

Федеральное государственное
автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Лунев Александр Сергеевич

**МЕТОД КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА
ПРИ НАЛИЧИИ НЕРАСТВОРЕННОЙ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ В РАБОЧЕЙ
ЖИДКОСТИ**

Специальность 2.2.8

«Методы и приборы контроля и диагностики материалов,
изделий, веществ и природной среды»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
канд. техн. наук, доцент
Никитин Александр Анатольевич

Красноярск – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ	11
1.1 Актуальности применения гидравлического привода и условия его эксплуатации.....	11
1.1.1 Преимущества гидропривода.....	13
1.1.2 Недостатки гидропривода	14
1.2 Физические свойства рабочих жидкостей и их влияние на эксплуатационные характеристики.....	14
1.2.1 Сжимаемость	15
1.2.2 Деаэрация.....	16
1.3 Влияние нерастворенного газа на параметры гидросистем и эксплуатационные свойства рабочих жидкостей	17
1.4 Изменение газосодержания в рабочей жидкости гидросистем.....	20
1.5 Исследование влияния сжимаемости на работоспособность гидропривода	23
1.6 Анализ существующих методов определение газосодержания в рабочей жидкости и их классификация.....	26
1.6.1 Термодинамический метод определения газосодержания.....	27
1.6.2 Косвенный метод определения объёмного газосодержания в рабочей жидкости	28
1.6.3 Термохимический метод определения газосодержания в жидкости	28
1.6.4 Радиоизотопный метод контроля газосодержания	30
1.7 Основные выводы по главе	30
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА В УСЛОВИЯХ СЖИМАЕМОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	32
2.1 Анализ изменения газовых фаз в рабочей жидкости гидравлической системы	32
2.2 Определение зависимости модуля объемной упругости газожидкостной	

смеси от газосодержания.....	34
2.3 Алгоритм контроля параметров гидравлического привода с учётом наличия нерастворенного газа в рабочей жидкости.....	40
2.4 Основные результаты и выводы.....	43
ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОГО ГАЗА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА АГРЕГАТА УПА-60/80.....	44
3.1 Описание принципа работы выбранной части гидросистемы.....	44
3.1.1 Принцип работы гидросистемы.....	45
3.2 Разработка программы расчета гидропривода.....	47
3.2.1 Нагрузка, действующая на ротор со стороны буровой колонны.....	47
3.2.2 Разработка математической модели гидропривода установки для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин.....	52
3.3 Полученные результаты и выводы.....	66
ГЛАВА 4 МЕТОДИКА КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОЙ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА.....	68
4.1 Описание конструкции стенда для определения влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода.....	69
4.2 Разработка математической модели гидропривода стенда.....	73
4.3 Методика проведения контроля и диагностирования гидравлического оборудования.....	86
4.3.1 Организация контроля параметров и проведение экспериментальных исследований.....	88
4.3.2 Применяемые приборы и технические средства контроля.....	90
4.4 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований.....	97
4.5 Обработка экспериментальных исследований.....	103
4.6 Основные результаты и выводы.....	113
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	114

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	116
Приложение А. Программа расчёта параметров гидропривод УПА-60/80 при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости	131
Приложение Б. Акты внедрения результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ на производственных предприятиях	149
Приложение В. Патенты	151

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Гидравлический привод в технических системах на сегодняшний день находит широкое применение благодаря его высокой удельной мощности и универсальности. Дальнейшее развитие систем гидравлического привода становится невозможным без его постоянного совершенствования на основе современных технических решений.

Контроль параметров гидравлического привода (номинальное давление, расход жидкости и т.д. в соответствии с ГОСТ Р 52543-2006), зависящих от качества рабочих жидкостей, является одним из путей совершенствования гидравлических систем. На сегодняшний день в научно-технической литературе рассматриваются два варианта повышения качества рабочих жидкостей:

- разработка новых жидкостей, позволяющих удовлетворить предъявляемые требования к гидросистеме;
- разработка присадок и методов обработки применяемых рабочих жидкостей, таких как дегазация.

Контроль параметров необходим для уменьшения вероятности возникновения в гидравлическом приводе мгновенного или быстропротекающего процесса, непредусмотренного алгоритмом его работы. К событиям такого рода можно отнести активное газовыделение в насосах, гидродвигателях, элементах направляющей и регулирующей гидроаппаратуры. Нерастворённый газ в рабочей жидкости отрицательно влияет на рабочие параметры гидравлического привода:

- плавность хода исполнительных механизмов;
- точность позиционирования рабочих органов;
- запас устойчивости систем управления;
- подачу и КПД насоса и т. д.

Наличие нерастворённой газовой фазы в рабочей жидкости ускоряет

медленно протекающие процессы, такие как «старение» масла, интенсивный износ пар трения, снижает срок службы рабочей жидкости и ресурс гидропривода в целом.

Таким образом контроль параметров гидравлического привода при наличии нерастворённой газовой фазы в рабочей жидкости представляет научный и практический интерес и, следовательно, является актуальным.

Степень разработанности темы исследования.

Существенный вклад в изучение особенности контроля параметров гидропривода внесли Д.Н. Попов, Н.С. Гамынин, Н.Ф. Метлюк, Б.Л. Коробочкин, Т.М. Башта и другие. Значительная часть этих работ посвящена теоретическим исследованиям. Дальнейшее развитие методов контроля параметров гидравлического привода требует исследования особенностей влияния ранее не учитываемых факторов, таких как нерастворённый газ, с разработкой экспериментальных методов и способов интерпретации их результатов.

Объект исследования - гидравлический привод и его параметры

Предмет исследования - контроль параметров гидравлического привода при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости.

Соответствие специальности.

Работа выполнена в соответствии с пунктами направления исследований 1, 4 и 6 паспорта специальности 2.2.8. «Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды».

Цель и задачи.

Цель диссертационной работы заключается в обеспечении работоспособности гидравлического привода путём контроля его параметров при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости.

Для достижения поставленной цели требуется решить следующие *задачи*:

1. Создать метод и алгоритм контроля параметров гидропривода, позволяющие определить область допустимой концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости.
2. Разработать математическую модель расчёта параметров гидравлического привода при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости.
3. Разработать конструкцию установки для проведения экспериментальных исследований влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода.
4. Предложить и обосновать методику контроля и диагностирования гидравлического оборудования с применением предложенной установки.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем:

1. Создан *новый* метод контроля параметров гидропривода, позволяющий определить область допустимой концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости.
2. Разработана *новая* математическая модель для расчёта параметров гидравлического привода при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости, учитывающая нелинейную зависимость модуля объёмной упругости жидкости от изменения давления в гидросистеме.
3. Предложена *новая* методика технического контроля и диагностирования параметров гидравлического оборудования с применением сконструированной и защищённой авторским патентом (авторский патент № 196575) установки.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Предложенный метод контроля может быть использован при проектировании гидравлических систем в качестве получения эталонных статических и динамических характеристик при проведении приемно-сдаточных испытаний гидравлического привода, а также при глубокой модернизации гидравлического привода самоходных машин, станочного

гидропривода и т. д.

Результаты работы могут быть использованы при проектировании и эксплуатации машин и агрегатов, что позволит обеспечивать стабильные характеристики и повысить эффективность работы гидропривода, а параметры, зависящие от газосодержания в рабочей жидкости, перевести в разряд управляемых факторов.

Методология и методы исследования.

При выполнении работы использовались основные положения гидравлики, теплофизики, механики жидкости и газа, применялись стандартные и специально разработанные средства контроля и испытания для обработки данных использовались программное средство Mathcad, специальное программное обеспечение CMWIN.

Положения, выносимые на защиту:

1. Предложенный в работе метод контроля параметров гидравлического привода в *отличие* от существующих позволяет определить с точностью до 3% допустимую концентрацию нерастворенного газа в рабочей жидкости.

2. Разработанная математическая модель расчёта параметров гидравлического привода учитывает нелинейную зависимость модуля объёмной упругости жидкости при давлении жидкости до 15 МПа и, тем самым, позволяет обосновать взаимосвязь параметров гидравлического привода и метода их контроля.

3. Методика контроля и диагностирования с применением установки авторской конструкции позволяет определять влияние нерастворенного газа на параметры элементов в гидравлической системе.

Степень достоверности и апробация результатов.

Результаты работы подтверждаются экспериментально и теоретически, научные положения аргументированы, выводы подтверждены

экспериментальными исследованиями, сопоставимы с результатами других авторов, математическая обработка результатов проводилась с использованием сертифицированных приборов и программ.

Основные научные положения и результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались на научных семинарах кафедры "Технологические машины и оборудование" ПИ СФУ, научных семинарах кафедры "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов" ИНиГ СФУ; Международной конференции «Прикладная физика, информационные технологии и инжиниринг», Красноярск, 2019 г.; II Международной конференции «Передовые технологии в аэрокосмической отрасли, машиностроении и автоматизации» 2019 г., г. Красноярск; Международной конференции «Метрологическое обеспечение инновационных технологий» Санкт-Петербург, 2020г. ; Международной конференции - «Прикладная физика, информационные технологии и инжиниринг», Красноярск, 2021 г.. Метод контроля был опробован и внедрён на предприятиях, что подтверждено актами внедрения:

- Северная геологоразведочная экспедиция – филиал ОАО «Красноярскгеология»;

- ООО «Сибирский завод экологической техники».

Также результаты исследования внедрены в учебный процесс кафедры «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» Института нефти и газа «Сибирского федерального университета».

Публикации. По теме диссертации опубликовано 22 научных работ, включая 3 работы в изданиях, входящих в перечень ВАК, 15 работ в МБД Scopus и Web of Science, получено 4 патента.

Личный вклад автора.

Автором разработан новый универсальный метод контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворённой газовой фазы в рабочей

жидкости. Предложен метод математического моделирования для оценки влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидропривода. Разработаны рекомендации по определению области допустимой концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости. Для подтверждения результатов исследований разработана и сконструирована установка, предложена методика проведения эксперимента.

Объем и структура диссертации.

Диссертация содержит 154 страницы машинописного текста, 28 рисунков, 15 таблиц. Состоит из введения, четырёх глав, основных выводов, списка использованных источников, приложений.

ГЛАВА 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Первая глава посвящена рассмотрению общих вопросов использования гидравлических систем:

- рассмотрены физические свойства рабочих жидкостей и их влияние на эксплуатационные характеристики;
- показаны факторы, влияющие на количество нерастворенного газа, содержащегося в рабочей жидкости гидравлической системы;
- проведён анализ методов и средств контроля нерастворенного газа в процессе работы гидравлических систем.
- определены направления стабилизации эксплуатационных свойств рабочих жидкостей, которые зависят от содержания нерастворенного газ.

1.1 Актуальности применения гидравлического привода и условия его эксплуатации

В настоящее время гидрофицированные машины, эксплуатируются в достаточно разнообразных условиях, при больших годовых перепадах температур, что нередко приводит к приравниванию данной эксплуатации к экстремальным [4].

В условиях крайнего севера и холодных климатических зонах экстремальные условия эксплуатации зачастую занимают практически весь период. Гидравлическое оборудование должно быть защищено от воздействия природных факторов. Гидрофицированные машины можно отнести к мобильным, стационарным и передвижным.

Гидрофицированные самоходные и передвижные машины можно встретить практически во всех отраслях:

- дорожной промышленности;
- лесной промышленности;

- сельском хозяйстве;
- нефтяной и газовой промышленности и так далее.

Температуру окружающего воздуха, прочность грунта (снега, породы), сила и скорость ветра, влажность, давление, солнечную радиацию можно отнести к природным факторам [5]. Далеко не все выше перечисленное, благоприятно влияют на работу гидрофицированной техники. Одной из основных функций гидравлического привода можно назвать – преобразования одного вида энергии в другой (механическую энергию, в энергию потока жидкости). Преобразованная энергия передаётся на двигатели выходного звена, тем самым совершая работу.

Насос и гидродвигатель являются обязательными элементами гидравлического привода. Насос - источником гидравлической энергии, а гидродвигатель является потребителем. Управление выходным звеном производится, либо аппаратно, либо направляющей и регулирующей гидроаппаратурой. Гидролинии так же являются одним из основных компонентов гидравлического привода, для перемещения жидкости по гидравлической системе [6].

Наибольшее значение в гидравлическом приводе необходимо уделить рабочей жидкости [7] (качество, очистка рабочей жидкости от механических примесей и газа). Именно по этой причине системы гидропривода обязательно включают в себя фильтрующие устройства (фильтры).

Объёмный гидравлический привод в настоящее время очень широко представлен во всех отраслях:

- в авиационной и ракетной технике;
- в сельскохозяйственных машинах;
- в радиолокационной технике;
- в манипуляторах;
- в кузнечно – прессовом оборудовании;
- в водном транспорте;
- в шахтном и горнорудном оборудовании;

- в транспортных машинах;
- в металлорежущих станках, автоматах;
- в дорожных и подъёмно-загрузочных.

1.1.1 Преимущества гидропривода

Гидравлический привод в технических системах на сегодняшний день находит широкое применение благодаря его высокой удельной мощности и универсальности. К преимуществам гидравлического привода можно отнести [8 – 10]:

- эксплуатационная надёжность;
- простота автоматизации и управления;
- простота защиты исполнительных органов машин и агрегатов от перегрузок (например, предохранительные клапаны);
- возможность частых и быстрых переключений при любых видах движения исполнительного механизма;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена;
- простота компоновки узлов гидропривода внутри агрегатов;
- простота и разнообразие осуществления движений различного вида (возвратно - поступательного, вращательного, неполноповоротного);
- возможность получения больших крутящих моментов и передаточных отношений при малых размерах и весе;
- при одновременной передаче на несколько приводов возможно равномерное распределения усилий;
- большая передаваемая мощность на удельную единицу массы привода;
- хорошая самосмазываемость поверхностей трения;
- гибкое преобразования характеристик приводного двигателя в зависимости от нагрузки.

1.1.2 Недостатки гидропривода

К недостаткам гидравлического привода можно отнести [8 – 10]:

- низкая возможность передачи энергии потока жидкости на большие расстояния;
- перегрев рабочей жидкости при работе в условиях работы в районах с жарким климатом, что приводит к необходимости применения специальных охлаждающих устройств (радиаторов);
- необходимость обеспечения качественной фильтрации рабочей жидкости;
- вероятность пожара при применении горючих рабочих жидкостей, например, в гидроприводах в горячих цехах;
- вероятность утечек рабочей жидкости;
- более низкий КПД относительно механических передач;
- необходимость защиты гидросистемы от попадания воздуха в рабочую жидкость;
- зависимость вязкости рабочей жидкости, от температуры окружающей среды (зависимость не линейная).

1.2 Физические свойства рабочих жидкостей и их влияние на эксплуатационные характеристики

В гидравлическом приводе рабочая жидкость выполняет роль носителя энергии и смазывающим агентом одновременно. Жидкость подвергается одновременному переменному воздействию температур, давлений и скоростей.

При обеспечении оптимальной работы гидравлического привода рабочая жидкость должна соответствовать следующим требованиям [7,66]:

- по возможности иметь минимальное изменение вязкости при изменении рабочих температур;
- не содержать влаги и механических примесей;

- не выделять газов и паров;
- не оказывать вредного воздействия на окружающую среду и здоровье обслуживающего персонала;
- не иметь склонности к пенообразованию;
- быть негорючей и пожаробезопасной;
- обладать хорошей смазывающей и моющей способностью;
- не вызывать смолообразования, антикоррозийностью и химической стойкостью.

1.2.1 Сжимаемость

Абсолютно любые рабочие жидкости, особенно на минеральной основе, в зависимости от давления и температуры, подвержены сжимаемости. Сжимаемость можно считать ревалентной при температуре до 70 °С и 40 МПа. Данные значения являются предельными для промышленных систем [11].

Изменение объёма можно определить с помощью уравнения:

$$\Delta V = V \cdot \beta \cdot (P_{\max} - P_{\text{нач}}) \quad (1.1)$$

где ΔV — изменение объёма;

β - коэффициентом объёмного сжатия;

V – начальный объём;

P_{\max} — максимальное давление;

$P_{\text{нач}}$ — начальное давление.

Все меняется при давлениях от 100 до 1000 МПа, при таких давлениях происходит изменения в сжимаемости среды.

Сжимаемость среды можно выразить (рисунок 1.1, $M = K$), или модулем M . Величина, обратная коэффициенту объёмного сжатия, называется объёмным модулем упругости жидкости:

$$M = \frac{1}{\beta} \quad (1.2)$$

где β - коэффициентом объёмного сжатия

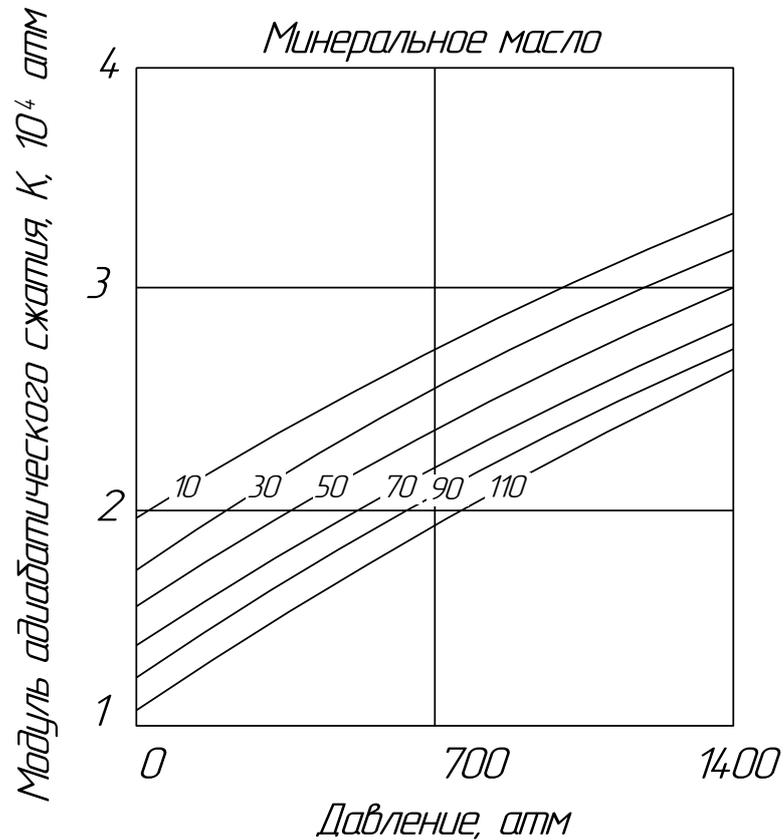


Рисунок 1.1 – Модуль адиабатического сжатия гидравлической жидкости

Большинство рабочих жидкостей, используемых в гидравлических системах, можно считать несжимаемыми только относительно воздуха.

1.2.2 Деаэрация

При сливе рабочей жидкости в резервуары и циркуляции в гидросистеме поток жидкости способен увлечь за собой часть воздуха их окружающей среды [12, 25]. По этой причине рекомендуется слив жидкости производить под уровень жидкости в баке. По возможности слив жидкости должен происходить

в ламинарном режиме течения.

Появившийся в системе воздух, должен быть удалён, так как его присутствие пагубно влияет на компоненты гидравлической системы. Скорость, удаления пузырьков, поднимающихся по жидкости вверх, зависит от температуры жидкости, размера пузырька, вязкости и плотности жидкости, а также базовой основы масла [13,70]. Высококачественное и чистое масло имеет более высокие деаэрационные свойства. Высоковязкие масла хуже вытесняют воздушные пузыри, в отличии от маловязких.

$$C = \frac{(\rho_{ж} - \rho_{в}) \times X}{\mu}, \quad (1.3)$$

где $\rho_{ж}$ — жидкостная плотность;

$\rho_{в}$ — воздушная плотность;

μ — коэффициент динамической вязкости;

X — константа, зависящая от плотности и вязкости жидкости

Грамотное проектирование гидравлических систем должно учитывать этот фактор и иметь возможность удаления воздушной смеси из рабочей жидкости. Ёмкости хранения рабочей жидкости (баки) должны иметь перегородки, способствующие препятствию пенообразования. Минеральные масла обычно обладают лучшими деаэрационными свойствами, чем огнестойкие жидкости.

Количество диспергированного воздуха возможно определить путём периодического замера плотности рабочей жидкости смеси.

1.3 Влияние нерастворенного газа на параметры гидросистем и эксплуатационные свойства рабочих жидкостей

Присутствие нерастворенного газа, отрицательно сказывается на стабильности эксплуатационных свойств рабочих жидкостей и параметрах

гидрооборудования, тем самым снижая показатели работоспособности гидросистем в целом [94].

Основной проблемой дегазации жидкости можно считать ее медленный процесс протекания. Процесс окисления жидкости, происходящий за счет диффузии кислорода, снижает ее характеристики и свойства. Образованные продукты старения (смолы, оксикислоты, асфальтены и др.) приводят к снижению антикоррозионной способности масла. [11, 13, 14]

Смолообразные продукты выпадают в осадок, тем самым ухудшая деэмульгирующую и смазывающую способности. [11, 15, 16]. Это приводит к преждевременному износу поверхностей трения контакта в таких элементах как распределитель, дроссель, фильтрационные элементы и др. [5]. При наличии воздушных пузырей возникает вероятность появления "дизельного эффекта", это обусловлено адиабатическим сжатием рабочей среды [11, 17, 18, 19].

Наличие нерастворенного газа в жидкости увеличивает ее вязкость. Так, например, 10% воздуха от общего объема рабочей жидкости, увеличивает вязкость на 15% [7]. В ряде случаев этого достаточно для снижения несущей способности масляной плёнки. Разрыв сплошности потока приводит к образованию разрыва масляной плёнки и приводит к сухому трению деталей [16]. Выделение газа из жидкости приводит к его скоплению в тупиковых ветках гидравлического привода и может привести к локальному перегреву, так как теплопроводность воздуха, по сравнению с жидкостью очень мала. [16]. Помимо этого, воздушные пузырьки в жидкости значительно снижают объёмный модуль упругости. Всего 1% воздушной смеси, способен на 40% уменьшить модуль упругости жидкости [19].

Системы, эксплуатируемые при давлениях менее 5 МПа наиболее подвержены изменению модуля упругости жидкости из-за содержания в них нерастворенного газа [20].

Повышение сжимаемости среды отрицательно сказывается на позиционировании исполнительных механизмов. Особенно это опасно для систем с высокой точностью и быстродействием.

Классификация влияния газовой составляющей на свойства минеральных масел и параметры гидросистем (Рисунок 1.2).

