостью картера:

1. Картер. 2. Коленчатый вал. 4. Нагнетательный патрубок. 3. Цилиндр. 4. Шатун. 5. Поршень. 8. Рубашка охлаждения. 7. Дренаж. 8. Подпоршневая газовая полость. 9. Золотник 10. Управляющий кулачок

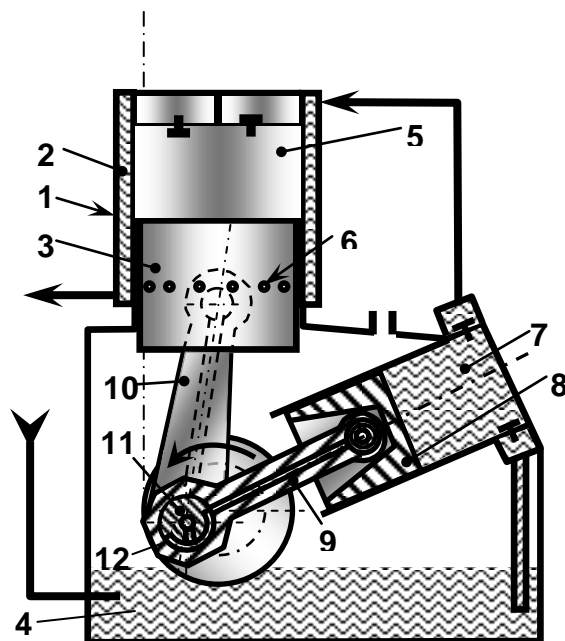
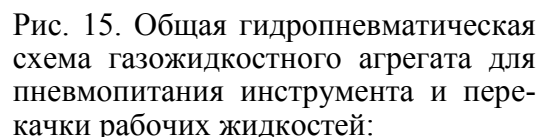


Рис. 14. Один из вариантов схемы агрегата с разнесенными цилиндрами и общим кривошипно-шатунным приводом:

1. Газовый цилиндр. 2. Рубашка охлаждения. 3. Газовый поршень с внутренней рубашкой охлаждения и гидростатическим подвесом. 4. Картер. 5. Газовая рабочая камера. 6. Дроссельные отверстия. 7. Жидкостный поршень. 8. Жидкостный поршень. 9, 10. Шатун с соединительным каналом. 11. Кривошип. 12. Профилированная выборка-золотник.



- Все манипуляции осуществляются поворотом рукоятки золотника 4, которая имеет три положения: «Компрессор», «Продувка», «Насос-компрессор».

1. Конструкция газожидкостного агрегата работоспособна, и в состоянии выполнять функции насоса и компрессора как одновременно, так и попеременно.

3. Совместная компоновка газового компрессора и жидкостного насоса с использованием общего цилиндра позволяет существенно (до 40 К) снизить теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы, что положительно сказывается на экономичности работы газовой полости (повышение индикатора

торного изотермического КПД на 3%) и сулит перспективу применения достаточно экономичного сжатия газа при степени повышения давления до 12-ти - 14-ти в одной ступени.

4. Во всем исследованном диапазоне частот вращения ($300-1200 \text{ мин}^{-1}$), давлений нагнетания жидкостной (до 3 МПа) и газовой (до 0,8 МПа) полостей с радиальным зазором между поршнем и цилиндром до 50 мкм при длине поршня 60 мм не происходит прорыва газа через щелевой зазор поршневого уплотнения в жидкостную полость. В то же время в зазоре между поршнем и цилиндром постоянно присутствует жидкость, что с точки зрения отсутствия трения и износа положительно влияет на экономичность (повышение механического КПД на 5-6% [3]) и работоспособность цилиндропоршневой пары.

5. Наиболее оптимальной с точки зрения КПД частотой возвратно-поступательного движения поршня ГЖА при радиальном зазоре в цилиндропоршневой паре 25-30 мкм является величина $500-700 \text{ мин}^{-1}$.

6. Применение буферной канавки на боковой поверхности поршня позволяет избежать гидроудара при пуске агрегата, жидкостная полость которого подключена к гидравлической линии под давлением, а установка в этой канавке обратного самодействующего клапана, соединяющего объем канавки с жидкостной полостью, позволяет устранить попадание жидкости в сжимаемый агрегатом газ и интенсифицировать охлаждение поршня.

Список литературных источников использованных при написании реферата (кроме статей соискателя, указанных ниже):

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

2. Орлов, Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. – М.: Машиностроение, 2006. – 222 с.

3. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры/ Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин; Под общ. ред. Б.С. Фотина.- Л.: Машиностроение, 1987.- 372 с.

4. Пластинин П.И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ/ Итоги науки и техники. Серия «Насосостроение и компрессоростроение». М.: ВИНТИ, 1981. - 167 с.

5. Щерба В.Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. М.: Наука, 2008. – 319 с.

6. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М: Машиностроение, 1986. – 464 с.

Перечень публикаций по теме диссертационной работы

Статьи в изданиях перечня ВАК:

1. Щерба В.Е., Нестеренко Г.Н., Павлюченко Е.А., Виниченко В.С., Расчет поршневого уплотнения насос-компрессора, выполненного в виде концентрич-

ной щели с отделительной канавкой//Химическое и нефтяное машиностроение, 2014, № 2. – С. 25 – 29.

2. Щерба В.Е., Ульянов Д.А., Григорьев А.В., Виниченко В.С., Математическое моделирование рабочих процессов насосов объёмного действия/Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010 №3(93). – С. 77–81.

3. Алтынцев М.П., Аверьянов Г.С., Суриков В.И., Виниченко В.С., Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания компрессорной полости на характеристики поршневого насос-компрессора/Омский научный вестник. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2012 №1(107). – С. 133–135.

4. Щерба В.Е., Виниченко В.С., Кужбанов А.К., Павлюченко Е.А., Нестеренко Г.А. Математическая модель рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым демпфером//Омский научный вестник. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2013 №1 (117). – С. 82–87.

Изобретения:

5. Патент РФ № 118371 Поршневой насос-компрессор/ Болштынский А.П., Щерба В.Е., Нестеренко Г.А., Виниченко В.С. и др. Омский гос. технич. ун-тет. - № 20121077932/06. Заявлено 01.03.2012. Опубл. 20.07.2012. – Бюл. № 20.

6. Патент РФ № 2518796 Машина объёмного действия/Болштынский А.П., Щерба В.Е., Виниченко В.С. Омский гос. технич. ун-тет. - №2013100631/06. Заявлено 09.01.2013. Опубл. 10.06.2014.

Прочие издания:

7. Виниченко В.С., Щерба В.Е. Способ охлаждения компрессора: поршневой компрессор-насос // Материалы II Всероссийской молодёжной науч.-техн. конф. «Россия молодая». – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн.1 – С. 15–20.

8. Носов Е.Ю., Виниченко В.С. Система активного охлаждения компрессора с применением гидродиодов // Материалы VII Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин». – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009 – кн.2. – С. 127–131.

9. Павлюченко Е.А., Виниченко В.С. Экспериментальные исследования универсального малорасходного компрессора// Материалы VII Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» - Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009 – Кн.2. – С. 132–136.

10. Виниченко В.С., Болштынский А.П., Яковец А.М. Описание процессов в уплотнении поршневого компрессор-насоса // Материалы II Всероссийской молодёжной науч.-техн. конф. «Россия молодая». – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. Кн.1. – С. 15–19.

11. Щерба В.Е., Виниченко В.С., Ульянов Д.А. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора // Вакуумная наука и техника. Материалы XVII научно-технической конференции. М.: МИ-ЭМ, 2010. – С. 117–122.