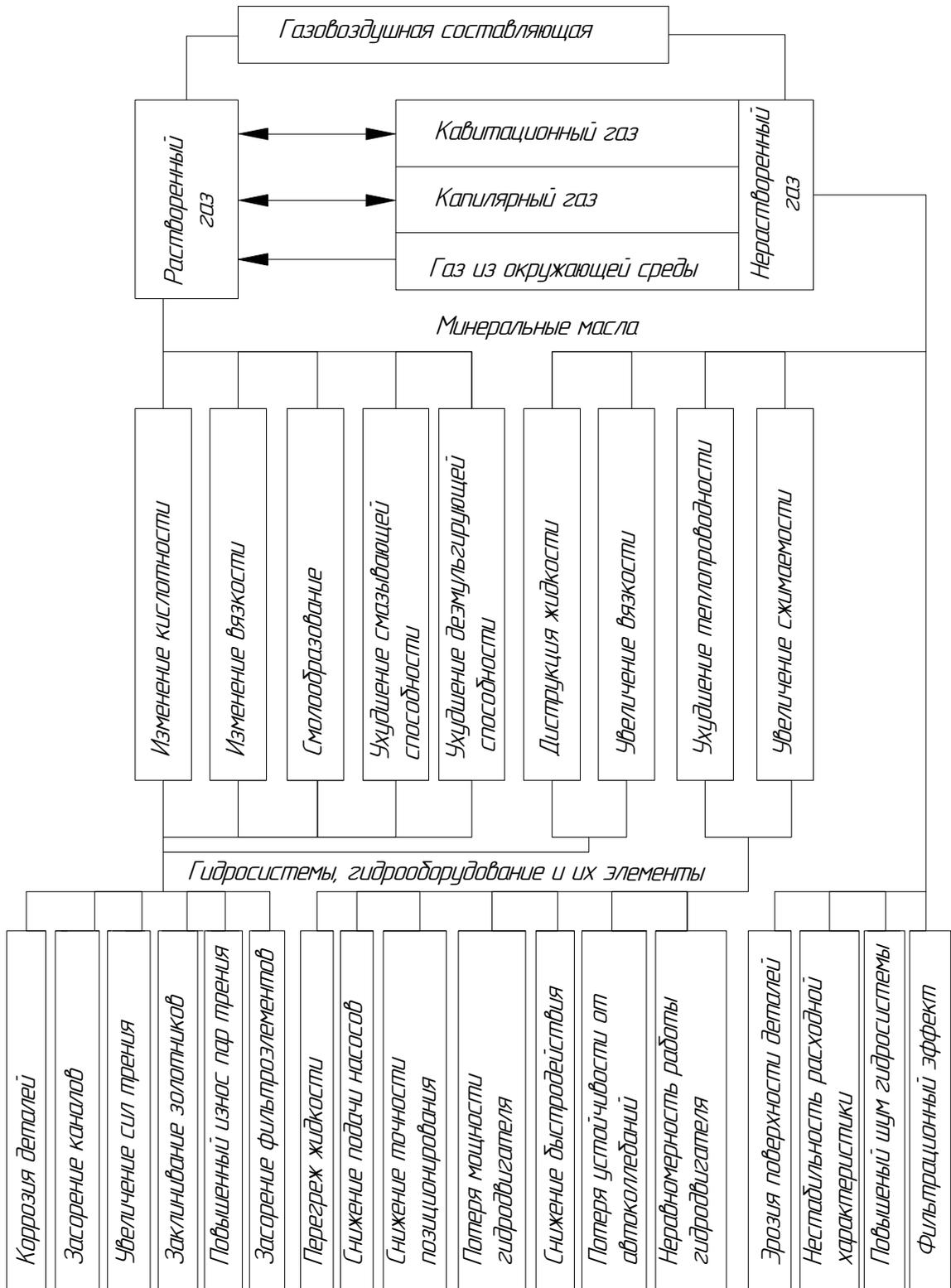


Рисунок 1.2 – Влияние газовой фазы на рабочие жидкости и элементы гидропривода

Наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости приводит к тому, что жидкость начинает работать как «пружина», тем самым увеличивая сопротивление системы на передачу энергии. Гидравлический привод снижает свою устойчивость, особенно в системах следящего привода.

Наличие газовой фазы отрицательно сказывается на работе как объёмного, так и динамического привода и зачастую приводит к такому явлению как кавитация.

Выделение газа так же отрицательно сказывается на работе насосов, снижение их КПД за счёт не до заполнения рабочих камер, содержание газа в 5%, при давлении 20 МПа, уменьшает подачу насоса на примерно на 10% [21].

Нерастворённый газ способствует появлению шума и значительных вибраций, при эксплуатации гидравлического привода. По данным [17,19], наличие всего лишь 2 - 3% нерастворенного воздуха способно увеличить шум на 10 дБ. Опытным экспериментом было установлено, что после проведения дегазации шум от работы гидропривода, снижается в среднем на 3 дБ.

Можно сделать вывод, что наличие растворенного и особенно нерастворенного газа в жидкости, крайне отрицательно влияет на работу гидравлического привода в целом.

1.4 Изменение газосодержания в рабочей жидкости гидросистем

Рабочие жидкости (особенно на минеральной основе) применяемые в гидравлических системах практически всегда содержат в себе как растворенный, так и нерастворённый воздух.

Нерастворённый газ в рабочей жидкости может находиться в разных количествах, которое зависит от [16, 17]:

- давления гидравлической системе;
- температуры рабочей жидкости и окружающей среды;
- скорости потока жидкости;
- физических и химических свойств жидкости;

- грамотности конструкции гидросистемы;
- режимов ее работы.

Микротрещины, присутствующие на поверхности элементов гидросистемы, способны нести в себе пузырьки воздуха [18], по этой причине необходимо уделять внимание на качество обработки этих поверхностей.

Нерастворённый газ может появиться в гидросистеме по нескольким основным причинам:

- неисправность гидросистемы
- не герметичность;
- некачественное обслуживание и эксплуатации;

Наиболее частыми местами подсоса воздуха являются соединения линии всасывания (фланцы насоса) и линии нагнетания [58]. В самих насосах подсос воздуха может происходить по линии разбора корпуса насоса или местах уплотнения вала. Помимо этого, попадание воздуха в систему может происходить непосредственно в самих гидродвигателях, так же через негерметичные уплотнения [7]. Неграмотное проектирование сливных трубопроводов, так же является причиной появления воздуха в гидравлической системе. Помимо этого, поступление воздуха в гидросистему может происходить в местах резкого изменения проходного сечения либо в местах с резким изменением направления потока жидкости [20]. При заправке гидравлической системы также необходимо уделять особенное внимание для снижения вероятности попадания воздуха в рабочую жидкость, заправка должна осуществляться специальными заправочными агрегатами и по возможности в ламинарном режиме течения рабочей жидкости. Появление нерастворённой фазы в большинстве случаев зависит от культуры обслуживания гидравлического привода и грамотности его проектирования.

Таким образом за цикл прохождения гидравлической жидкости по гидросистеме, рабочая жидкость находится в постоянном фазовом переходе (рисунок 1.3)

Фазовые переходы растворенного и нерастворенного газа

осуществляются постоянно по всей гидросистеме. Газовая фаза переходит из одного состояние в другое в зависимости от прохождения жидкости различных элементов гидравлического оборудования [22]. Фазовый переход растворенного и нерастворенного газа в элементах гидравлической системы в зависимости от изменения давления на разных участках показан на рисунке 2 [6].

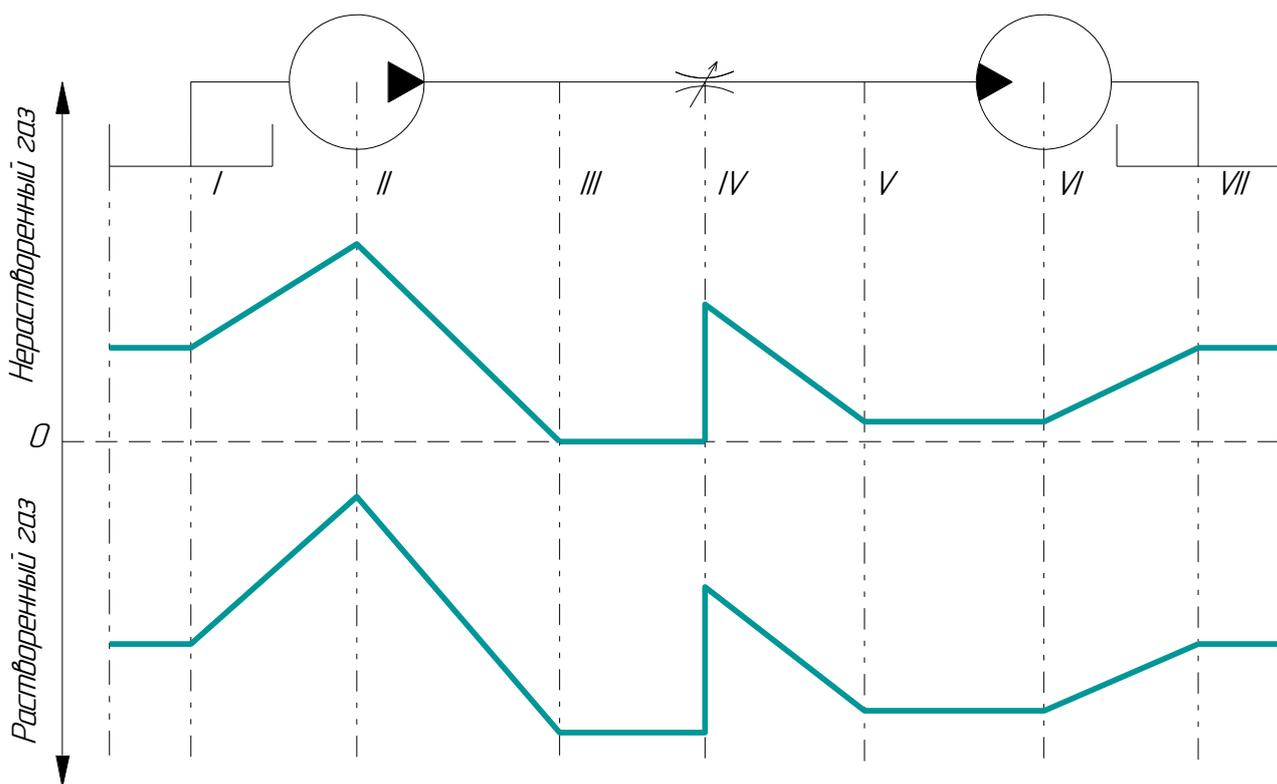


Рисунок 1.3 – Фазовый переход растворенного и нерастворенного газа в элементах гидравлической системы

На участке 0 - 1 количество растворенного и нерастворенного газа в покоящейся жидкости стабильно. Однако на участке 1 - 2 начинает происходить переход газовой фазы из растворенного в нерастворённое состояние, за счёт понижения давления на приёмном патрубке насоса. После прохождения насосной станции, рабочая жидкость под давлением устремляется в гидравлическую систему и в этот момент происходит обратный переход из нерастворённой фазы в растворенную. Данный процесс на участке 3 - 4 стабилизируется и практически не меняется до попадания жидкости к

следующему элементу системы (с данным случае дроссель). При прохождении дросселя (сечение 5) давление жидкости резко снижается тем самым провоцируя переход газа из растворенного состояние в нерастворённое. После на участке 5 – 6 давление опять нормализуется и переходный процесс опять стабилизируется до попадания жидкости в гидравлический двигатель (в данном случае гидромотор). После прохождения гидромотора, участок 6 – 7, количество нерастворенного газа увеличивается за счёт снижения давления в системе, и газовая фаза опять стабилизируется в гидравлическом баке.

Представленный газовый переход значительно сказывается на изменении температуры рабочей жидкости.

1.5 Исследование влияния сжимаемости на работоспособность гидропривода

Для выявления закономерности между работоспособностью гидропривода и упругой деформацией (сжимаемостью) рабочей жидкости используют математическое моделирование. К примеру, в работе Д.Б. Комарова гидропривод представлен с допущением о не сжимаемости жидкости. На основе этого составлена математическая модель объекта, представленная с помощью уравнений Лагранжа–Эйлера и элементов Фохта.

Элвин Энтони (Alvin Anthony) реализовал модель с малым количеством допущений, не используя метод заморозки коэффициентов для больших перемещений. Он провёл исследования гидропривода с учётом сжимаемости жидкости и инерции элементов гидрооборудования: золотника, валов гидромотором и гидронасосов.

В.Е. Киреев использовал метод декомпозиции, разбив отдельные звенья на математически элементы. Учитывая сжимаемость жидкости и расходов на входе и выходе из гидролинии, определил давление в ней. Его исследование было посвящено вопросам совершенствования гидропривода уменьшением нерастворённых газов в рабочей жидкости, комплексного определения

параметров не проводилось.

Закономерности движения газов отличаются от закономерностей движения мало сжимаемых жидкостей. То есть присущи разные характерные черты. К примеру, вследствие кавитации нарушается непрерывность потока жидкости.

Поверхностные силы считают направленными по нормальям к площадкам, выделенным в среде, когда среда принята идеальной. Это связано с тем, что в таком случае не учитывается вязкость, а значит, не учитываются и силы внутреннего трения, изменяющие численные значения и направления действующих на площадки поверхностных сил [23, 83].

На производительность гидроприводов, в частности ее снижения, влияет наличие газа в рабочей жидкости. Из-за присутствия нерастворённой газовой фазы в рабочей жидкости, снижаются модуль объёмной упругости жидкости, а также скорость исполнительных элементов гидропривода. На срок службы гидрооборудования при присутствии газа влияют следующие эффекты: окисление, образование смол и шлама, кавитационные явления и дизель - эффект.

При рассмотрении движений жидкости и влияния сжимаемости газа на неё говорят о критерии Маха (M), учитывающий силы упругости. Последние пропорциональны площади и объёмному модулю упругости.

Критерий Маха имеет вид:

$$\frac{r \times c^2 \times L^2}{r \times n^2 \times L^2} = \frac{c^2}{n^2} = idem \quad (1.4)$$

или

$$M = \frac{v}{c} = idem \quad (1.5)$$

где $\rho \cdot c^2$ – модуль упругости, Па;

L^2 – площадь, м²;

$\rho \cdot v^2 \cdot L^2$ – сила упругости, Н.

Если говорить о движении газа, то критерий Маха имеет очень большое значение. То есть чем ближе число M к единице, тем больше влияния оказывает сжимаемость газа при движении рабочей жидкости.

В применении к жидкостям вместо критерия Маха иногда используют число Коши, равное

$$Ca = \frac{p \cdot v^2}{K} = \frac{v^2}{c^2} = M^2 \quad (1.6)$$

При использовании гидромотора на величину влияет сжимаемость жидкости при значительных давлениях.

Поэтому:

$$\varepsilon_{gn} = \varepsilon_n \cdot \varepsilon_z \quad (1.7)$$

где ε_n – коэффициент подачи насоса;

ε_z – коэффициент использования расхода гидромотором.

Несовершенством методов создания принципов и устройств по дегазации газовой фазы обуславливают отрицательное влияние фазы рабочих жидкостей на производительность гидропривода.

Обычно, чтобы описать реальную систему, используют нелинейные уравнения. Для перехода к линейной модели исследуемой системы применяют линеаризацию, в результате которой исходные нелинейные уравнения динамики заменяются приближенными линейными уравнениями.

К примеру, наиболее распространённым приёмом – разложение аппроксимируемой нелинейной функции в ряд Тейлора малых приращений известных переменных, взятых в окрестностях их значений, соответствующих

установившемся режиму или положению равновесия.

Для создания модели пользуются исходными уравнениями гидропривода: уравнения рабочих органов и звеньев гидропривода под действием внешних сил; движения и характеристики управляющих элементов; неразрывности потока; давлений или сохранения энергии, отражающие связи между параметрами потока и параметрами движения.

1.6 Анализ существующих методов определение газосодержания в рабочей жидкости и их классификация

В настоящее время разработаны различные методы для определения содержания нерастворённых газов в рабочей жидкости гидравлических систем [60]. По принципу действия эти способы могут быть классифицированы:

- на аппаратный контроль с использованием ультразвукового, электроемкостного, радиоизотопного, фотоэлектрического и других физических методов;
- объёмный метод контроля с использованием измерительных трубок или сжатия жидкости до полного растворения в ней газов;
- контроль по изменению параметров потока газожидкостной смеси (давления и расхода по длине, давления в закрытом объёме, плотности газожидкостной смеси).

При исследовании изменения газосодержания в жидкости во время работы гидросистемы, а также в процессе ее дегазации специальными средствами для полноты информации необходимо контролировать содержание в жидкости как нерастворённой, так и растворенной газовых фаз.

Сущность известных методик определения количества растворенного в жидкости газа, например, [24 – 26,40], основана на способе, предполагающем вакуумирование ёмкости тарированного объёма и дегазацию в ней пробы жидкости с последующим измерением давления выделившегося при дегазации газа.

Что касается контроля объёмного содержания в рабочей жидкости нерастворенного газа, то в настоящее время разработаны различные методы определения этого параметра, классификация которых приведена на рисунке 1.4.

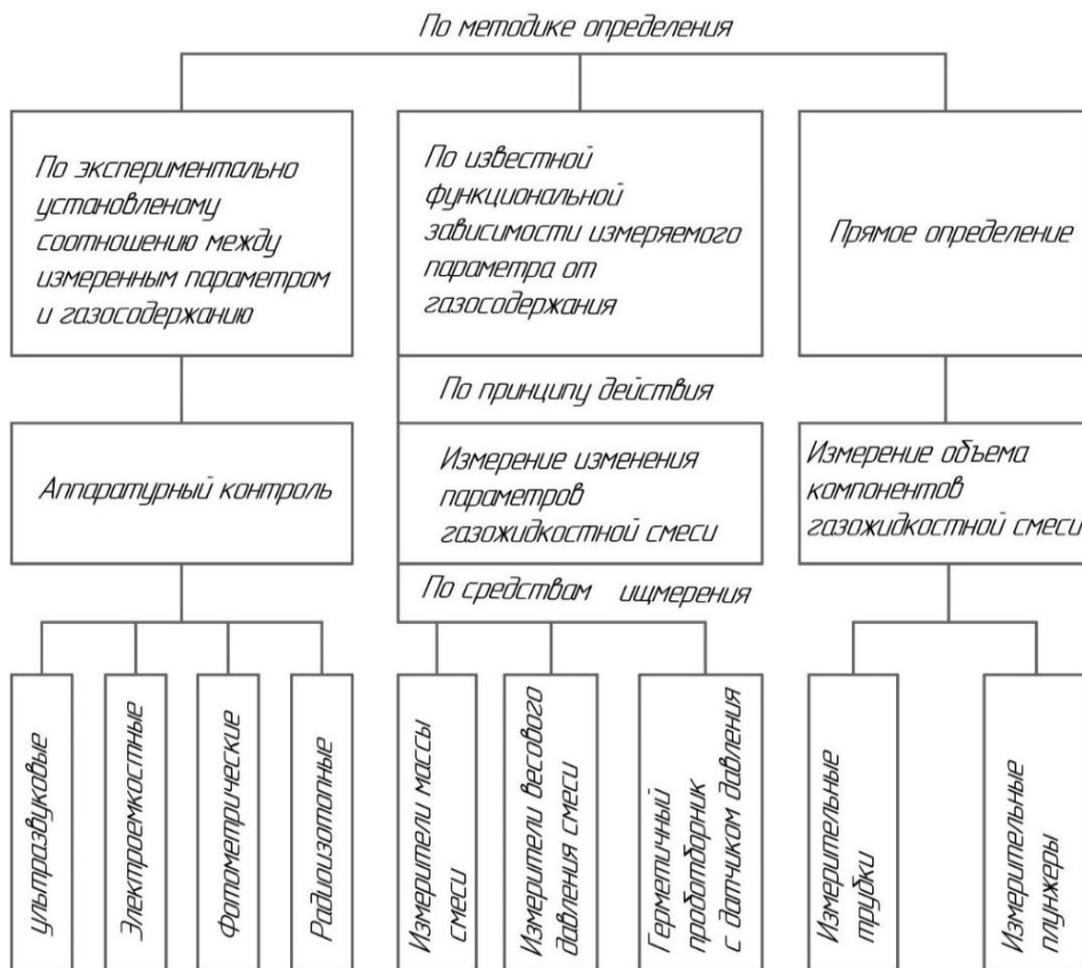


Рисунок 1.4 – Классификация способов и средств определения объёмного содержания нерастворенного газа в жидкости

Классификация методов и средств определения газосодержания в рабочей жидкости.

1.6.1 Термодинамический метод определения газосодержания

Большинство известных методов контроля содержания нерастворенного

газа в рабочей жидкости гидравлических систем осуществимы лишь в лабораторных условиях. В связи с чем необходима разработка диагностических методов контроля газосодержания в процессе эксплуатации данных систем, что достижимо путём построения гидродинамической модели гидроприводов и последующего получения различных параметрических зависимостей свойств минеральных масел. Такие зависимости могут быть выведены.

1.6.2 Косвенный метод определения объёмного газосодержания в рабочей жидкости

Важным параметром, который определяет результаты гидродинамического моделирования месторождения, является вязкость рабочей жидкости. Вязкость жидкости уменьшается с ростом ее газосодержания и увеличивается с возрастанием ее плотности.

Наличие таких зависимостей для жидкости показывает возможность расчета аналогичных зависимостей газосодержания от вязкости иных рабочих сред, таких как минеральные масла.

Существует множество приборов для определения вязкости, но в большинстве случаев принцип их действия подразумевает отбор проб. Одним из исключений является встраиваемый вискозиметр.

1.6.3 Термохимический метод определения газосодержания в жидкости

Существует несколько разновидностей термохимических газоанализаторов, различающихся принципом работы и физическими процессами, лежащими в его основе. Для определения горючих газов эффективны термохимические газоанализаторы, которые измеряют тепловой эффект реакции определяемого газа с другими веществами, протекающей при участии катализатора.

Основной параметр, с помощью которого определяется концентрация компонента — это температура, зависящая от теплового эффекта реакции.

Алгоритм действия прибора следующий, с помощью струйного насоса компоненты прокачиваются через камеру. В ней расположены элементы, предотвращающие воздействие на сигнал окружающей температуры, а также катализаторы (чаще всего платиновая проволока), камера является плечом равновесного моста. В отличие от классической схемы, устройство включает два терморезистора. Один располагается в камере, через которую проходит анализируемая смесь, второй выполняет функцию сравнения и находится в отсеке, заполненном чистым воздухом. Терморезисторы нагреваются до температуры сгорания компонента. Происходит каталитическое окисление содержащихся примесей, при окислении выделяется тепло, проволочная спираль нагревается, усиливается электросопротивление терморезистора, происходит разбаланс моста. Величина разбаланса определяет содержание в газовой смеси горючих веществ, которое фиксируется измерительным блоком, после чего выводится на дисплей.

Реакция каталитического окисления применяется в двух модификациях устройств:

1. Происходит на поверхности тонкой проволоки, обычно платиновой. Одновременно она выполняет роль чувствительного элемента.
2. Используется твёрдый гранулированный компонент.

Тепловой эффект в этом случае измеряется в отдельном отсеке с использованием платиновой проволоки. Например, в приборах, предназначенных для измерения опасных веществ в условиях шахт, используется шарообразный катализатор, выполненный из окиси алюминия, на поверхность которого дополнительно наносится палладиево - платиновое покрытие.

Измерение концентрации горючих газов с помощью термокаталитического сигнализатора актуально, если необходимо определение количества оксида углерода, кислорода, метана в газовых смесях, а также в

рудничной атмосфере.

1.6.4 Радиоизотопный метод контроля газосодержания

К радиоизотопным газоанализаторам, в которых ионизацию газов осуществляют радиоактивным излучением, относятся приборы на основе сечения ионизации, электронно-захватные и аэрозольно - ионизационные. В первых используют разницу в сечениях (вероятности) ионизации компонентов смеси. Ионизацию осуществляют обычно излучением ^{90}Sr , ^3H , ^{63}Ni , ^{147}Pm . Эти газоанализаторы не избирательны, их применяют для анализа смесей H_2 - N_2 , N_2 - CO_2 , H_2 -этилен, H_2 - CH_4 , H_2 - CH_3SiCl_3 , H_2 - BCl_3 и т.п.; диапазон измерения 0,01-100%; время установления показаний - до 0,1 с.

Данный метод чаще всего используется для контроля содержания определённых газов в воздухе или же газожидкостной среде. Его недостатком является возможность определения концентрации лишь нескольких газов, т.к. введению характеристик всех соединений, имеющих возможность нахождения в газовом агрегатном состоянии невозможно ввиду трудности процесса.

1.7 Основные выводы по главе

Проведя анализ представленной информации, можно сделать следующие выводы:

1. Гидравлический привод имеет неоспоримые преимущества перед другими типами приводов;
2. В рабочих жидкостях разработанных на основе минеральных масел, постоянно в той или иной степени присутствует газовая фаза (растворенный и нерастворённый газ), количество этого газа в каждой точке гидросистемы будем считать взаимосвязанным.
3. Математические модели, позволяющие определить изменение процесса газосодержания, а также количество нерастворенного и растворенного газа в

любой точке гидравлической системы – отсутствуют.

4. Рабочая жидкость, содержащая растворенный и нерастворённый газ, имеет не стабильные эксплуатационные свойства, что приводит к снижению надёжности и долговечности оборудования в целом.

ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА В УСЛОВИЯХ СЖИМАЕМОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Картину влияния нерастворенного и растворенного газа, в аспекте проблем газосодержания, можно представить, как одной из основных проблем математического моделирования динамических процессов в гидросистеме.

В представленной главе рассмотрены вопросы влияния газовой фазы на процессы сжимаемости жидкости:

- анализ изменения газовых фаз;
- зависимость модуля объёмной упругости жидкости от газосодержания;
- представлен алгоритм метода контроля работоспособности гидравлического привода в зависимости от содержания газовой фазы в рабочей жидкости;
- представлены основные результаты и выводы по главе.

2.1 Анализ изменения газовых фаз в рабочей жидкости гидравлической системы

В процессе эксплуатации любой гидравлической системы, при неизменных параметрах режимов работы, процесс изменения значений перехода фаз из растворенной в нерастворённую и обратно, возможно поделить на три этапа [20,21,38 - 40]:

Первый этап - резкий переход газовых фаз в рабочей жидкости от статического равновесия к динамическому. Данный процесс особенно заметен, при прохождении первого круга рабочей жидкости по гидросистеме из бака в бак.

Грамотная конструкция гидросистемы, ее параметры и режимы работы заметно влияют на характер этого процесса, который в значительной степени зависит от различных участков гидравлической системы. Причём как

показывает практика независимо от типа гидравлической системы и гидропривода в целом, количество растворенного и нерастворенного газа на линии слива и линии всасывания в гидравлическом баке при прохождении первого цикла циркуляции рабочей жидкости, не изменяется в дальнейшем.

Второй этап – заключается в постепенном смещении баланса газосодержания в какую-либо сторону, в каком-либо промежутке времени, практически на всех участках гидравлической системы, от установившегося, в зависимости от интенсивности газовыделения в гидравлическом баке и подсоса воздуха в элементах гидравлической системы, поступающего из вне. На этом этапе количество нерастворенного газа в основном меняется только в напорной магистрали, так как происходит растворение газа под действием повышенного давления, позже этот газ опять перейдет в нерастворенный, по мере приближения к линии слива. Этап стабилизации будет отсутствовать при условии отсутствия газовыделения в баке и подсосе воздуха в элементах гидравлического привода.

Третий этап – режим, стабилизированный абсолютно по всем параметрам газосодержания в гидравлической системе, так как на данном этапе характер переходных процессов содержания, растворенного и нерастворенного газа на всех участках гидравлической системы становится неизменным.

На данном этапе можно выделить два варианта решения проблемы по снижению содержания газа в рабочей жидкости:

Во-первых, грамотное проектирование гидравлической системы, а также технологическое ее исполнение, должно полностью исключать возможность подсоса воздуха с атмосферы. Без выполнения этого условия задача снижения газосодержания становится труднорешима. Один из вариантов, это проектирование закрыт гидравлических систем, в которых рабочая жидкость в гидравлическом баке [27] находится под давлением, там самым снижает активное выделение нерастворенного газа.

Во-вторых, гидравлическая система должна иметь возможность удаления так называемого «кавитационного газа», образующегося в зонах пониженного

давления в следствии увеличения скорости потока жидкости или резкого снижения давления.

По этой причине наиболее эффективным способом удаления нерастворенного газа является вакуумная дегазация.

2.2 Определение зависимости модуля объемной упругости газожидкостной смеси от газосодержания

Сжимаемость жидкости в целом отрицательно влияет на энергетику и динамику гидравлического привода.

Сжимаемость жидкости обуславливает:

- уменьшение подачи и объёмного КПД насоса;
- ухудшает быстродействие;
- гидродвигателя и может явиться причиной неустойчивого движения следящего привода при большой массе рабочего органа.

Расчёт динамики гидравлического привода с нагрузкой большой массы без учёта сжимаемости жидкости нельзя считать даже приближенным, так как такой расчёт является принципиально неправильным. Поэтому глубокое теоретическое изучение сжимаемости жидкости имеет первостепенное значение. [28]

Более полный список работ, посвящённых динамике гидропривода можно найти в работах [21, 29]. В работе [30] приводится зависимость модуля объёмной упругости рабочей жидкости от давления, но не учитывается зависимость модуля объёмной упругости от газосодержания.

В работах [21, 28, 31, 32] получена теоретическая зависимость модуля объёмной упругости смеси (жидкость и нерастворённый газ) от давления и газосодержания. Вводится модуль объёмной упругости смеси в виде выражения

$$B_{см} = -V_{см} \frac{dp}{dV_{см}}, \quad (2.1)$$

где $B_{см}$ – модуль объёмной упругости смеси при произвольном давлении p , Па;

$V_{\text{см}}$ – объем смеси при произвольном давлении p , м³;

dp – бесконечно малое приращение давления, Па;

$dV_{\text{см}}$ – бесконечно малое приращение объема смеси, Па.

Объем смеси V_c определяется как сумма объемов жидкой фазы $V_{\text{ж}}$ и газообразной фазы $V_{\text{г}}$:

$$V_{\text{см}} = V_{\text{ж}} + V_{\text{г}}, \quad (2.2)$$

Бесконечно малое приращение объема смеси dV_c определяется как сумма малых приращений объемов жидкой фазы $dV_{\text{ж}}$ и газообразной $dV_{\text{г}}$:

$$dV_{\text{см}} = dV_{\text{ж}} + dV_{\text{г}}, \quad (2.3)$$

После подстановки V_c и dV_c из соотношений и в уравнение получается (2.4):

$$V_{\text{см}} = -\frac{V_{\text{ж}} + V_{\text{г}}}{dV_{\text{ж}} + dV_{\text{г}}} dp, \quad (2.4)$$

Для определения малых приращений объемов жидкой фазы $dV_{\text{ж}}$ и газообразной $dV_{\text{г}}$ используют формулы для модулей объемной упругости жидкости $B_{\text{ж}}$ и газа $B_{\text{г}}$ при произвольном давлении p :

$$B_{\text{ж}} = -V_{\text{ж}} \frac{dp}{dV_{\text{ж}}}, \quad (2.5)$$

$$B_{\text{г}} = -V_{\text{г}} \frac{dp}{dV_{\text{г}}}, \quad (2.6)$$

Из формул (2.5) и (2.6) получаем:

$$dV_{\text{ж}} = -\frac{V_{\text{ж}}}{B_{\text{ж}}} dp, \quad (2.7)$$

$$dV_{\Gamma} = -\frac{V_{\Gamma}}{B_{\Gamma}} dp \quad (2.8)$$

После подстановки $dV_{\text{ж}}$ и dV_{Γ} из соотношений (2.7) и (2.8) в уравнение (2.9) получаем:

$$B_{\text{см}} = -\frac{V_{\text{ж}}+V_{\Gamma}}{\frac{V_{\text{ж}}}{B_{\text{ж}}}+\frac{V_{\Gamma}}{B_{\Gamma}}} \quad (2.9)$$

Параметры, входящие в формулу (2.9), удобнее для практического использования выразить через значение параметров при атмосферном давлении p_0 . При изменении давления от p_0 до p считаем, что процесс сжатия газовой фазы происходит по политропе:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma,0} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.10)$$

где $V_{\Gamma,0}$ – объем газа при атмосферном давлении p_0 , м³;

n – Показатель политропы.

В этом случае для модуля объемной упругости газа, используя уравнение, можно получить формулу:

$$B_{\Gamma} = np. \quad (2.11)$$

При изменении давления от p_0 до p зависимость модуля объемной упругости жидкости от давления обычно принимают линейной, что отражено на графике (рисунок 2.1):

$$B_{\text{ж}} = B_{\text{ж},0} + Ap, \quad (2.12)$$

где $B_{ж.0}$ – модуль объёмной упругости жидкости при атмосферном давлении p_0 , Па;

A – коэффициент, зависящий от типа жидкости и температуры.

По графику на рисунке 2.1 видно, что эмпирическая формула (2.12) не достаточно описывает изменение модуля объёмной упругости жидкости, особенно при малых давлениях. Поэтому для определения объёма жидкой фазы $V_{ж}$ воспользуемся приближенной формулой:

$$V_{ж} = V_{ж.0} - V_{ж.0} \frac{p-p_0}{B_{ж.ср}}, \quad (2.13)$$

где $V_{ж.0}$ – объем жидкости при атмосферном давлении p_0 ;

$B_{ж.ср}$ – среднее значение модуля объёмной упругости жидкости в интервале давления от p_0 до p , Па.

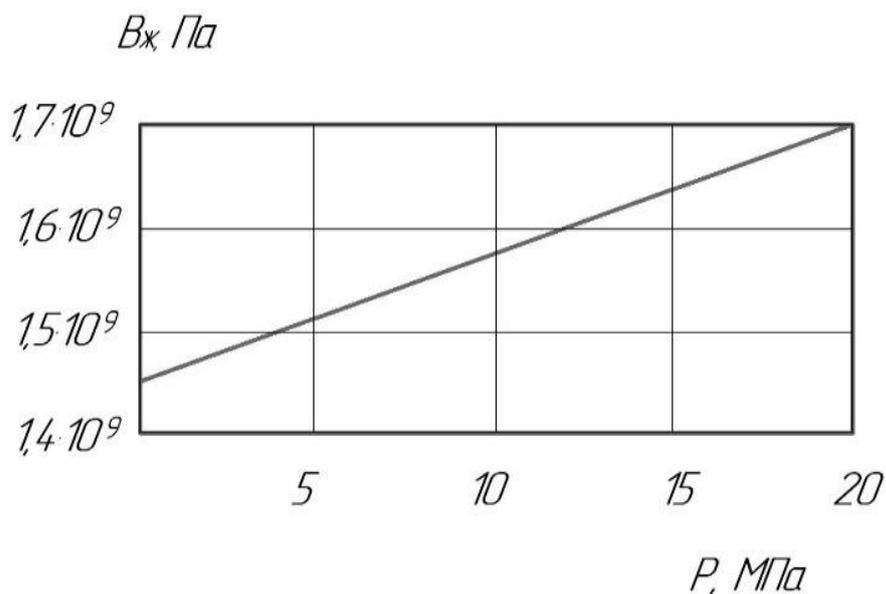


Рисунок 2.1 - Линейная зависимость модуля объёмной упругости жидкости от давления

Среднее значение модуля объёмной упругости жидкости $B_{ж.ср}$ определяют по формуле (2.14):

$$B_{ж.ср} = B_{ж.0} + \frac{1}{2} A p, \quad (2.14)$$

После подстановки $V_{ж}$, $V_{г}$, $B_{ж}$ и $B_{г}$, из соотношений (2.10), (2.11), (2.12) и (2.13) в уравнение, с учётом соотношения (2.14) можно получить приближённую формулу для определения модуля объёмной упругости смеси [28]:

$$B_{см} = (B_{ж.0} + Ap) \frac{1 - \frac{p-p_0}{B_{ж.0} + \frac{1}{2}Ap} + \frac{V_{г.0}}{V_{ж.0}} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \frac{p-p_0}{B_{ж.0} + \frac{1}{2}Ap} + \frac{V_{г.0}}{V_{ж.0}} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{(B_{ж.0} + Ap)}{np}}. \quad (2.15)$$

Для оправления объёма жидкой фазы $V_{ж}$ после подстановки $B_{ж}$ из соотношения (2.12) в уравнение (2.13) и интегрируя полученное выражение в пределах от p_0 до p получают формулу для определения модуля объёмной упругости смеси [31]:

$$V_{ж} = V_{ж.0} \sqrt[A]{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap)}. \quad (2.16)$$

После подстановки $V_{ж}$, $V_{г}$, $B_{ж}$ и $B_{г}$, из соотношений (2.10), (2.11), (2.12) и (2.16) в уравнение можно получить формулу для определения модуля объёмной упругости смеси [31]:

$$B_{см} = \frac{V_{ж.0} \sqrt[A]{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap)} + V_{г.0} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{V_{ж.0}}{B_{ж.0} + Ap} \sqrt[A]{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap)} + \frac{V_{г.0}}{np} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (2.17)$$

Объёмное содержание газа при атмосферном давлении p_0 можно определить по формуле [21, 31]:

$$\alpha_{г} = \frac{V_{г.0}}{V_{см.0}}, \quad (2.18)$$

где $V_{см.0}$ – объём смеси при атмосферном давлении p_0 , m^3 ;

$$V_{см.0} = V_{ж.0} + V_{г.0}.$$

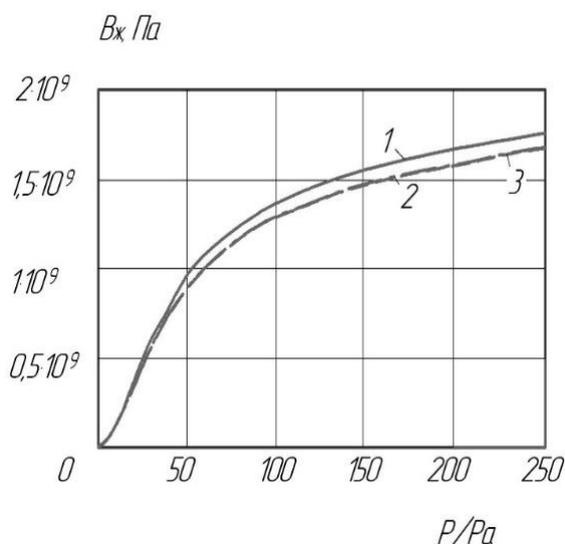
Тогда отношение объёма жидкой фазы к объёму смеси при атмосферном давлении p_0 можно определить по формуле [2]:

$$\frac{V_{ж.0}}{V_{см.0}} = 1 - \alpha_{г}, \quad (2.19)$$

Используя соотношения (2.18) и (2.19), формулу (2.17) можно привести к виду [31]:

$$B_{см} = \frac{(1-\alpha_{г}) \sqrt[A]{(B_{ж.0}+Ap_0)/(B_{ж.0}+Ap)} + \alpha_{г} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1-\alpha_{г}}{B_{ж.0}+Ap} \sqrt[A]{(B_{ж.0}+Ap_0)/(B_{ж.0}+Ap)} + \frac{\alpha_{г}}{np} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (2.20)$$

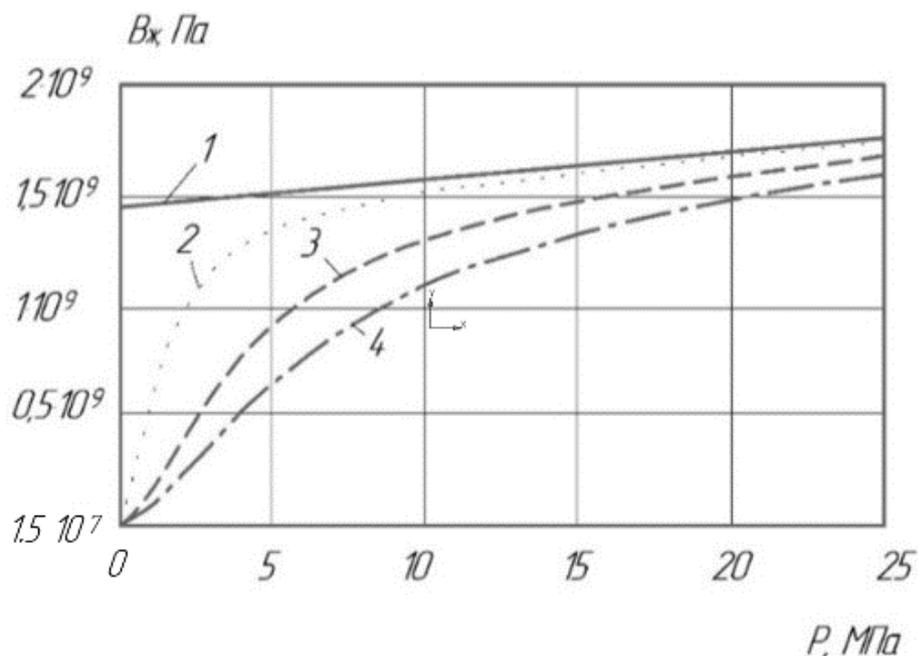
Для наглядности построим графики зависимости используя формулы (2.15), (2.17) и (2.20), получим:



кривая 1 – график получен по формуле (2.15), кривая 2 – график получен по формуле (2.17), кривая 3 – график получен по формуле (2.20)

Рисунок 2.2 - Кривые зависимости модуля объёмной упругости смеси от

давления при равных условиях



кривая 1 получена при концентрации газа 0%, кривая 2 – концентрация газа 1%, кривая 3 – концентрация газа 5% и кривая 4 – концентрация газа 10%

Рисунок 2.3 - Зависимость модуля объёмной упругости смеси от давления, при различных значениях газосодержания (формула 2.20)

На рисунке 2.2 и 2.3 мы видим, что зависимость модуля объёмной упругости смеси от давления не линейна, причём чем больше содержания газа, тем большее расхождение полученных данных с эмпирической формулой (2.12).

2.3 Алгоритм контроля параметров гидравлического привода с учётом наличия нерастворенного газа в рабочей жидкости

Метод контроля параметров гидравлического привода относится к неразрушающему методу контроля и является универсальным методом. Предложенный метод может быть использован в любой отрасли

машиностроения (самоходные машины, станкостроение, авиационные машины и т. д.). Существенное отличие предложенного метода заключается в его простоте и точности исследуемых процессов. В основу метода заложены авторские многолетние исследования влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода и экспериментальные исследования.

Применение предложенного метода позволяет найти ответы на поставленные задачи:

- нужна ли дополнительная обработка рабочей жидкости;
- имеется ли необходимость применения дегазационных устройств;
- необходима или нет глубокая модернизация гидравлической системы;
- соответствуют или нет исследуемые параметры паспортным данным.

Алгоритм контроля состоит из 5 этапов:

- определение целей, для которых необходимо применить авторский метод;
- написание математической модели происходящих процессов, решение математической модели и получение необходимых графиков зависимости;
- определение критериев допустимой концентрации нерастворенного газа с учётом специфики работы гидравлического привода;
- проверка концентрации нерастворенного газа в исследуемом гидроприводе;
- рекомендации по итогам применённого авторского метода.

На рисунке 2.4 представлен алгоритм контроля параметров гидравлического привода в зависимости от содержания газовой фазы в рабочей жидкости. Контроль параметров можно поделить на несколько этапов.

На первом этапе формулируется цель и принимается решение о контроле конкретных параметров, выбираются элементы гидрооборудования параметры которых необходимо исследовать.

На втором этапе происходит математическое моделирование происходящих процессов с учётом особенностей использования

гидравлической системы. По результатам исследования математической модели строятся графики зависимости исследуемых параметров.

На третьем этапе происходит определение допустимой концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости исходя из условий работы гидравлического привода и степени его ответственности.

На четвёртом этапе необходимо проверить концентрацию нерастворенного газа в рабочей жидкости исследуемого гидропривода. Проверку можно сделать любым из известных способов. Результаты четвёртого этапа необходимо сравнить с полученными при математическом моделировании и сделать выводы.

На пятом этапе необходимо выбрать дальнейшее действие, а именно:

- концентрация нерастворенного газа находится в допустимых значениях и ни каких действий не требуется;
- необходимо провести дегазацию рабочей жидкости;
- необходимо заменить или сменить рабочую жидкость.

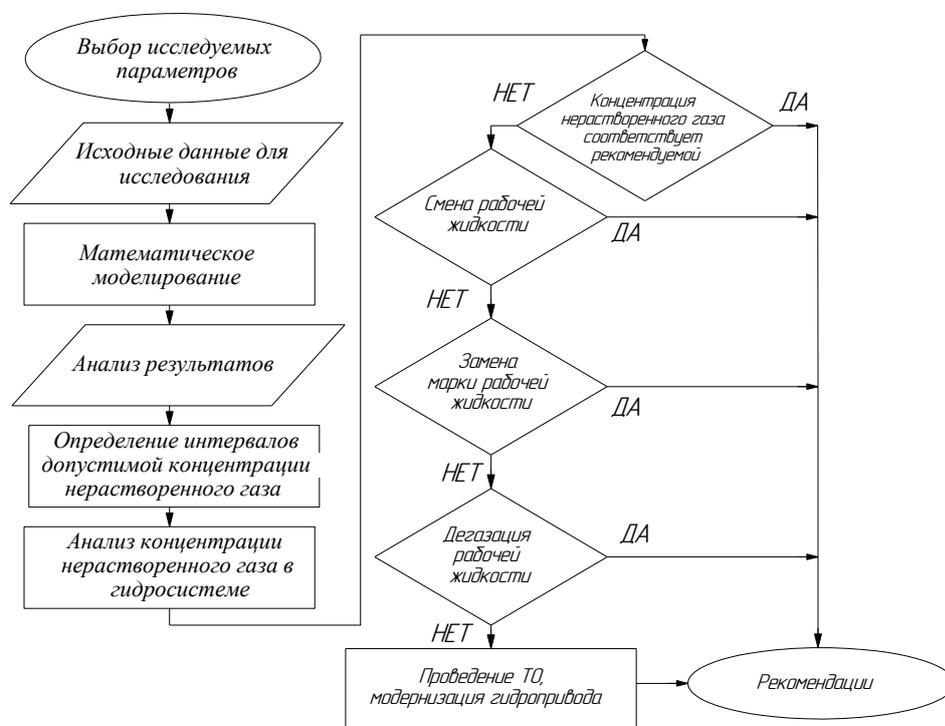


Рисунок 2.4 – Алгоритм контроля параметров гидравлического привода в зависимости от содержания газовой фазы в рабочей жидкости

Если после проведённых мероприятий удалось достигнуть положительного эффекта, то необходимо первое время контролировать концентрацию нерастворенного газа в рабочей жидкости системы. Если концентрация нерастворенного газа повышается, то необходимо провести техническое обслуживание системы с устранением возможных проблем в виде не герметичных соединений элементов гидропривода, нарушений герметичности валов и штоков гидравлических двигателей, наличие трещин на корпусах гидрооборудования и т. д. Если после проведения всех мероприятий не было выявлено неисправностей, а концентрация нерастворенного газа продолжает расти, то в этом случае необходимо принять комплекс мер к модернизации гидравлической системы.

2.4 Основные результаты и выводы

1. Зависимость модуля объёмной упругости смеси от давления не линейна, особенно при давлениях до 15 МПа.

2. Применение авторского метода позволяет найти ответы на поставленные вопросы:

- нужна ли дополнительная обработки рабочей жидкости;
- имеется ли необходимость применения дегазационных устройств;
- необходима или нет глубокая модернизация гидравлической системы;
- соответствуют или нет исследуемые параметры паспортным данным.

3. Расчёт динамики гидравлического привода с нагрузкой большой массы без учёта сжимаемости жидкости нельзя считать даже приближенным, так как такой расчёт является принципиально неправильным.

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОГО ГАЗА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА АГРЕГАТА УПА-60/80

Одним из методов контроля параметров гидравлического привода зависящих от концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости, является способ, основанный на методе математического моделирования динамических процессов гидравлического привода самоходных машин. Метод заключается в написании математической модели конкретного, исследуемого гидравлического привода, с построением зависимостей основных исследуемых параметров, с их анализом и получением рекомендаций по повышению эксплуатационных характеристик гидравлического привода.

В представленной главе рассмотрена:

- гидравлическая схема исследуемой установки;
- принцип действия гидравлической системы;
- разработана программа расчёта динамических процессов системы;
- разработана математическая модель исследуемых процессов;
- построены графики;
- представлены основные результаты и выводы.

3.1 Описание принципа работы выбранной части гидросистемы

Гидросистема агрегата УПА 60/80 состоит из двух контуров: монтажного и рабочего.

Монтажная линия используется в качестве привода гидравлических аутригеров, гидроцилиндров подъёма мачты и выдвижения верхней секции мачты, а рабочая – в качестве привода гидроротора, гидроключа, гидрораскрепителей, вспомогательной лебёдки.

3.1.1 Принцип работы гидросистемы

Основные характеристики гидросистемы представлены в таблице 3.1, при этом на давление в монтажной линии гидросистемы накладываются эксплуатационные ограничения – давление не превышает 17 (170) МПа (кгс/см²).

Гидросистема служит для питания гидравлических исполнительных механизмов. Рассмотрим принцип работы гидросистемы в целом (рисунок 3.1).

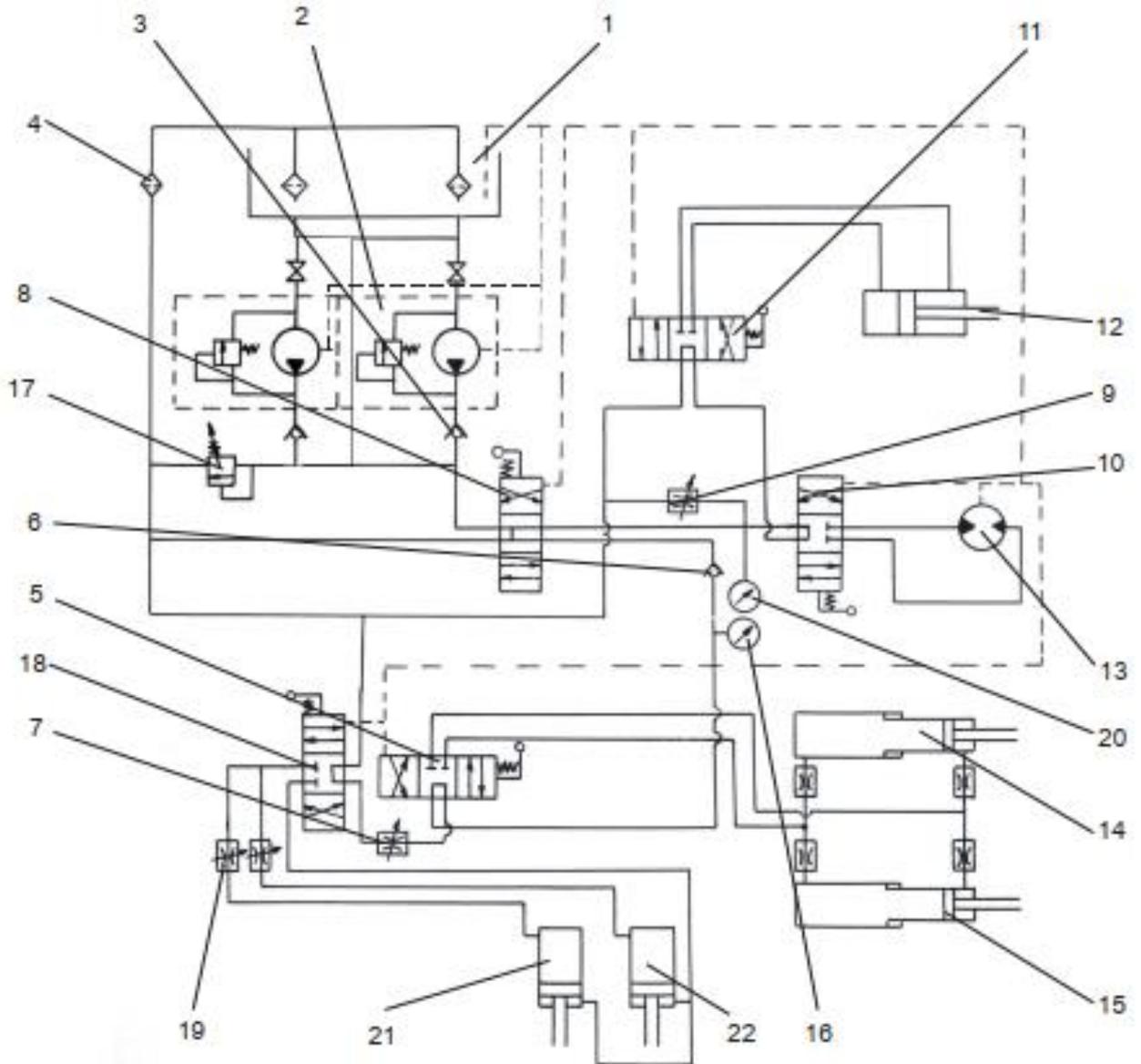
Из баков, объёмом 600 литров, масло по всасывающим шлангам поступает в насос-моторы, откуда по нагнетательному трубопроводу с установленными обратными клапанами модели Г51-35, (основные характеристики представлены в таблице 3.1), подаётся к реверсивному гидрораспределителю. Насос-моторы имеют клапанные коробки, предохраняющие систему от перегрузки.

Таблица 3.1 – Основные характеристики гидросистемы агрегата УПА 60/80

Монтажная линия	Тип насоса	шестеренный
	Номинальное давление, МПа (кгс/см ²), не более	15,7 (160)
	Номинальная подача, м ³ /с (л/мин)	833,5·10 ⁻⁶ (50)
Рабочая линия	Тип насосов	аксиально-поршневой
	Количество насосов, шт	2
	Номинальное давление, МПа (кгс/см ²), не более	19,6(200)
	Номинальная подача, м ³ /с (л/мин)	6168·10 ⁻⁶ (370)

От реверсивного гидрораспределителя масло поступает либо к гидрораспределителю, управляющему гидравлическими домкратами подъема мачты, либо к гидрораспределителю, управляющему работой насос-мотора гидроро-

тора или, при нейтральном положении последнего, к гидрораспределителю, управляющему работой гидрораскрепителя либо гидрофицированного ключа. Характеристики гидрораспределителей представлены в таблице 3.



1 – бак; 2 – насос-мотор с клапанной коробкой; 3, 6 – клапан обратный; 4 – фильтр; 5, 8, 10, 11, 18 – гидрораспределитель; 7, 9, 19 – вентиль игольчатый; 12 – гидрораскрепитель; 13 – насос-мотор ротора; 14 – домкрат гидравлический левый; 15 – домкрат гидравлический правый; 16, 20 – манометр; 17 – клапан предохранительный; 21 – аутригер гидравлический левый; 22 – аутригер гидравлический правый

Рисунок 3.1 – Гидросистема УПА 60/80

Сливные патрубки масляных баков оборудованы сетчатыми фильтрами Реготмас-661-1-05 объемом 0.006 м³. Из системы в баки масло проходит через фильтр тонкой очистки.

Таблица 3.3 – Характеристики гидрораспределителей агрегата УПА 60/80

Тип гидрораспределителя, характеристики	1PH2 03-B-64 УХЛ4	ВММ10- B-64 УХЛ4	BE 1064 Г24 УНМ ХЛ1
Номинальное давление, МПа	32	32	32
Условный проход, мм	20	10	10
Расход жидкости, л/мин	200	120	120
Масса, кг	15,9	3,8	6,3

3.2 Разработка программы расчета гидропривода

Предложенная расчётная схема наиболее полно отображает исследуемые параметры агрегата для освоения и ремонта скважин, так как именно гидравлически мотор имеет постоянное применение, в отличие от других элементов гидравлического привода, и является наиболее нагруженным при эксплуатации агрегата [38].

3.2.1 Нагрузка, действующая на ротор со стороны буровой колонны

Для проведения расчётов [33] на рисунке 3.2 представлена расчётная схема.

Рекомендуемый наружный диаметр бурильных труб вычисляется из выражения:

$$d_T = 0,6 \cdot D_D \quad (3.1)$$

где D_d - диаметр долота, мм.

Диаметр утяжеленных бурильных труб:

$$d_{УБТ} = 0,9 \cdot D_d \quad (3.2)$$

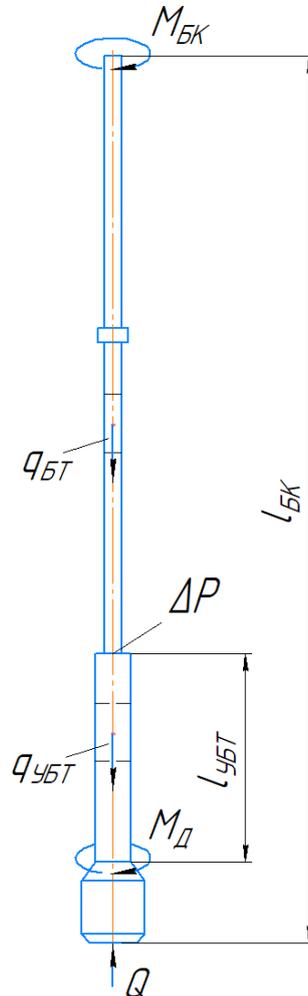


Рисунок 3.2 – Расчётная схема бурильной колонны

Длина секции УБТ при роторном способе бурения, состоящего из труб одного диаметра, определяется по формуле:

$$l_{УБТ} \geq (1,2 \div 1,25) \frac{Q}{q_{УБТ}} \quad (3.3)$$

где Q - осевая нагрузка на долото, кН;

$q_{УБТ}$ - вес 1 метра УБТ в буровом растворе, кН/м.

Растягивающая нагрузка в верхней части бурильной колонны от перепада давления на гидравлическом забойном двигателе $\Delta P_{ГЗД}$ и долоте $\Delta P_{Д}$ определяется как:

$$P_1 = (\Delta P_{ГЗД} + \Delta P_{Д}) F_T \quad (3.4)$$

где F_T - площадь сечения канала бурильной трубы, мм²:

$$F_T = \pi \frac{d_B^2}{4} \quad (3.5)$$

где d_B - диаметр внутреннего канала бурильной трубы, мм.

Растягивающая нагрузка в верхней части бурильной колонны от веса бурильных и утяжелённых бурильных труб:

$$P_2 = (l_{УБТ} \cdot q_{УБТ} + l_{БТ} \cdot q_{БТ}) \cdot \frac{\gamma_C - \gamma_{БР}}{\gamma_{БР}} \quad (3.6)$$

где $l_{БТ}$ - длина бурильных труб, м;

$q_{БТ}$ - вес 1 метра бурильной трубы, кг;

γ_C - удельный вес стали, г/см³;

$\gamma_{БР}$ - удельный вес бурового раствора, г/см³.

Напряжения растяжения с учётом запаса по нагрузке P_3 для ликвидации прихвата:

$$\sigma_P = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{F_T} \quad (3.7)$$

Крутящий момент для вращения бурильной колонны:

$$M_{БК} = 97400 \cdot \frac{N_{БК}}{n} \quad (3.8)$$

где n - частота вращения бурильной колонны, об/мин;

$N_{БК}$ - необходимая мощность на вращение бурильной колонны, кВт:

$$N_{БК} = 1,35 \cdot 10^{-3} \cdot L_{БК} \cdot d_T^2 \cdot n^{1,5} \cdot D_D^{0,5} \cdot \rho_{БР} \quad (3.9)$$

где $L_{БК}$ - длина бурильной колонны, м;

$\rho_{БР}$ - плотность бурового раствора, кг/м³.

Необходимый крутящий момент для вращения долота:

$$M_D = M_{уд} \cdot Q \quad (3.10)$$

где $M_{уд}$ - удельный момент на долоте, кгс/т.

Касательное напряжение при вращении бурильной колонны:

$$\tau = \frac{M_{БК} + M_D}{W_P} \quad (3.11)$$

где W_P - полярный момент сопротивления сечения бурильной трубы, см³:

$$W_P = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_H^4 - d_B^4}{D_H} \right) \quad (3.12)$$

где D_H - наружный диаметр бурильной трубы, мм.

Напряжение от изгиба бурильной колонны при потере продольной

устойчивости:

$$\sigma_{н1} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_0 \cdot f}{10^6 \cdot L^2 \cdot W_0} \quad (3.13)$$

где E - модуль упругости стали, кгс/см²;

J_0 - осевой момент инерции трубы, см⁴;

$$J_0 = \frac{\pi}{64} (D_H^4 - d_B^4) \quad (3.14)$$

f - расстояние между стенкой скважины и замками колонны, мм;

$$f = \frac{D_d - D_3}{2} \quad (3.15)$$

L - длина полуволны изгиба бурильной колонны, м;

W_0 - осевой момент сопротивления трубы, см³.

D_3 - диаметр замка бурильной колонны, мм.

$$L = \frac{10}{\omega} \sqrt{0,5 \cdot Z + \sqrt{0,25 \cdot Z^2 + \frac{E \cdot J_0 \cdot \omega^2}{10^7 \cdot q_{БТ}}}} \quad (3.16)$$

где ω - угловая скорость вращения бурильной колонны, об/мин;

Z - расстояние от расчётного до нейтрального сечения бурильной колонны, м;

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_H^4 - d_B^4}{D_H} \right) \quad (3.17)$$

искривлённом стволе скважины:

$$\sigma_{и2} = \frac{E \cdot J_0}{R \cdot W_0} \quad (3.18)$$

где R - радиус искривления скважины, см.

После проведения расчётов нагрузки на исполнительный двигатель гидросистемы необходимо перейти к математическому моделированию процессов гидравлического привода.

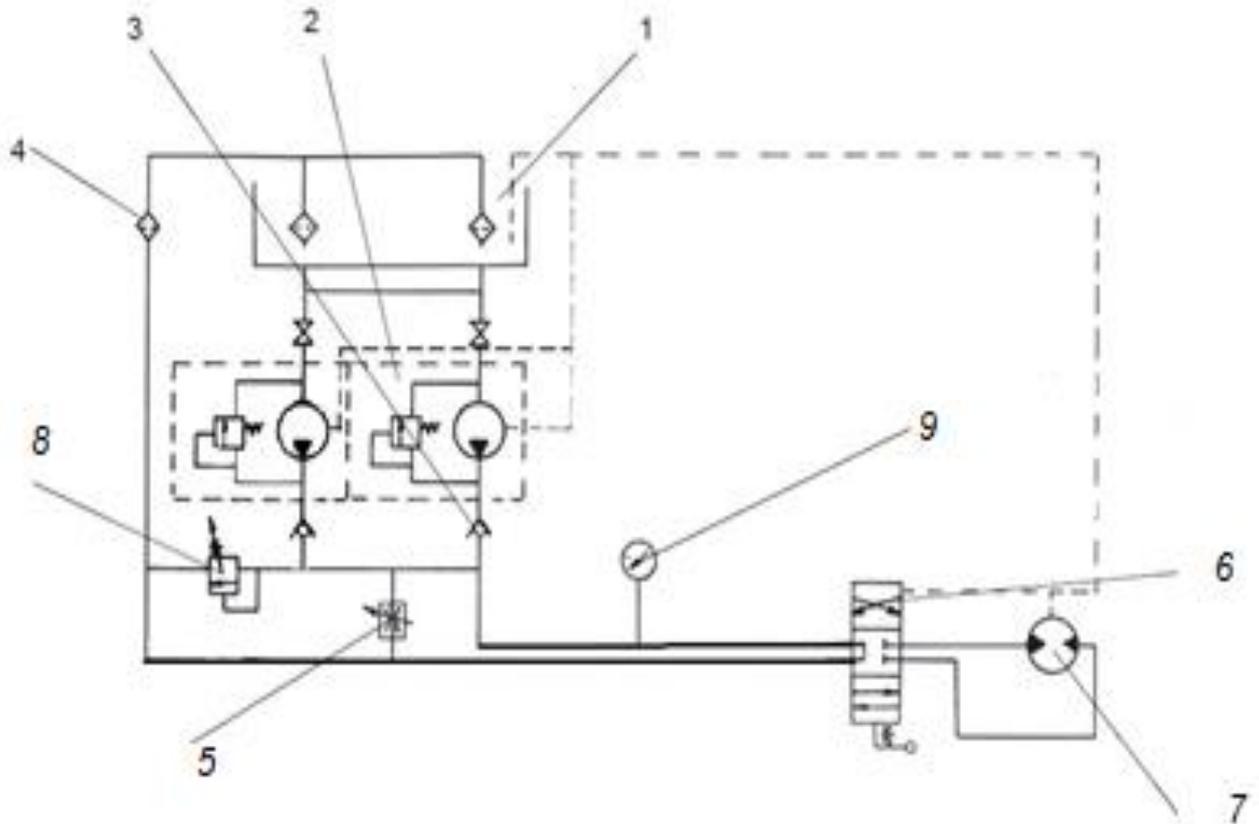
3.2.2 Разработка математической модели гидропривода установки для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин

Исследование влияния газосодержания на параметры гидропривода рассматривается на примере установки для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин УПА - 60\80.

Из бака 1 масло по всасывающему трубопроводу поступает в насосы 2, откуда по нагнетательному трубопроводу, подаётся к реверсивному гидрораспределителю 8, через обратные клапаны 3. Насос-моторы имеют клапанные коробки, предохраняющие систему от перегрузки. От реверсивного гидрораспределителя 8 масло поступает либо к гидрораспределителю 5, управляющему гидроцилиндрами (гидравлическими домкратами) 14 и 15 подъема мачты, либо к гидрораспределителю 10, управляющему работой гидромотора 13 гидроротора или, при нейтральном положении гидрораспределителя 10, к гидрораспределителю 11, управляющему работой гидроцилиндра (гидрораскрепителя) 12 либо гидрофицированного ключа. При нейтральном положении гидрораспределителя 5 с помощью гидрораспределителя 18 можно управлять работой гидроцилиндров 21 и 22 аутригеров.

Так как гидромотор 13 работает при отключенных гидроцилиндрах 12, 14, 15, 21 и 22, и в более нагруженных нестационарных режимах, поэтому исследуем влияние газосодержания на динамику гидропривода установки

УПА-60А при включенном гидромоторе 13. В этом случае исследование влияние газосодержания на динамику гидропривода можно проводить по упрощенной гидросхеме установки УПА - 60\80, приведенной на рисунке 3.3.



1 – бак; 2 – насос-мотор с клапанной коробкой; 3 – клапан обратный; 4 – фильтр; 5 – дроссель; 6 – гидрораспределитель; 7 – мотор ротора; 8 – клапан предохранительный; 9 – манометр

Рисунок 3.3 - Исследуемая гидросистема

При составлении математической модели гидропривода установки УПА-60\80 примем следующие допущения:

- угловая скорость вращения вала насоса постоянна. Это можно допустить если приводной двигатель имеет регулятор оборотов и обеспечивает постоянную частоту вращения выходного вала.

- длина гидравлических магистралей сравнительно небольшая и поэтому влиянием волновых процессов на динамику гидропривода можно пренебречь.

- длина всасывающих гидравлических магистралей (от бака до насосов)

небольшая и их гидравлическим сопротивлением пренебрегаем.

Уравнение расходов для напорной гидравлической магистрали [9, 10, 55] (от насосов до гидромотора) можно записать в следующем виде:

$$2Q_H = 2Q_K + Q_M + Q_{сж1}, \quad (3.19)$$

где Q_H – подача одного насоса, м³/с;

Q_K – расход жидкости через предохранительный клапан, м³/с;

Q_M – расход жидкости на входе в гидромотор, м³/с;

$Q_{сж1}$ – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали, м³/с.

Подача насоса зависит от его рабочего объема и угловой скорости вращения вала:

$$Q_H = \frac{V_H \omega_H}{2\pi} \left[1 - (1 - \eta_{о.н}) \frac{p_{н2}}{p_{ном.н}} \right], \quad (3.20)$$

где V_H – рабочий объем насоса, равный изменению объема его полостей при повороте ротора на один оборот, м³;

ω_H – угловая скорость вращения вала насоса;

$\eta_{о.н}$ – объемный коэффициент полезного действия насоса;

$p_{н2}$ – давление на выходе из насоса, Па;

$p_{ном.н}$ – номинальное давление на выходе из насоса, Па.

Расход жидкости через предохранительный клапан с коническим затвором и кромочным седлом можно определить по формуле (9):

$$Q_K = \mu_K \pi [d_K - (h \sin 2\beta) / 2] h \sin \beta \sqrt{\frac{2(p_{к1} - p_{к2})}{\rho}}, \quad (3.21)$$

где μ_K – коэффициент расхода щели клапана;

d_K – диаметр подводящего канала клапана, м;

h – открытие дросселирующей щели клапана, м;

β – угол образующего конуса дросселирующей щели клапана;

$p_{к1}$ – давление на входе в клапан, можно принять равным давлению на выходе из насоса $p_{н2}$, так как длина трубопровода, соединяющего клапан с насосом, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением, Па;

$p_{к2}$ – давление на выходе из клапана, можно принять равным давлению на свободной поверхности жидкости в баке $p_б$, так как длина трубопровода, соединяющего клапан с баком, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Расход жидкости на входе в гидромотор зависит от его рабочего объёма и угловой скорости вращения вала:

$$Q_M = \frac{V_M \omega_M}{2\pi} \left[1 + \left(\frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{M1}}{p_{ном.м}} \right], \quad (3.22)$$

где V_M – рабочий объем гидромотора, равный изменению объёма его полостей при повороте ротора на один оборот, м³;

ω_M – угловая скорость вращения вала гидромотора;

$\eta_{о.м}$ – объемный коэффициент полезного действия гидромотора;

p_{M1} – давление на входе в гидромотор, Па;

$p_{ном.м}$ – номинальное давление на входе в гидромотор, Па.

Расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$Q_{сж1} = \frac{V_{1л} + V_{1м}}{E_{пр1}} \frac{dp_{M1}}{dt}, \quad (3.23)$$

где $V_{1л}$ – объем жидкости в напорной гидравлической магистрали, м³;

$V_{1м}$ – объем полостей гидромотора, соединённых с напорной гидравлической магистралью, м³;

$E_{пр1}$ – приведённый модуль упругости в напорной гидравлической магистрали, Па.

Приведённый модуль упругости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$E_{пр1} = \frac{B_{см1}}{1 + \frac{d_1 B_{см1}}{\delta_1 E_1}}, \quad (3.24)$$

где $B_{см1}$ – модуль объёмной упругости смеси в напорной гидравлической магистрали;

d_1 – внутренний диаметр напорного трубопровода, м;

δ_1 – толщина стенки напорного трубопровода, м;

E_1 – модуль упругости материала стенки напорного трубопровода, Па.

Модуль объёмной упругости смеси в напорной гидравлической магистрали зависит от давления и газосодержания в напорной гидравлической магистрали [31]:

$$B_{см1} = \frac{(1 - \alpha_{г1}) \sqrt[n]{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap_{м1})} + \alpha_{г1} \left(\frac{p_0}{p_{м1}}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{г1}}{B_{ж.0} + Ap_{м1}} \sqrt[n]{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap_{м1})} + \frac{\alpha_{г1}}{np_{м1}} \left(\frac{p_0}{p_{м1}}\right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (3.25)$$

Уравнение расходов для сливной гидравлической магистрали (от гидромотора до бака) можно записать в следующем виде:

$$\frac{V_M \omega_M}{2\pi} = Q_{сл} + Q_{сж2}, \quad (3.26)$$

где $Q_{сл}$ – расход рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали, м³/с;

$Q_{сж2}$ – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали, м³/с.

Расход рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали можно найти по соотношению:

$$Q_{\text{сл}} = \mu_{\text{сл}} S_{\text{сл}} [2(p_{\text{м2}} - p_{\text{б}} - \Delta p_{\text{ин.сл}} + \rho g z_{\text{м2}}) / \rho]^{1/2}, \quad (3.27)$$

где $\mu_{\text{сл}}$ – коэффициент расхода сливного трубопровода;

$S_{\text{сл}}$ – площадь поперечного сечения сливного трубопровода, м²;

$\Delta p_{\text{ин.сл}}$ – изменения давления в сливной магистрали, вызванные инерцией жидкости, Па;

$z_{\text{м2}}$ – высота центра выходного патрубка гидромотора, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке, м.

Коэффициент расхода сливного трубопровода можно определить по формуле:

$$\mu_{\text{сл}} = (\alpha_{\text{сл}} + \lambda_{\text{сл}} l_{\text{сл}} / d_{\text{сл}} + \xi_{\text{сл}})^{-1/2}, \quad (3.28)$$

где $\alpha_{\text{сл}}$ – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения в поперечном сечении сливной гидравлической магистрали;

$\lambda_{\text{сл}}$ – гидравлический коэффициент трения в напорной гидравлической магистрали;

$l_{\text{сл}}$ – длина сливной магистрали, м;

$d_{\text{сл}}$ – внутренний диаметр сливного трубопровода, м;

$\xi_{\text{сл}}$ – коэффициент местного сопротивления в сливной гидравлической магистрали.

Изменения давления в сливной магистрали, вызванные инерцией жидкости, определяются соотношением:

$$\Delta p_{\text{ин.сл}} = \rho l_{\text{сл}} \frac{dv_{\text{сл}}}{dt}. \quad (3.29)$$

где $v_{\text{сл}}$ – скорость жидкости в сливной гидравлической магистрали.

Расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$Q_{сж2} = \frac{V_{2л} + V_{2м}}{E_{пр2}} \frac{dp_{м2}}{dt}, \quad (3.30)$$

где $V_{2л}$ – объем сливной гидравлической магистрали, м³;

$V_{2м}$ – объем полостей гидромотора, соединённых со сливной гидравлической магистралью, м³;

$E_{пр2}$ – приведенный модуль упругости в сливной гидравлической магистрали, Па;

$p_{м2}$ – давление на выходе из гидромотора, Па.

Приведённый модуль упругости в сливной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$E_{пр2} = \frac{B_{см2}}{1 + \frac{d_2 B_{см2}}{\delta_2 E_2}}, \quad (3.31)$$

где $B_{см2}$ – модуль объёмной упругости смеси в сливной гидравлической магистрали;

d_2 – внутренний диаметр сливного трубопровода;

δ_2 – толщина стенки сливного трубопровода;

E_2 – модуль упругости материала стенки сливного трубопровода.

Модуль объёмной упругости смеси в сливной гидравлической магистрали зависит от давления и газосодержания в сливной гидравлической магистрали:

$$B_{см2} = \frac{(1 - \alpha_{г2})^A \sqrt{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap_{м2})} + \alpha_{г2} \left(\frac{p_0}{p_{м2}}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{г2}}{B_{ж.0} + Ap_{м2}} \sqrt{(B_{ж.0} + Ap_0)/(B_{ж.0} + Ap_{м2})} + \frac{\alpha_{г2}}{n p_{м2}} \left(\frac{p_0}{p_{м2}}\right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (3.32)$$

Давление на выходе из насоса зависит от давления на входе в гидромотор, потерь давления в напорной магистрали и изменений давления в напорной магистрали, вызванных инерцией жидкости:

$$p_{н2} = p_{м1} + \Delta p_{н} + \Delta p_{ин.н} + \rho g z_{м1}, \quad (3.33)$$

где $\Delta p_{н}$ – потери давления в напорной гидравлической магистрали, Па;

$\Delta p_{ин.н}$ – изменения давления в напорной магистрали, вызванные инерцией жидкости, Па;

$z_{м1}$ – высота центра входного патрубка гидромотора, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке, м.

Потери давления в напорной гидравлической магистрали можно найти по формуле:

$$\Delta p_{н} = \left(\lambda_{н} \frac{l_{н}}{d_{н}} + \xi_{н} \right) \frac{\rho v_{н}^2}{2}, \quad (3.34)$$

где $\lambda_{н}$ – гидравлический коэффициент трения в напорной гидравлической магистрали;

$l_{н}$ – длина напорной магистрали, м;

$d_{н}$ – внутренний диаметр напорного трубопровода, м;

$\xi_{н}$ – коэффициент местного сопротивления в напорной гидравлической магистрали;

$v_{н}$ – скорость жидкости в напорной гидравлической магистрали, м/с.

Изменения давления в напорной магистрали, вызванные инерцией жидкости, определяются соотношением:

$$\Delta p_{ин.н} = \rho l_{н} \frac{dv_{н}}{dt}. \quad (3.35)$$

Скорость жидкости в напорной гидравлической магистрали, пренебрегая расходом $Q_{сж1}$, можно найти из соотношения (2.4.1):

$$v_H = \frac{4Q_M}{\pi d_H^2}. \quad (3.36)$$

Уравнение движения вала насоса можно записать в виде:

$$J_{пр.н} \frac{d\omega_H}{dt} = M_{пр.дв} - 2M_H, \quad (3.37)$$

где $J_{пр.н}$ – суммарный приведенный к валу насоса момент инерции ротора приводного двигателя и ротора коробки отбора мощности, вычисленный с учетом момента инерции ротора самого насоса;

ω_H – угловая скорость вращения вала насоса;

$M_{пр.дв}$ – приведенный к валу насоса крутящий момент приводного двигателя;

M_H – потребный момент вращения вала насоса, н·м.

Суммарный приведенный к валу насоса момент инерции определяется соотношением:

$$J_{пр.н} = 2J_H + (J_{p1} + J_{p2}) \left(\frac{\omega_{p1}}{\omega_H}\right)^2 + J_{дв} \left(\frac{\omega_{дв}}{\omega_H}\right)^2, \quad (3.38)$$

где J_H – момент инерции ротора насоса;

J_{p1} – момент инерции ротора коробки отбора мощности, передающей движение от вала приводного двигателя к валу коробки отбора мощности;

J_{p2} – момент инерции первичного вала (с учётом момента инерции шестерён закреплённых на нем) раздаточного редуктора, передающего движение к валу насоса;

ω_{p1} – угловая скорость вращения ротора коробки отбора мощности;

$\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения ротора приводного двигателя.

Потребный момент вращения вала насоса можно определить по формуле:

$$M_H = \frac{V_H(p_{H2} - p_{H1})}{2\pi\eta_{г.н}}, \quad (3.39)$$

где $\eta_{г.н}$ – гидромеханический коэффициент полезного действия насоса.

Уравнение движения вала гидромотора можно записать в виде:

$$J_{пр} \frac{d\omega_M}{dt} = M_M - M_{пр}, \quad (3.40)$$

где $J_{пр}$ – приведённый к валу гидромотора момент инерции рабочего органа, приводимого в движение гидромотором, вычисленный с учётом момента инерции ротора самого гидромотора;

ω_M – угловая скорость вращения вала гидромотора;

M_M – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

$M_{пр}$ – приведённый к валу гидромотора момент от действия нагрузки.

Приведённый к валу гидромотора момент инерции рабочего органа определяется соотношением:

$$J_{пр.м} = J_M + J_{р3} \left(\frac{\omega_{р2}}{\omega_M} \right)^2 + (J_{р4} + J_{р.о}) \left(\frac{\omega_{р.о}}{\omega_M} \right)^2, \quad (3.41)$$

где J_M – момент инерции ротора гидромотора, Н/м;

$J_{р3}$ – момент инерции ротора первой ступени редуктора, передающего движение от вала гидромотора к ротору рабочего органа, Н/м;

$J_{р4}$ – момент инерции ротора второй ступени редуктора, передающего движение от вала гидромотора к ротору рабочего органа, Н/м;

$J_{р.о}$ – момент инерции ротора рабочего органа, Н/м;

$\omega_{р2}$ – угловая скорость вращения ротора первой ступени редуктора;

$\omega_{р.о}$ – угловая скорость вращения ротора рабочего органа.

Крутящий момент на валу гидромотора можно определить по формуле:

$$M_M = \frac{V_M(p_{M1} - p_{M2})}{2\pi} \eta_{Г.М}, \quad (3.42)$$

где $\eta_{Г.М}$ – гидромеханический коэффициент полезного действия гидромотора.

Уравнение движения клапана можно записать в виде:

$$m_k \frac{d^2 h}{dt^2} = S_k(p_{k1} - p_{k2})\psi_k - F_{пр}, \quad (3.43)$$

где m_k – коэффициент расхода щели клапана;

S_k – площадь поперечного сечения подводящего канала клапана;

p_{k1} – давление на входе в клапана;

p_{k2} – давление на выходе из клапана;

ψ_k – экспериментальный коэффициент клапана;

$F_{пр}$ – сила пружины.

Силу пружины можно определить по линейной зависимости:

$$F_{пр} = F_{пр.0} + c_{пр}h, \quad (3.44)$$

где $F_{пр.0}$ – сила предварительного сжатия пружины;

$c_{пр}$ – жёсткость пружины.

Систему уравнений (3.45) - (3.48) можно привести к форме Коши:

$$\frac{d}{dt} \varphi = \omega; \quad (3.45)$$

$$\frac{d}{dt} \omega = \frac{1}{J_{пр.м}} \cdot (M_m - M_c); \quad (3.46)$$

$$\frac{d}{dt} p_1 = \frac{B(p_1, \alpha)}{V_1} \cdot \left(Q_1(t, p_1) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \omega \right); \quad (3.47)$$

$$\frac{d}{dt} p_2 = \frac{B(p_2, \alpha)}{V_2} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_m - Q_2(t, p_2) \right), \quad (3.48)$$

где $B(p, \alpha)$ - модуль упругости рабочей жидкости зависящий от давления p и относительного объёма нерастворенного газа α , Па (3.49):

$$B(p, \alpha) = \frac{(1 - \alpha) \cdot \left(\frac{B_{f.o} + A \cdot p_a}{B_{f.o} + A \cdot p} \right)^{\frac{1}{A}} + \alpha \cdot \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{1}{k}}}{\frac{1 - \alpha}{B_{f.o} + A \cdot p} \cdot \left(\frac{B_{f.o} + A \cdot p_a}{B_{f.o} + A \cdot p} \right)^{\frac{1}{A}} + \frac{\alpha}{k \cdot p} \cdot \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{1}{k}}} \quad (3.49)$$

$J_{pr.m}$ - приведённый суммарный момент инерции гидротора, к валу гидромотора, Н/м;

M_m - момент, развиваемый гидромотором при номинальном перепаде давления, Н·м;

$$M_m = \frac{V_m \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi} \quad (3.50)$$

M_c - момент сопротивления от времени, приведённого к валу гидромотора, равный (3.51):

$$M_c(t) = M_{m0} \cdot (\cos(0,1 \cdot t + \pi) + 1) \cdot (t_0 \leq t) \quad (3.51)$$

p_1 - давление на входе в гидромотор, Па;

p_2 - давление на выходе из гидромотора, Па;

Q_1 - расход в напорном трубопроводе, равный (3.52):

$$Q_1(t, p_1) = k_1(t, p_1) \cdot x(t) \cdot \sqrt{|p_{k0} - p_1|} \cdot \text{sign}(p_{k0} - p_1); \quad (3.52)$$

Q_2 - расход в сливном трубопроводе, равный (3.53):

$$Q_2(t, p_2) = k_2(t, p_2) \cdot x(t) \cdot \sqrt{|p_2 - p_a|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_a) \quad (3.53)$$

φ – угол поворота вала гидромотора; ω – угловая скорость вала гидромотора.

Для решения системы уравнений заданы начальные условия:

$$\varphi(t_0) = \varphi_0 = 0;$$

$$\omega(t_0) = \omega_0 = 0;$$

$$p_1(t_0) = p_{10} = p_k = 16 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_2(t_0) = p_{20} = p_{\text{сл}} = 10^5 \text{ Па}.$$

На рисунках 3.4, 3.5, 3.6 приведены результаты расчёта математического моделирования динамики гидропривода установки УПА-60А при изменении нагрузки от минимального значения до максимального значения по линейному закону.

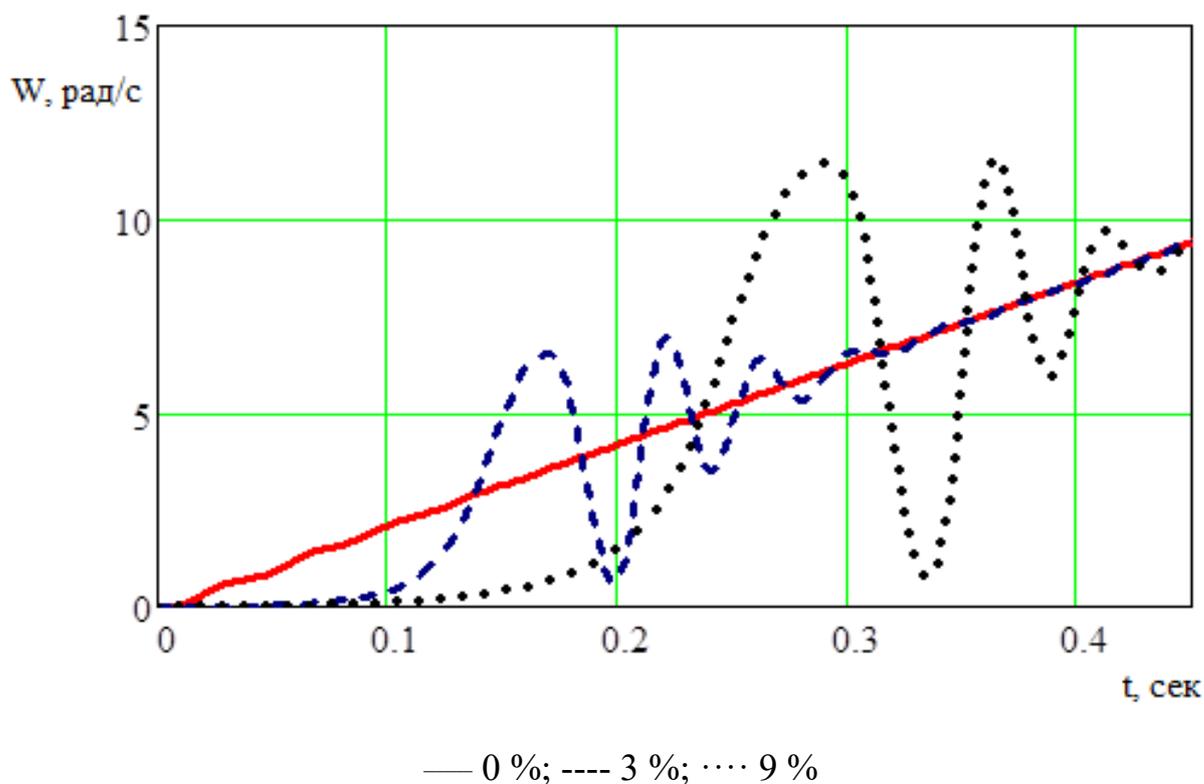


Рисунок 3.4 - Изменение угловой скорости вала гидромотора в зависимости от времени и концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости

Из графиков следует, что увеличение количества содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости оказывает влияние на характер изменения параметров гидропривода. При увеличении содержания нерастворенного газа от 0 до 9 % уменьшается частота колебаний угловой скорости вала гидромотора и увеличивается время переходного процесса (рисунок 3.4), аналогично ведут себя давление на входе в гидромотор (рисунок 3.5) и давление на выходе из гидромотора (рисунок 3.6).

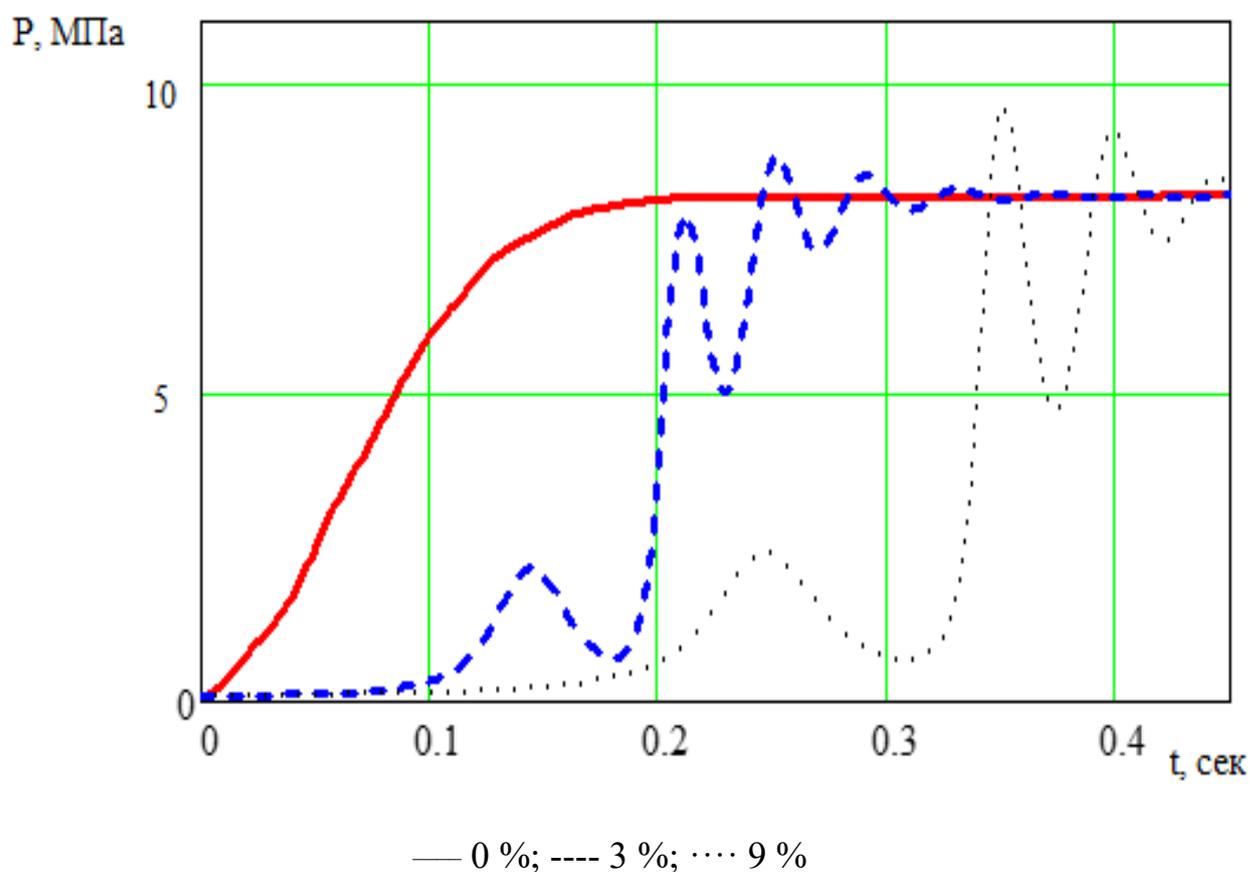


Рисунок 3.5 - Изменение давления на входе в гидромотор в зависимости от времени и концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости

Анализ результатов математического моделирования процессов в гидроприводе установки УПА - 60\80 позволяет на стадии проектирования, технического обслуживания и модернизации гидравлического привода исследовать влияние нерастворенного газа на параметры гидропривода.

Предложенная методика позволяет выбрать оптимальные значения параметров гидравлического привода, таких как допустимая концентрация нерастворенного газа, определяющего характер изменения динамических процессов в гидравлическом приводе.

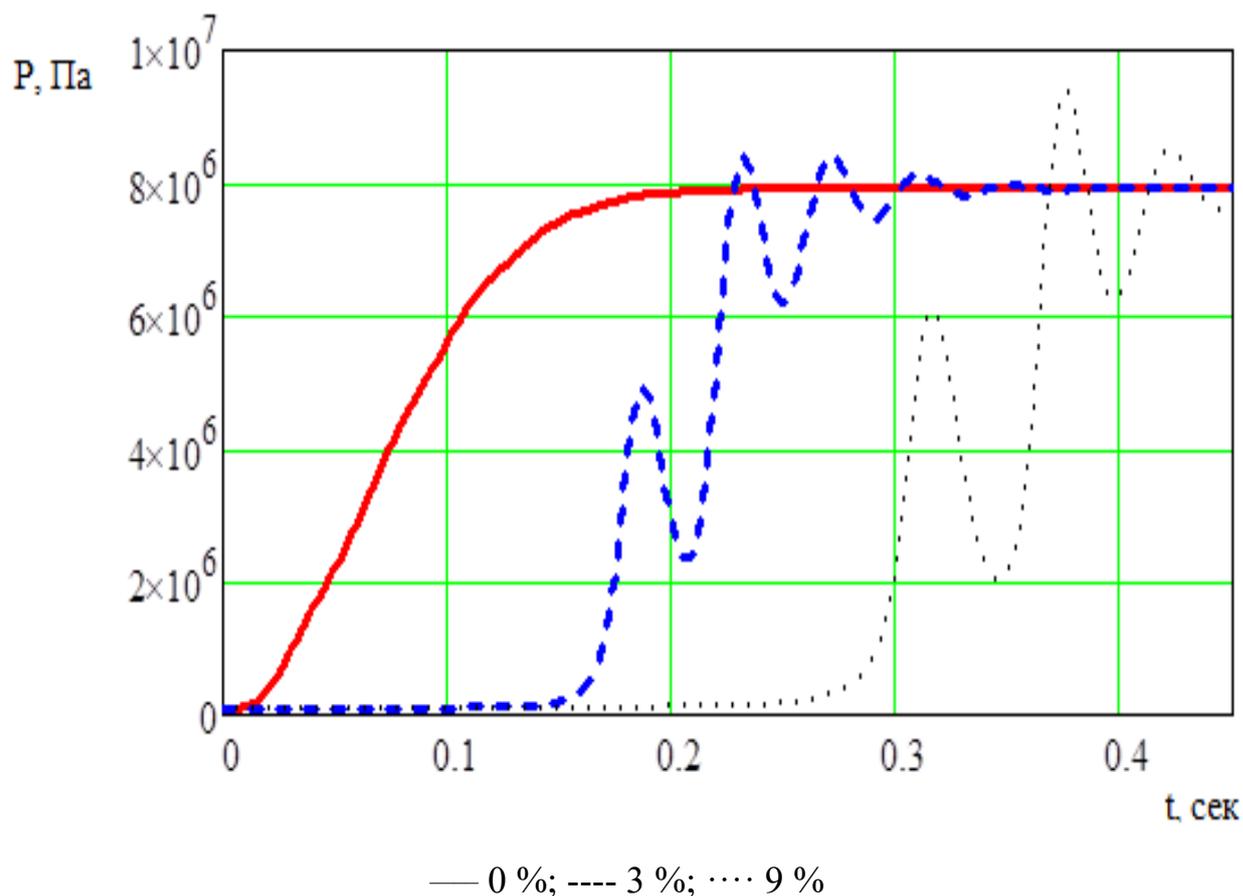


Рисунок 3.6 - Изменение давления на выходе из гидромотора в зависимости от времени и концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости

Наибольшее влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости проявляется в начальный период вращения вала гидромотора.

3.3 Полученные результаты и выводы

Основные выводы, сделанные по главе:

- результаты моделирования показывают, что при увеличении нагрузки на вал гидромотора со стороны рабочего органа наличие нерастворенного газа в

рабочей жидкости приводит к уменьшению частоты колебаний угловой скорости вала гидромотора, давления на входе в гидромотор и на выходе из гидромотора и к увеличению времени переходного процесса.

- наибольшее влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости проявляется в начальный период вращения вала гидромотора;

- результаты математического моделирования процессов в гидроприводе позволяют на стадии проектирования исследовать влияние нерастворенного газа на параметры гидропривода.

ГЛАВА 4 МЕТОДИКА КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОЙ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА.

В представленной главе проводились исследования зависимости параметров гидравлического привода от концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости. Рассмотрены следующие вопросы:

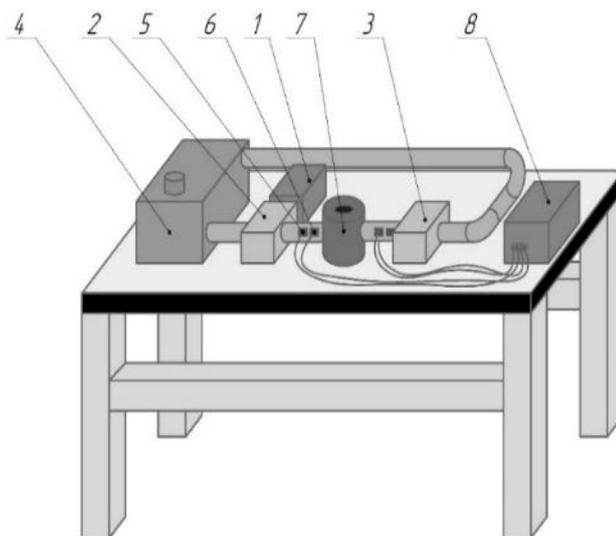
- предложена методика проведения контроля и диагностирования гидравлического оборудования;
- спроектировано и предложено устройство диагностирования;
- разработана математическая модель устройства диагностирования (стенда);
- на основе решения математической модели получены зависимости параметров (давление, скорость потока жидкости) от газосодержания в рабочей жидкости;
- представлены контрольно - измерительные приборы, используемые при проведении эксперимента;
- проведено экспериментальное исследование;
- проведено сравнение экспериментальных данных и данных полученных при анализе результатов математической модели;
- произведена обработка результатов экспериментальных исследований;
- представлены основные результаты и выводы.

При исследовании влияния газосодержания в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода использовалось устройство диагностирования, разработанное на кафедре «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» института нефти и газа Сибирского федерального университета. Исследование рабочего процесса проводилось на стенде при техническом содействии предприятия «Северная геологоразведочная экспедиция – филиал ОАО «Красноярскгеология».

Экспериментальные работы выполнялись в лабораториях кафедры «Технологические машины и оборудование» Политехнического института СФУ и на испытательных стендах производства «Северная геологоразведочная экспедиция – филиал ОАО «Красноярскгеология», конструктивно доработанных под цели исследований.

4.1 Описание конструкции стенда для определения влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода

Для определения влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода было разработано устройство, конструкция которого базируется на авторских технических решениях (Пат. RU 196575 Российская Федерация, МПК G01N 7/00. «Стенд для измерения объёма нерастворенного газа в рабочих жидкостях гидросистем» / Лунев А.С., Заковряжин М. В., Андрейчиков И.В., Дунаева С.П., Афанасов В.И.; заявитель и патентообладатель ФГАОУ «Сибирский федеральный университет». – 2019142805; заявл. 17.12.2019; опубл. 05.03.2020, Бюл. №7).



1 – двигатель; 2 – насос; 3 – мотор; 4 – бак; 5 – датчик давления; 6 – расходомер; 7 – регулируемый дроссель; 8 – регистратор

Рисунок 4.1 – Структурная схема предложенного стенда

Предложенный стенд (принципиальная структурная схема стенда представлена на рисунке 4.1), позволяет измерять параметры гидравлического привода (номинальное давление, расход жидкости и т.д. в соответствии ГОСТ 52543 – 2006) при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости и при разных режимах работы гидравлического привода.

Стенд сконструирован [41] на площадях предприятия «Северная геологоразведочная экспедиция – филиал ОАО «Красноярскгеология»». При проведении эксперимента выполнялись все требования по безопасности труда и пожарной безопасности. Стенд установлен в отапливаемом помещении со средней температурой 20 °С и выполнен из двух независимых блоков.

Измерения влияния нерастворенного газа на параметры гидравлического привода проводились с использованием электрических приборов фиксации. Предложенный на рисунке 4.2 стенд позволяет производить измерения основных параметров гидравлического оборудования при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости.



Рисунок 4.2 – Стенд для проведения исследований

Первый блок включает в себя электродвигатель марки АИР100S4 (основные

характеристики в таблице 4.3) с редуктором, насос аксиально – поршневой марки 310.56.03.06 (основные характеристики в таблице 4.1), гидравлический бак на 250 литров, ступенчатый дроссель (авторский патент № 73714), направляющая, регулирующая гидроаппаратура и демпфер для сглаживания пульсаций давления (авторский патент № 67675).

Таблица 4.1 - Технические характеристики гидронасоса 310.3.56.03.06

Наименование параметра	Значение параметра
Типоразмер	56
Рабочий объем V_g , см ³ /об	56
Частота вращения вала n , об/мин	
- минимальная n_{min}	400
- номинальная n_{nom}	1800
- максимальная n_{max} , при давлении на входе 0,08МПа	2500
- предельная n_{peak} , при давлении на входе 0,2МПа	3750
Подача Q , л/мин	
- минимальная Q_{min}	22,40
- номинальная Q_{nom}	84,00
- максимальная Q_{max}	140,00
- предельная Q_{peak}	210,00
Давление нагнетания P , МПа	
- номинальное P_{nom}	20
- максимальное рабочее P_{max} для насосов типа 210, 310.3	35
- максимальное рабочее P_{max} для насосов типа 310.4	40
Мощность потребляемая N , кВт	
- номинальная N_{nom} (при n_{nom} , P_{nom})	46,66
- максимальная N_{max} (при n_{max} , P_{max}) для насосов типа 210, 310.3	81,66
- максимальная N_{max} (при n_{max} , P_{max}) для насосов типа 310.4	93,33
Крутящий момент приводной T , Нм	
- номинальный T_{nom} (при P_{nom})	187,63
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для насосов типа 210, 310.3	328,36
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для насосов типа 310.4	375,38
Коэффициент подачи	0,95
КПД гидромеханический	96 %
КПД полный	91 %
Масса, кг	17

Во втором блоке установлен гидравлический мотор марки 210.12.00.00 (технические характеристики указаны в таблице 4.2) и тормозной диск, для имитации нагрузки на гидромотор. В гидравлической системе, в качестве рабочей жидкости используется масло марки - МГ15Вс.

Таблица 4.2- технические характеристики гидромотора 210.12.00.03

Наименование параметра	Значение параметра
Типоразмер	12
Рабочий объем V_g , см ³ /об	11,6
Частота вращения вала n , об/мин	
- минимальная n_{min}	400
- номинальная n_{nom}	2400
- максимальная n_{max} , при давлении на входе 0,08 МПа	4000
- предельная n_{peak} , при давлении на входе 0,2 МПа	6000
Подача Q , л/мин	
- минимальная Q_{min}	4,64
- номинальная Q_{nom}	27,84
- максимальная Q_{max}	46,40
- предельная Q_{peak}	69,60
Давление нагнетания P , МПа	
- номинальное P_{nom}	20
- максимальное рабочее P_{max} для насосов типа 210, 310.3	32
- максимальное рабочее P_{max} для насосов типа 310.4	-
Мощность потребляемая N , кВт	
- номинальная N_{nom} (при n_{nom} , P_{nom})	15,46
- максимальная N_{max} (при n_{nom} , P_{nom}) для насосов типа 210, 310.3	24,74
- максимальная N_{max} (при n_{nom} , P_{nom}) для насосов типа 310.4	-
Крутящий момент приводной T , Нм	
- номинальный T_{nom} (при P_{nom})	38,86
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для насосов типа 210, 310.3	62,19
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для насосов типа 310.4	-
Коэффициент подачи	0,95
КПД гидромеханический	96 %
КПД полный	91 %
Масса, кг	4

Блоки между собой не закреплены для удобства расположения стенда при проведении эксперимента и для удобства обслуживания.

Таблица 4.3 - основные характеристики электродвигателя АИР100S4

АИР100S4	
Частота вращения поля статора	1500 об/мин
Скорость вращения вала	1410 оборотов
Тип	Асинхронный
Напряжение питания	Трехфазное, 220/380 вольт
Монтажное исполнение	Лапы/фланец/комбинированное
Номинальный ток	6,8 А
Момент инерции	0,01 кг·м ²
Уровень шума	до 64 дБ
КПД	82,6 %

Гидравлические линии диаметром 20 мм. выполнены из металлического трубопровода и обёрнуты в изоляционный материал.

4.2 Разработка математической модели гидропривода стенда

На рисунке 4.3 приведена гидравлическая схема стенда. На схеме изображены двигатель 1, регулируемый насос 2, гидромотор 3 с реверсом вращения вала, переливной клапан 12, защищающий гидролинии от давлений выше допустимых (каждая из них может оказаться напорной). Бак 4 предназначен для хранения рабочей жидкости. Для контроля параметров системы используются датчики давления 5, расходомеры 6, термометр 9. Для изменения давления в исследуемой системе используется регулируемый дроссель 7. Для дегазации рабочей жидкости установлено авторское дегазационное устройство 11.

При математическом описании переходных процессов, протекающих в гидроприводе, примем следующие допущения:

- течение жидкости считается одномерным;
- температура жидкости постоянная;
- волновыми процессами можно пренебречь [22, 40];
- гидравлические коэффициенты трения и местных сопротивлений можно

$$M_d - M_n = J_{\text{пр.н}} \frac{d\omega_n}{dt}, \quad (4.2)$$

где M_d – крутящий момент двигателя, приведённый к валу насоса, Н·м;

M_n – сопротивления со стороны насоса, возникающий при вращении вала насоса;

$J_{\text{пр.н}}$ – суммарный момент инерции, приведённый к валу насоса;

ω_n – угловая скорость вала насоса.

Зависимость крутящего момента двигателя от угловой скорости можно найти в справочниках. Приближённо зависимость крутящего момента двигателя от угловой скорости будем описывать линейной зависимостью:

$$M_d(\omega_n) = M_{d,\text{max}} - K_d \omega_n \quad (4.3)$$

где $M_{d,\text{max}}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя, приведённого к валу насоса;

K_d – коэффициент скоростной характеристики двигателя.

Момент сопротивления M_n можно определить по формуле:

$$M_n = \frac{V_n(p_2 - p_1)}{2\pi\eta_{г.н}}, \quad (4.4)$$

где V_n – рабочий объем насоса, м³;

p_2 – давление на выходе из насоса, Па;

p_1 – давление на входе в насос, Па;

$\eta_{г.н}$ – гидромеханический КПД насоса.

Приведенный момент инерции $J_{\text{пр.н}}$ можно определить по формуле:

$$J_{\text{пр.н}} = J_n + J_d, \quad (4.5)$$

где J_n – момент инерции ротора насоса;

J_d – момент инерции ротора двигателя, приведенный к валу насоса.

Уравнение движения вала гидромотора:

$$M_M - M_c = J_{\text{пр.м}} \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (4.6)$$

где M_M – крутящий момент на валу гидромотора;

M_c – момент сопротивления, приведенный к валу гидромотора;

$J_{\text{пр.м}}$ – суммарный момент инерции, приведенный к валу гидромотора;

ω_M – угловая скорость вала гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора M_M можно определить по формуле:

$$M_M = \frac{V_M(p_3 - p_4)\eta_{\text{г.м}}}{2\pi}, \quad (4.7)$$

где V_M – рабочий объем гидромотора, м³;

p_3 – давление на входе в гидромотор, Па;

p_4 – давление на выходе из гидромотора, Па;

$\eta_{\text{г.м}}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Момент сопротивления M_c можно определить по формуле:

$$M_c(t) = M_{c0} \sin(\omega t), \quad (4.8)$$

где M_{c0} – постоянная составляющая момента сопротивления, приведённая к валу гидромотора;

t – время, с;

ω – круговая частота.

Приведённый момент инерции $J_{\text{пр.м}}$ можно определить по формуле

$$J_{\text{пр.м}} = J_M + J_c, \quad (4.9)$$

где J_m – момент инерции ротора гидромотора;

J_c – суммарный приведённый к валу гидромотора момент инерции деталей и узлов, приводимых в движение валом гидромотора.

Уравнения баланса объёмных расходов запишем для всасывающей, напорной и сливной гидролиний:

$$Q_1 = Q_n + Q_{сж1}; \quad (4.10)$$

$$Q_n = Q_2 + Q_{у.н} + Q_k + Q_{сж2} \quad (4.11)$$

$$Q_2 = Q_m + Q_{у.м} + Q_{сж3}; \quad (4.12)$$

$$Q_m = Q_3 + Q_{сж4} \quad (4.13)$$

где Q_1 – объёмный расход жидкости во всасывающей гидролинии, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_n – теоретическая (идеальная) подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{сж1}$ – расход является составляющей объёмного расхода во всасывающей гидролинии, который связан с сжимаемостью жидкости на входе в насос, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_2 – объёмный расход жидкости в напорной гидролинии, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{у.н}$ – объёмный расход утечек жидкости в насосе, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_k – объёмный расход жидкости через переливной клапан, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{сж2}$ – расход является составляющей объёмного расхода в напорной гидролинии, который связан с сжимаемостью жидкости на выходе из насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_m – теоретический (идеальный) расход через гидромотор, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{у.м}$ – объёмный расход утечек жидкости в гидромоторе, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{сж3}$ – расход является составляющей объёмного расхода в напорной гидролинии, который связан с сжимаемостью жидкости на входе в гидромотор, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_3 – объёмный расход жидкости в сливной гидролинии, м³/с;

$Q_{сж4}$ – расход является составляющей объёмного расхода в сливной гидролинии, который связан с сжимаемостью жидкости на выходе из гидромотора, м³/с.

Объёмные расходы Q_1 , Q_2 и Q_3 можно выразить через скорости жидкости в гидролиниях

$$Q_1 = S_1 v_1; \quad (4.14)$$

$$Q_2 = S_2 v_2; \quad (4.15)$$

$$Q_3 = S_3 v_3, \quad (4.16)$$

где S_1 , S_2 и S_3 – площади поперечного сечения соответственно всасывающего, напорного и сливного трубопровода, м²;

v_1 , v_2 и v_3 – средние скорости жидкости соответственно во всасывающем, напорном и сливном трубопроводе, м/с.

Идеальную подачу насоса можно найти по формуле:

$$Q_H = V_H \omega_H / 2\pi. \quad (4.17)$$

Идеальный расход через гидромотор найти по формуле:

$$Q_M = V_M \omega_M / 2\pi. \quad (4.18)$$

Объёмные расходы $Q_{сж1}$, $Q_{сж2}$ и $Q_{сж3}$ определяются соотношениями:

$$Q_{сж1} = \frac{(V_1 + 0,5 \cdot V_H) dp_1}{B_{см1} dt}; \quad (4.19)$$

$$Q_{\text{СЖ2}} = \frac{0,5 \cdot (V_{\text{H}} + V_2) dp_2}{B_{\text{СМ2}} dt}; \quad (4.20)$$

$$Q_{\text{СЖ3}} = \frac{0,5 \cdot (V_2 + V_{\text{M}}) dp_3}{B_{\text{СМ3}} dt}; \quad (4.21)$$

$$Q_{\text{СЖ4}} = \frac{(0,5 \cdot V_{\text{M}} + V_3) dp_4}{B_{\text{СМ4}} dt}; \quad (4.22)$$

где V_1 , V_2 и V_3 – объёмы соответственно всасывающего, напорного и сливного трубопровода, м³;

V_{H} и V_{M} – рабочие объёмы соответственно насоса и гидромотора, м³;

$B_{\text{СМ1}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в насос из всасывающего трубопровода, Па;

$B_{\text{СМ2}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в напорный трубопровод из насоса, Па;

$B_{\text{СМ3}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в гидромотор из напорного трубопровода, Па;

$B_{\text{СМ4}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в сливной трубопровод из гидромотора, Па.

Модули объёмной упругости смеси жидкости и воздуха $B_{\text{СМ1}}$, $B_{\text{СМ2}}$, $B_{\text{СМ3}}$ и $B_{\text{СМ4}}$ определяются соотношениями:

$$B_{\text{СМ1}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{Г1}}) \sqrt[n]{(B_{\text{ж.0}} + Ap_0)/(B_{\text{ж.0}} + Ap_1)} + \alpha_{\text{Г1}} \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{\text{Г1}}}{B_{\text{ж.0}} + Ap_1} \sqrt[n]{(B_{\text{ж.0}} + Ap_0)/(B_{\text{ж.0}} + Ap_1)} + \frac{\alpha_{\text{Г1}}}{np_1} \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}; \quad (4.23)$$

$$B_{\text{СМ2}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{Г2}}) \sqrt[n]{(B_{\text{ж.0}} + Ap_0)/(B_{\text{ж.0}} + Ap_2)} + \alpha_{\text{Г2}} \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{\text{Г2}}}{B_{\text{ж.0}} + Ap_2} \sqrt[n]{(B_{\text{ж.0}} + Ap_0)/(B_{\text{ж.0}} + Ap_2)} + \frac{\alpha_{\text{Г2}}}{np_2} \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}}; \quad (4.24)$$

$$B_{\text{см3}} = \frac{(1-\alpha_{\text{г3}})^A \sqrt{(B_{\text{ж.0}}+Ap_0)/(B_{\text{ж.0}}+Ap_3)} + \alpha_{\text{г3}} \left(\frac{p_0}{p_3}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1-\alpha_{\text{г3}}}{B_{\text{ж.0}}+Ap_3} A \sqrt{(B_{\text{ж.0}}+Ap_0)/(B_{\text{ж.0}}+Ap_3)} + \frac{\alpha_{\text{г3}}}{np_3} \left(\frac{p_0}{p_3}\right)^{\frac{1}{n}}}, \quad (4.25)$$

$$B_{\text{см4}} = \frac{(1-\alpha_{\text{г3}})^A \sqrt{(B_{\text{ж.0}}+Ap_0)/(B_{\text{ж.0}}+Ap_4)} + \alpha_{\text{г3}} \left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1-\alpha_{\text{г3}}}{B_{\text{ж.0}}+Ap_4} A \sqrt{(B_{\text{ж.0}}+Ap_0)/(B_{\text{ж.0}}+Ap_4)} + \frac{\alpha_{\text{г3}}}{np_4} \left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}}}, \quad (4.26)$$

где $\alpha_{\text{г1}}$, $\alpha_{\text{г2}}$, $\alpha_{\text{г3}}$ и $\alpha_{\text{г4}}$ – объёмные содержания газа в жидкости соответственно на входе в насос, на выходе из насоса, на входе в гидромотор и на выходе из гидромотора;

$B_{\text{ж.0}}$ – модуль объёмной упругости жидкости при атмосферном давлении p_0 , Па;

A – коэффициент, зависящий от типа жидкости и температуры;

n – показатель политропы.

Расходы утечек жидкости в насосе и в гидромоторе можно найти из соотношений:

$$Q_{\text{у.н}} = Q_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{о.н}}) \frac{p_2}{p_{\text{ном.н}}}; \quad (4.27)$$

$$Q_{\text{у.м}} = Q_{\text{м}} \left(\frac{1 - \eta_{\text{о.м}}}{\eta_{\text{о.м}}} \right) \frac{p_3}{p_{\text{ном.м}}}; \quad (4.28)$$

где $\eta_{\text{о.н}}$ – объёмный КПД насоса;

$p_{\text{ном.н}}$ – номинальное давление насоса, Па;

$\eta_{\text{о.м}}$ – объёмный КПД гидромотора;

$p_{\text{ном.м}}$ – номинальное давление гидромотора, Па.

Расход жидкости через переливной клапан можно определить по формуле

$$Q_{\text{к}} = \mu_{\text{к}} \pi d_{\text{к}} h_{\text{к}} \sin \beta \sqrt{\frac{2(p_{\text{к1}} - p_{\text{к2}})}{\rho}}, \quad (4.29)$$

где μ_k – коэффициент расхода щели клапана;

d_k – диаметр подводящего канала клапана, м;

h_k – открытие дросселирующей щели клапана, м;

β – угол образующего конуса дросселирующей щели клапана;

p_{k1} – давление на входе в клапан, можно принять равным давлению на выходе из насоса p_2 , так как длина трубопровода, соединяющего клапан с насосом, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением, Па;

p_{k2} – давление на выходе из клапана, можно принять равным давлению на свободной поверхности жидкости в баке p_0 , так как длина трубопровода, соединяющего клапан с баком, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Перемещение клапана h_k можно найти из уравнения равновесия клапана:

$$S_k(p_{k1} - p_{k2})\psi_k - F_{пр.0} - c_{пр}h_k = 0, \quad (4.30)$$

где S_k – площадь поперечного сечения подводящего канала клапана, м²;

ψ_k – экспериментальный коэффициент клапана;

$F_{пр.0}$ – сила предварительного сжатия пружины, Н;

$c_{пр}$ – жесткость пружины.

Связь между давлением p_0 на свободной поверхности жидкости в баке и давлением p_1 на входе в насос для турбулентного режима течения жидкости можно найти из соотношения:

$$p_0 = \rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + p_{c1} + \rho l_1 \frac{dv_1}{dt}, \quad (4.31)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости в баке, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

z_1 – высота центра входного патрубка насоса, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке (изменением положения свободной поверхности жидкости в баке пренебрегаем), м;

p_{c1} – потери давления во всасывающей гидролинии на трение и в местных сопротивлениях, Па;

l_1 – длина всасывающей гидролинии, м.

Связь между давлением p_2 на выходе из насоса и давлением p_3 на входе в гидромотор для турбулентного режима течения жидкости можно найти из соотношения:

$$\rho g z_2 + p_2 = \rho g z_3 + p_3 + p_{c2} + \rho l_2 \frac{dv_2}{dt}, \quad (4.32)$$

где z_2 – высота центра выходного патрубка насоса, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке, м;

z_3 – высота центра входного патрубка гидромотора, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке, м;

p_{c2} – потери давления в напорной гидролинии на трение и в местных сопротивлениях, Па;

l_2 – длина напорной гидролинии, м.

Связь между давлением p_4 на выходе из гидромотора и давлением p_0 на свободной поверхности жидкости в баке для турбулентного режима течения жидкости можно найти из соотношения:

$$\rho g z_4 + p_4 + \frac{\rho v_3^2}{2} = p_0 + p_{c3} + \rho l_3 \frac{dv_3}{dt}, \quad (4.33)$$

где z_4 – высота центра выходного патрубка гидромотора, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке, м;

p_{c3} – потери давления в сливной гидролинии на трение и в местных сопротивлениях, Па;

l_3 – длина сливной гидролинии, м.

Потери давления во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях можно найти по формулам:

$$p_{c1} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \xi_1 \right) \frac{\rho v_1^2}{2}; \quad (4.34)$$

$$p_{c2} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_2 \right) \frac{\rho v_2^2}{2}; \quad (4.35)$$

$$p_{c3} = \left(\lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \xi_3 \right) \frac{\rho v_3^2}{2}, \quad (4.36)$$

где λ_1 , λ_2 и λ_3 – гидравлические коэффициенты трения соответственно во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях;

d_1 , d_2 и d_3 – внутренние диаметры соответственно во всасывающем, напорном и сливном трубопроводах, м;

ξ_1 , ξ_2 и ξ_3 – коэффициенты местных сопротивлений соответственно во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях.

Система уравнений (4.37) - (4.45) представляет математическую модель гидропривода. Для расчёта на ЭВМ математическую модель удобнее привести к форме Коши:

$$\frac{d\omega_H}{dt} = \frac{1}{J_{пр.н}} \left(M_{д.макс} - K_d \omega_H - \frac{V_H(p_2 - p_1)}{2\pi\eta_{г.н}} \right), \quad (4.37)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{B_{см2}}{0,5 \cdot (V_H + V_2)} \left[V_H \omega_H / 2\pi - S_2 v_2 - Q_H (1 - \eta_{о.н}) \frac{p_2}{p_{ном.н}} - Q_K \right]; \quad (4.38)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{B_{см1}}{(V_1 + 0,5 \cdot V_H)} [S_1 v_1 - V_H \omega_H / 2\pi]; \quad (4.39)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{\rho l_2} [p_2 - p_3 + \rho g(z_2 - z_3) - p_{c2}], \quad (4.40)$$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{\rho l_1} \left(p_0 - p_1 - p_{c1} - \rho g z_1 - \frac{\rho v_1^2}{2} \right), \quad (4.41)$$

$$\frac{d\omega_M}{dt} = \frac{1}{J_{\text{пр.м}}} \left[\frac{V_M(p_3 - p_4)\eta_{\text{г.м}}}{2\pi} - M_c \right], \quad (4.42)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{B_{\text{см3}}}{0,5 \cdot (V_2 + V_M)} \left(S_2 v_2 - V_M \omega_M / 2\pi - Q_M \left(\frac{1 - \eta_{\text{о.м}}}{\eta_{\text{о.м}}} \right) \frac{p_3}{p_{\text{ном.м}}} \right); \quad (4.43)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{B_{\text{см4}}}{(0,5 \cdot V_M + V_3)} (V_M \omega_M / 2\pi - S_3 v_3), \quad (4.44)$$

$$\frac{dv_3}{dt} = \frac{1}{\rho l_3} \left(\rho g z_4 + \frac{\rho v_3^2}{2} + p_4 - p_0 - p_{\text{с3}} \right), \quad (4.45)$$

где: ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$J_{\text{пр.м}}$ – суммарный момент инерции, приведённый к валу гидромотора;

$\eta_{\text{г.н}}$ – гидромеханический КПД насоса;

V_1 , V_2 и V_3 – объёмы соответственно всасывающего, напорного и сливного трубопровода, м³;

$V_{\text{н}}$ и $V_{\text{м}}$ – рабочие объёмы соответственно насоса и гидромотора, м³;

$B_{\text{см1}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в насос из всасывающего трубопровода, Па;

$B_{\text{см2}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в напорный трубопровод из насоса, Па;

$B_{\text{см3}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в гидромотор из напорного трубопровода, Па;

$B_{\text{см4}}$ – модуль объёмной упругости смеси жидкости и воздуха, поступающей в сливной трубопровод из гидромотора, Па;

S_1 , S_2 и S_3 – площади поперечного сечения соответственно всасывающего, напорного и сливного трубопровода, м²;

v_1 , v_2 и v_3 – средние скорости жидкости соответственно во всасывающем, напорном и сливном трубопроводе, м/с;

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с;

$Q_{\text{м}}$ – расход жидкости через гидромотор, м³/с;

Q_k – расход жидкости через предохранительный клапан, м³/с;

p_1 и p_2 – давление на входе в насос и выходе из насоса, Па;

p_3 и p_4 – давление на входе в гидромотор и выходе из гидромотора, Па.

Для решения системы уравнений задаём начальные условия:

$$\omega_H(t_0) = \omega_{H0} = 158 \text{ рад/с};$$

$$p_2(t_0) = p_{20} = 16 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$p_1(t_0) = p_{10} = 9 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$v_1(t_0) = v_{10} = 3.7 \text{ м/с};$$

$$v_2(t_0) = v_{20} = 3.5 \text{ м/с};$$

$$p_3(t_0) = p_{30} = 16 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$p_4(t_0) = p_{40} = 1.1 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$v_3(t_0) = v_{30} = 3.2 \text{ м/с.}$$

На рисунке 4.4 и 4.5 приведены результаты расчётов математической модели гидропривода с разомкнутой циркуляцией жидкости.

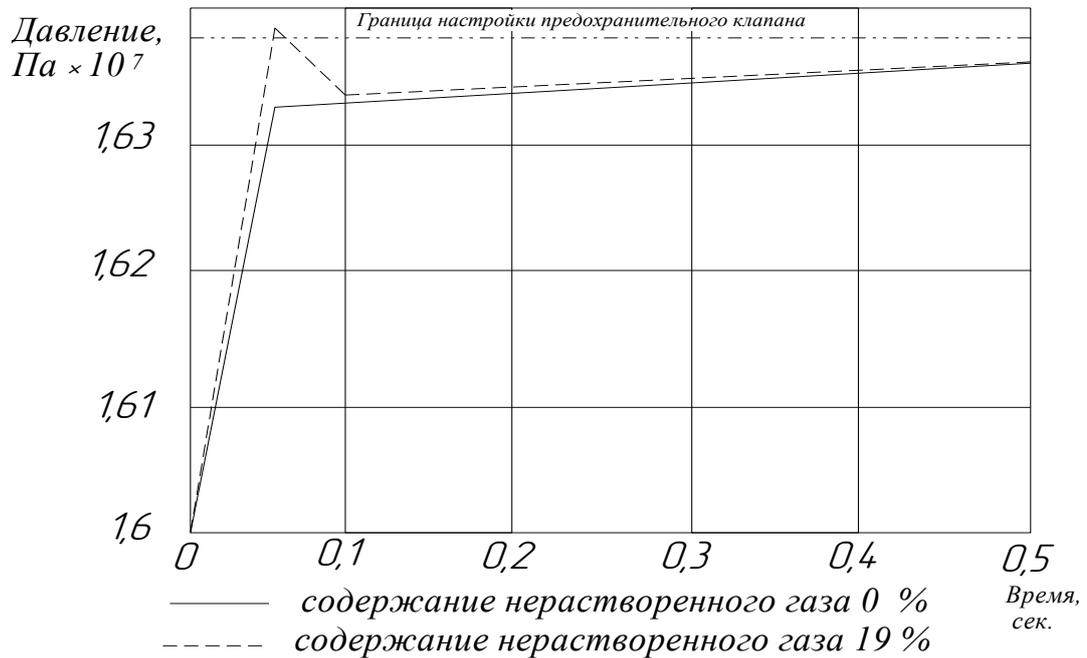


Рисунок 4.4 - Зависимость изменения давления насоса, при различной концентрации нерастворенного газа, по результатам математического моделирования

Из графиков следует, что увеличение количества содержания нерастворенного

газа в рабочей жидкости оказывает влияние на характер изменения параметров гидропривода.

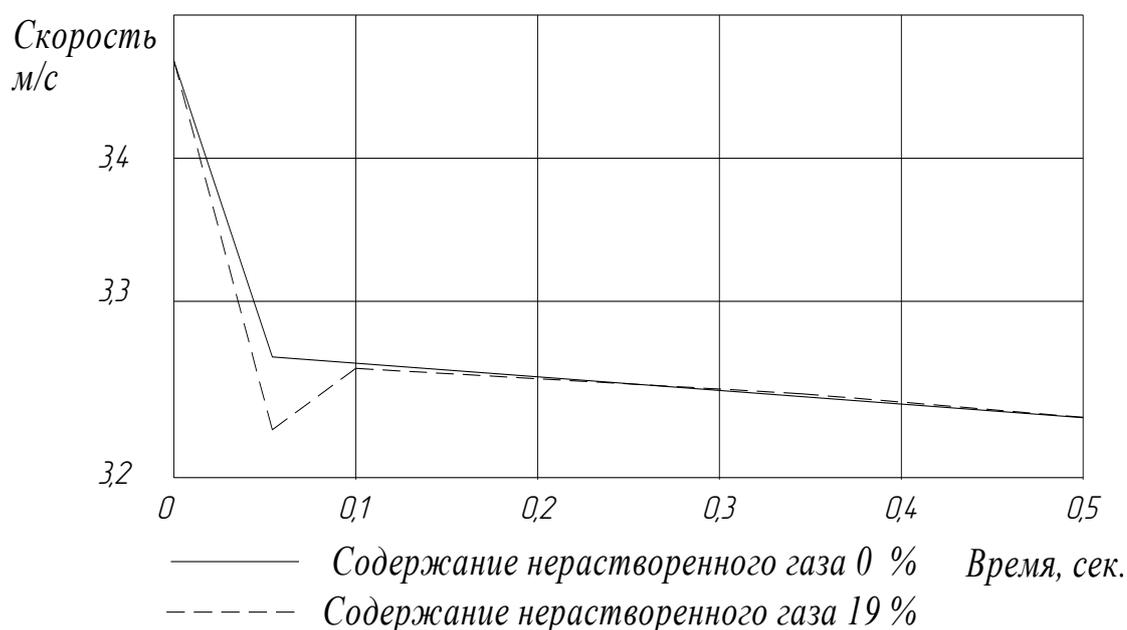


Рисунок 4.5 - Зависимость изменения скорости течения жидкости в напорной магистрали, при различной концентрации не растворенного газа, по результатам математического моделирования

При увеличении содержания не растворенного газа от 0 до 19 % на графике зависимость давления на выходе из насоса от времени появляется локальный максимум (рисунок 4.4). При увеличении содержания не растворенного газа от 0 до 19 % на графике зависимость скорости в напорной магистрали от времени появляется локальный минимум (рисунок 4.5).

4.3 Методика проведения контроля и диагностирования гидравлического оборудования

В представленной методике изложена организация проведения экспериментальных исследований для контроля параметров гидравлического оборудования с использованием стенда на основе авторского патента.

Приведены рекомендации по выбору оптимальной концентрации

нерастворенного газа для конкретных элементов гидравлической системы, даны основные характеристики используемого оборудования и описание технических средств и методов контроля.

На рисунке представлена общая структурная схема проведения контроля и диагностирования гидравлического оборудования.

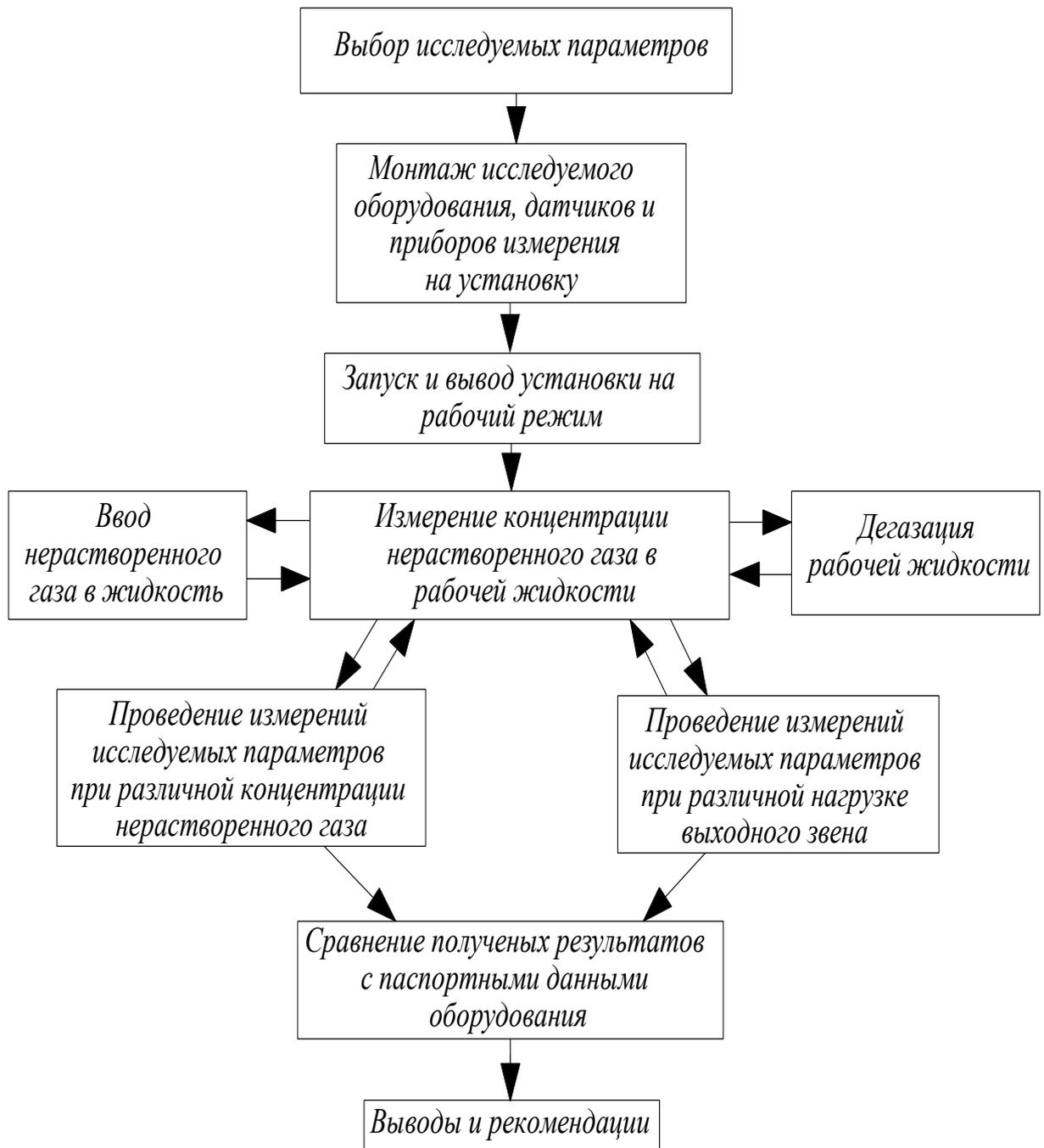


Рисунок 4.6 – Общая структурная схема проведения контроля и диагностирования гидравлического оборудования

Объектом контроля являются параметры гидравлического оборудования.

Настоящая методика устанавливает правила контроля параметров элементов гидравлического привода и проведения экспериментальных исследований.

Методика может быть использована для проверки работоспособности гидравлического оборудования, получение характеристик после ремонта, получение эталонных характеристик. Предложенная установка и методика может быть использована для исследования переходных процессов, происходящих в гидравлическом приводе при имитации нестационарных режимов работы.

4.3.1 Организация контроля параметров и проведение экспериментальных исследований

Организация контроля параметров гидравлического привода подразумевает:

- определение целей и исследуемых параметров оборудования;
- монтаж и демонтаж исследуемого оборудования;
- монтаж и демонтаж применяемых датчиков контроля параметров;
- отбор пробы рабочей жидкости;
- определение концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости;
- определение основных параметров гидравлического привода (номинальное давление, расход жидкости и т.д.);
- занесение полученных результатов в таблицу отчёта.

Определение целей и исследуемых параметров оборудования производится до начала выполнения работ на стенде.

Монтаж и демонтаж исследуемого оборудования производится в соответствии с требованиями безопасности при обслуживании гидравлического привода в соответствии с ГОСТ Р 52543-2006.

Монтаж и демонтаж осуществляется на выключенном стенде, в нагнетательных и сливных трубопроводах не должна присутствовать рабочая жидкость, стенд должен быть обесточен. Монтаж и демонтаж должен осуществляться квалифицированным персоналом с использованием специального инструмента и оборудования.

Применяемые датчики контроля давления и расхода монтируются в специально отведённые места в соответствии с требованиями монтажа указанными в руководстве по эксплуатации прибора HMG 3000.

Отбор проб для измерения концентрации нерастворенного газа производится из гидравлического бака стенда после прогрева рабочей жидкости до рабочей температуры в 70 °С, измерения проводятся непосредственно у стенда сразу же после отбора проб.

При измерении концентрации газа используются специальные методы и технические средства (прибор ИРКУТ, технический шприц, вакуумметр мерная ёмкость). Анализ количества нерастворенного газа проводится при атмосферном давлении, путём заполнения мерной ёмкости, отстаивания и измерения полученного объёма жидкости.

Для искусственного повышения концентрации нерастворенного газа необходимо использовать компрессор, линию нагнетания которого необходимо установить под уровень рабочей жидкости в баке стенда и производить нагнетание воздуха до необходимой для исследования концентрации нерастворенного газа.

Режимы работы гидравлического привода установки возможно имитировать двумя способами:

- при помощи регулируемого дросселя;
- при помощи торможения выходного вала гидравлического двигателя, что позволяет имитировать нагрузку на выходное звено.

После запуска стенда и прогрева рабочей жидкости до рабочей температуры, производятся первые замеры параметров гидравлического привода. Замеры необходимо произвести без нагрузки стенда, для сравнения с

эталонными результатами, ранее полученных при проведении экспериментальных исследований. При включении регулируемого дросселя происходит изменение давления в системе, а, следовательно, параметры системы меняются, необходимо замерить каждый параметр (5 замеров) и получить усреднённые значения. При необходимости проверки гидравлического двигателя под нагрузкой, необходимо использовать электрический тормоз, установленный на выходной вал.

Контролируемые параметры могут фиксироваться постоянно в режиме реального времени.

4.3.2 Применяемые приборы и технические средства контроля

Перед проведением эксперимента стенд работает в холостом режиме до достижения температуры рабочей жидкости 70°C . После достижения рабочей температуры в гидравлической системе производились необходимые замеры основных параметров – давление и расход жидкости. После запуска электрического двигателя, насос подаёт рабочую жидкость к основным потребителям, а именно в гидравлический мотор, для имитации нагрузки ступенчатый дроссель переводится в рабочее положение, тем самым повышая сопротивление для течения рабочей жидкости. В этот момент происходит скачкообразные изменения давления и скорость течения жидкости в системе, которые фиксируются приборами. Для контроля скорости течения жидкости, давления и температуры использовалось портативное измерительное устройство, применяемое для выполнения измерений в гидравлических и пневматических системах мобильного и промышленного применения - НМГ 3000 (рисунок 4.7).

Применяемые датчики давления (рисунок 4.8), температуры и объёмного расхода, имеют технические характеристики, представленные в таблице 4.4. Устройство НМГ 3000 распознает эти датчики автоматически и самостоятельно выполняет все необходимые настройки устройства.



Рисунок 4.7 - Портативное измерительное устройство HMG 3000

Преобразователь давления модель HDA 4748-N-0250-000 применяется для преобразования аналогового сигнала в цифровой, с последующей обработкой на ЭВМ при помощи специальной программы. Датчики монтируются на гидравлические линии, в которых необходимо контролировать давление.

Общий вид используемых датчиков давления представлен на рисунке 4.8.



Рисунок 4.8 – Используемые датчики модель HDA 4748-N-0250-000

Датчик температуры (рисунок 4.9) предназначен для измерения температуры окружающей среды путём преобразования измеренной величины в цифровой сигнал и передачи его на внешнее устройство или систему. Датчик температуры – это электронное устройство, имеющее в своём составе термочувствительный элемент (преобразователь температуры), заключённый в герметичный корпус, интерфейсный кабель. Датчик устанавливался в гидравлический бак для контроля температуры рабочей жидкости.



Рисунок 4.9 – Датчик температуры ETS 4548-N-000

Для определения скорости течения жидкости применялись расходомеры. Определение скорости производилось при помощи сертифицированной программы, поставляемой с применяемым оборудованием



Рисунок 4.10 - Преобразователь расхода (расходомер) модель EVS 3108-N-0300-000

Измеряемые значения и соответствующая единица измерения отображаются на ЖК-индикаторе в удобном формате. Кроме того, устройство HMG 510 даёт возможность передавать накопленные значения вышеупомянутых датчиков в ПК.

Таблица 4.4 – Технические характеристики применяемых датчиков

Регистратор HMG 3000		
Датчик давления	Датчик температуры	Преобразователь расхода (расходомер)
Диапазон измерений от 0 до 25 МПа	Диапазон измерений от -25 до +100 С	Диапазон измерений от 15 до 300 л/мин
Модель HDA 4748-H-0250-000	Модель ETS 4548-H-000	Модель EVS 3108-H-0300-000
Отн. погр. $\leq \pm 0,15\%$	Отн. погр. $\leq \pm 1.5\%$	Отн. погр. $\leq \pm 0.2\%$

При помощи компьютерного программного обеспечения CMWIN компании HYDAC сохранённые измеренные значения датчиков можно отображать на экране ПК в форме кривой или таблицы, анализировать, обрабатывать, обобщать и архивировать.

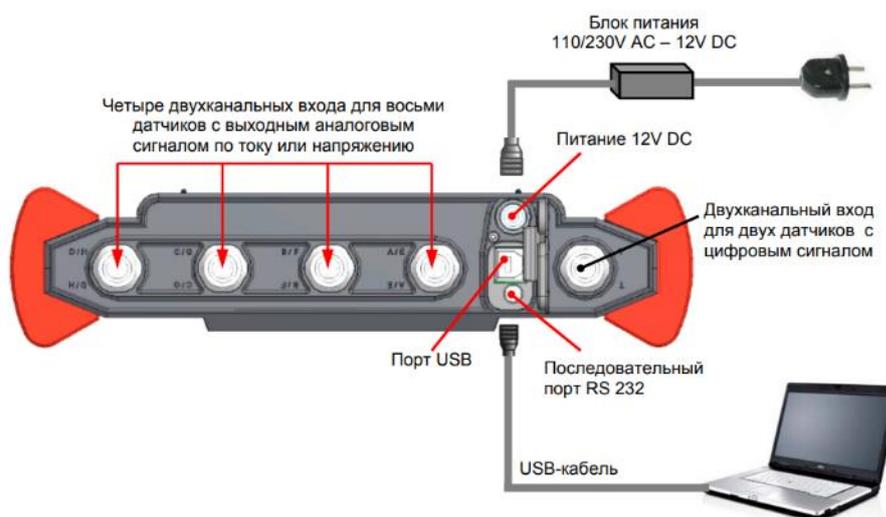


Рисунок 4.11 – Расположение портов подключения

Необходимая для этого передача данных осуществляется посредством

стандартного интерфейса USB, встроенного в устройство HMG. Для расширения сферы применения у устройства HMG 3000 имеется функция точной настройки механических манометрических выключателей и температурных реле.

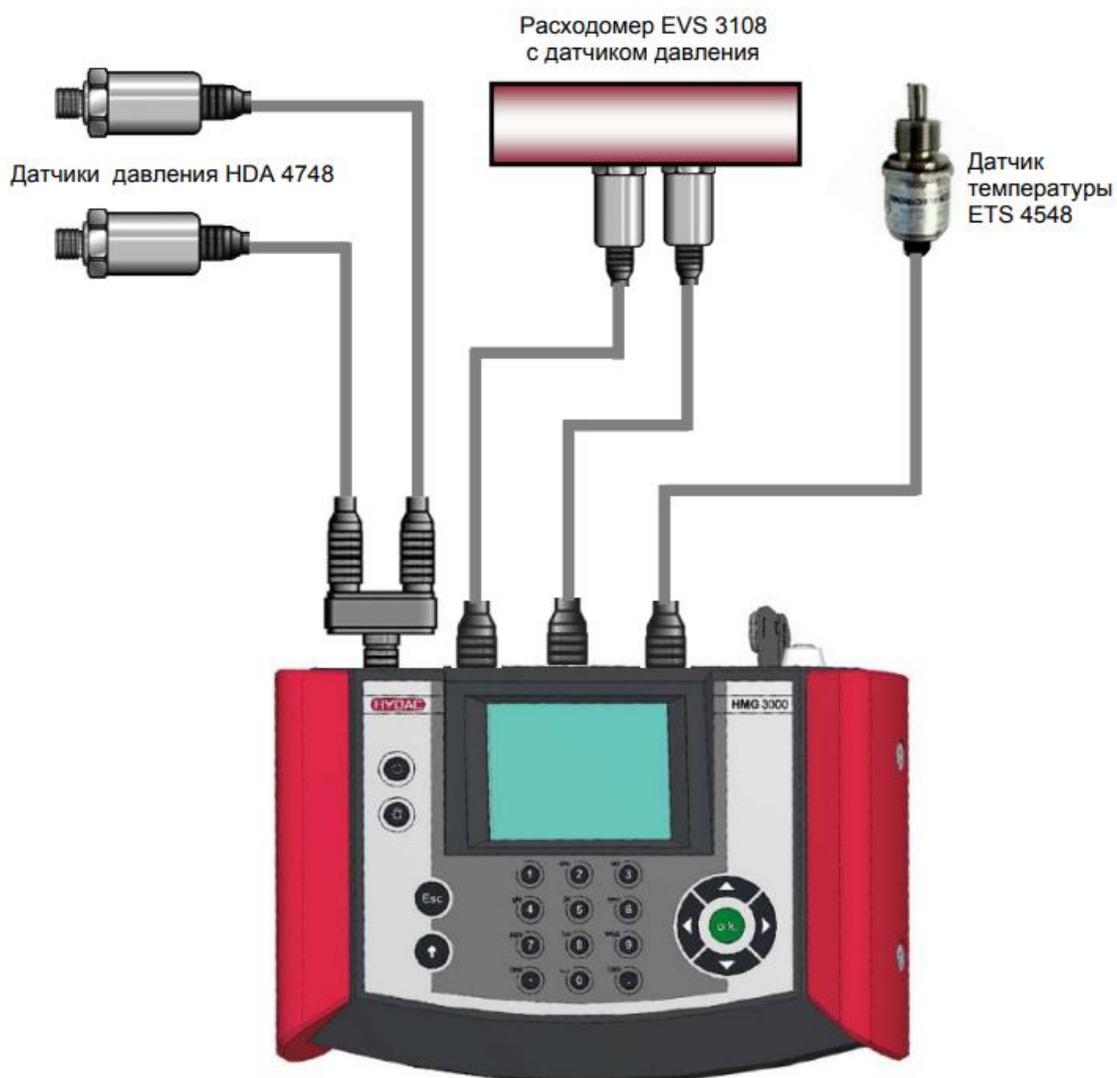


Рисунок 4.12 – Типовое подключение датчиков к устройству

Образец жидкости отбирался из бака и проводился анализ количества нерастворенного газа при атмосферном давлении, путём заполнения мерной ёмкости, отстаивания и измерения полученного объёма жидкости.

Метод основан на уменьшении объёма рабочей жидкости в результате удаления газа из пробы.

Для измерения необходимы:

- мерный цилиндр вместимостью 200 м³ с притёртой пробкой;
- мензурка вместимостью 150 см³ без пробки;

Порядок работы:

- в мерный цилиндр с притёртой пробкой налить 100 см³ рабочей жидкости, отмеренного мензуркой;
- закрыть цилиндр с притёртой пробкой, энергично взболтать в течение 1 мин и оставить в покое на некоторое время;
- после опадения пены отметить объем жидкости в цилиндре.

Концентрацию газа вычисляют по формуле:

$$C_o = (100 - V_{ж}), \quad (4.46)$$

где C_o - концентрация газа, %;

200 - суммарный объем рабочей жидкости с газом, см³;

$V_{ж}$ - объем бурового раствора и воды после удаления газа, см³.

Для определения газосодержания в рабочей жидкости, применялся прибор ИРКУТ (рисунок 4.8).

Таблица 4.5 – Основные характеристики прибора ИРКУТ

Отн., абсол. погрешность	в диапазоне измерений 0,1...1,0	±0,1 % объёмных
	в диапазоне измерений 1...12 %	0,5 % объёмных
Время проведения анализа с момента ввода пробы		4 мин
Объем пробы		2 ±0,05 мл

Прибор имеет цифровую индикацию показаний газосодержания в рабочей жидкости. Применяется для измерения объёмной доли газов, растворенных в маслах.

При эксплуатации приборов и установки, описанных в настоящей методике необходимо руководствоваться ГОСТ 12.2.086-83. (Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объёмные и системы смазочные.

Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации) и ГОСТ 27570.0-87. Безопасность бытовых и алогичных электрических приборов.



Рисунок 4.13 – Прибор для определения газосодержания в жидкости ИРКУТ

На момент проведения эксперимента приборы имели поверку в соответствии с ГОСТ Р 8.973-2019.

К работе с приборами и установками допускаются лица, имеющие соответствующую квалификацию и прошедшие предварительное обучение, и инструктаж по технике безопасности.

Электрооборудование должно быть надёжно заземлено.

Жидкость из бака 4, поступает по всасывающему патрубку в насос 2, который приводится во вращения двигателем 1, через муфту 8 и далее по нагнетательной линии, попадает в мотор 3, после этого по сливному патрубку попадает в бак.

Для контроля давления в разных точках гидравлической системы, установлены высокочувствительные датчики давления 5 во всасывающей линии, линии нагнетания, перед входом в мотор и на сливной линии. Расходомеры 6 установленные на всасывающем, нагнетательном и сливных трубопроводах, предназначены для фиксации количества жидкости,

проходящей через эти трубопроводы в единицу времени. Ступенчатый регулируемый дроссель 7 позволяет менять давление в нагнетательной линии, для проведения эксперимента на разных режимах работы гидросистемы.

4.4 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований

Регистрация основных параметров (давление, газосодержания, температуры, время) производилась автоматически, при помощи ЭВМ. Результаты были занесены в таблицу и по этим результатам были построены графики.

Результаты измерения скорости течения жидкости из насоса, полученные при обработки основных измерений представлены в таблицах:

Таблица 4.6 – экспериментальные данные полученные при регистрации скорости течения жидкости при содержании нерастворенного газа 0 – 1%.

Номер опыта	Время, сек				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1 %				
1	3,25	3,25	3,20	3,25	3,20
2	3,27	3,23	3,24	3,22	3,19
3	3,24	3,24	3,23	3,24	3,21
4	3,27	3,26	3,25	3,23	3,17
5	3,25	3,25	3,21	3,22	3,18
Среднее значение	3,25 6	3,246	3,226	3,232	3,19
Номер опыта	Время, сек				
	0	0,025	0,05	0,06	0,0075
	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1 %				
1	0	3,37	3,29	3,25	3,26
2	0	3,36	3,27	3,27	3,25
3	0	3,34	3,28	3,27	3,26
4	0	3,37	3,28	3,26	3,28
5	0	3,36	3,27	3,26	3,25
Среднее значение	0	3,36	3,278	3,262	3,26

Таблица 4.7 – экспериментальные данные полученные при регистрации скорости течения жидкости при содержании нерастворенного газа 18 – 19%.

Номер опыта	Время, сек				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19 %				
1	3,22	3,24	3,25	3,24	3,18
2	3,25	3,22	3,23	3,24	3,21
3	3,24	3,25	3,26	3,22	3,20
4	3,23	3,24	3,24	3,25	3,16
5	3,25	3,28	3,26	3,23	3,17
Среднее значение	3,238	3,246	3,248	3,24	3,184
Номер опыта	Время, сек				
	0	0,025	0,05	0,06	0,0075
	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19 %				
1	0	3,34	3,27	3,26	3,25
2	0	3,37	3,25	3,25	3,26
3	0	3,35	3,26	3,26	3,27
4	0	3,35	3,25	3,24	3,25
5	0	3,37	3,26	3,27	3,26
Среднее значение	0	3,356	3,258	3,256	3,258

Результаты экспериментов, проведённые на установке, доказывают адекватность математической модели и позволяют определить влияние нерастворенного газа в гидравлической жидкости на параметры гидравлического привода при разных режимах работы.

По результатам можно сделать вывод, что в момент пуска насоса происходит значительная потеря скоростного потока жидкости, которое приводит к повышению динамических нагрузок на элементы направляющей и регулирующей гидроаппаратуры и гидравлических двигателей.

Сравнение экспериментальных исследований и теоретических результатов наглядно представлены на графиках (рисунок 4.14, 4.15).

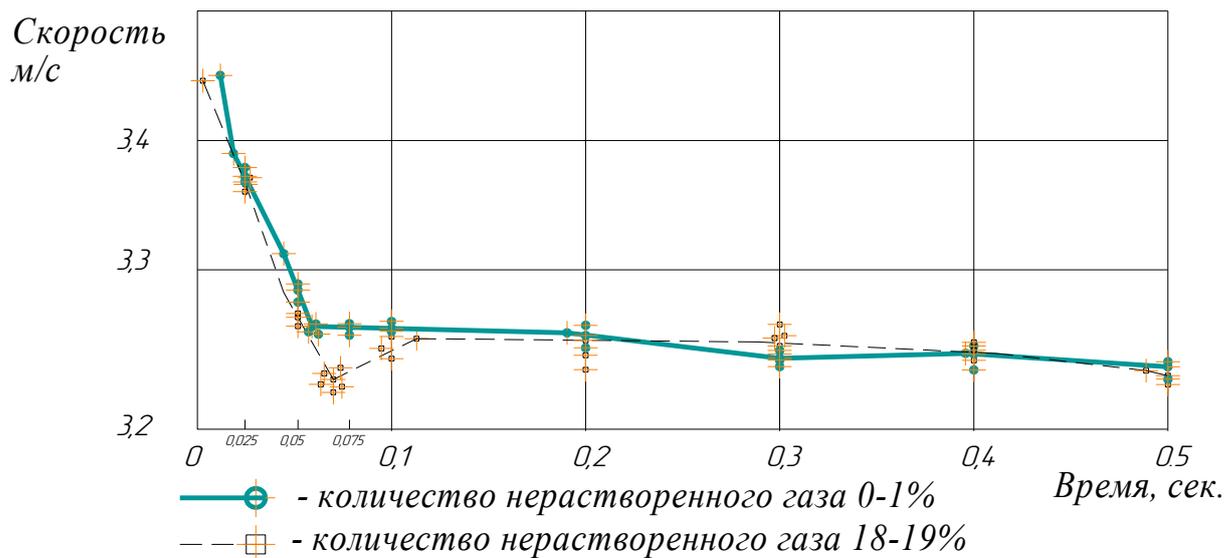


Рисунок 4.14 – Зависимость изменения скорости течения жидкости в напорной магистрали, при различной концентрации нерастворенного газа, по результатам проведённого эксперимента

Представлена кривая полученная по результатам математического моделирования:

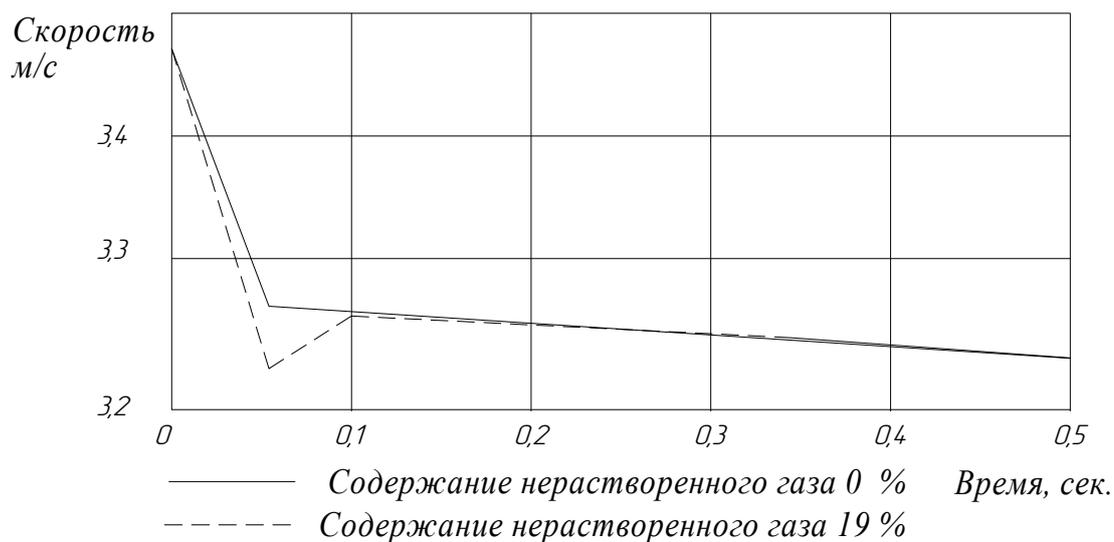


Рисунок 4.15 – Зависимость изменения скорости течения жидкости в напорной магистрали, при различной концентрации нерастворенного газа, по результатам математического моделирования

Результаты измерения давления жидкости из насоса, полученные при обработке основных измерений также представлены в таблице 4.8 и 4.9

Таблица 4.8 – экспериментальные данные полученные при регистрации изменения давления из насоса при содержании нерастворенного газа 0 – 1%.

Номер опыта	Время, сек				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	Давление, Па $\times 10^7$ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1 %				
1	1,631	1,632	1,634	1,636	1,637
2	1,633	1,632	1,635	1,637	1,638
3	1,632	1,632	1,636	1,636	1,668
4	1,632	1,633	1,634	1,637	1,638
5	1,633	1,632	1,634	1,638	1,637
Среднее значение	1,6322	1,6322	1,6346	1,6368	1,643
Номер опыта	Время, сек				
	0	0,025	0,05	0,075	0,1
	Давление, Па $\times 10^7$ при содержании нерастворенного газа в эталонной жидкости при начальных условиях 0 - 1 %				
1	0	1,608	1,624	1,632	1,631
2	0	1,609	1,626	1,631	1,633
3	0	1,607	1,625	1,632	1,632
4	0	1,608	1,627	1,632	1,632
5	0	1,608	1,625	1,632	1,633
Среднее значение	0	1,608	1,6254	1,6318	1,6322

Сравнение экспериментальных исследований и теоретических результатов были наглядно представлены на графиках (рисунок 4.15 и 4.16).

Таблица 4.9 – экспериментальные данные полученные при регистрации изменения давления из насоса при содержании нерастворенного газа 17 – 20%.

Номер опыта	Время, сек				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	Давление, Па $\times 10^7$ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19 %				
1	1,631	1,633	1,635	1,637	1,638
2	1,634	1,633	1,634	1,636	1,638
3	1,632	1,634	1,634	1,637	1,637
4	1,634	1,632	1,635	1,638	1,637
5	1,633	1,633	1,633	1,637	1,638
Среднее значение	1,632	1,633	1,634	1,637	1,64
8					
Номер опыта	Время, сек				
	0	0,025	0,05	0,075	0,1
	Давление, Па $\times 10^7$ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19 %				
1	0	1,609	1,626	1,637	1,631
2	0	1,608	1,628	1,636	1,634
3	0	1,608	1,627	1,637	1,632
4	0	1,607	1,625	1,635	1,634
5	0	1,607	1,626	1,636	1,633
Среднее значение	0	1,608	1,626	1,6362	1,6328

Результаты экспериментальных исследований рабочего процесса установки косвенно свидетельствуют об адекватности математической модели реальному процессу, реализованному в установке.

Из графиков следует, что увеличение количества содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости оказывает влияние на характер изменения параметров гидропривода.

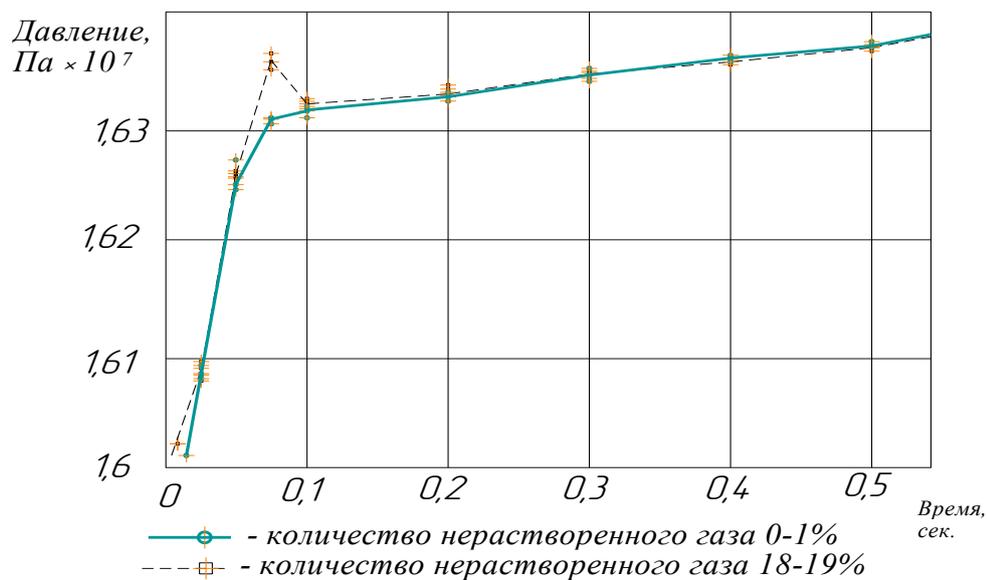


Рисунок 4.16 – Зависимость изменения давления насоса, при различной концентрации нерастворенного газа, по результатам проведённого эксперимента

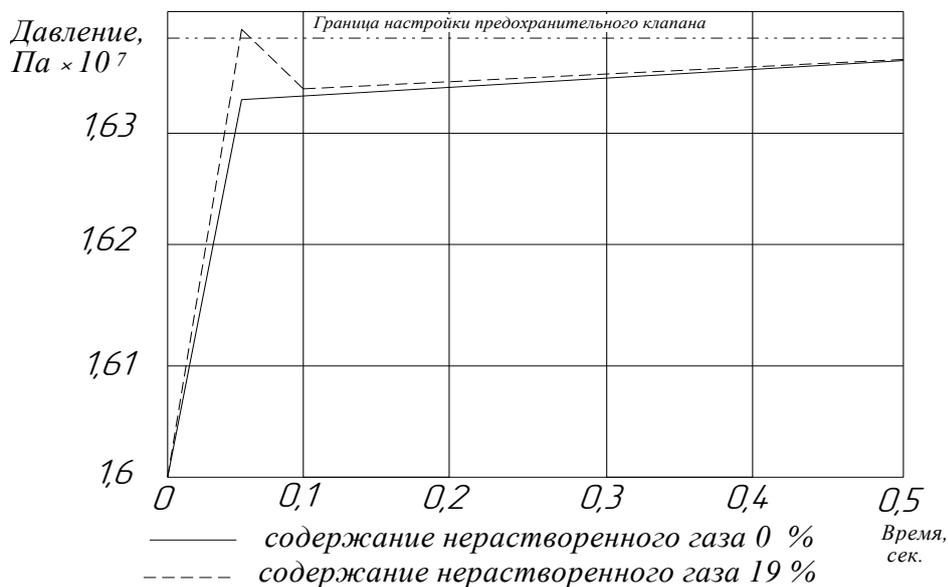


Рисунок 4.17 – Зависимость изменения давления насоса, при различной концентрации нерастворенного газа, по результатам математического моделирования

При увеличении содержания нерастворенного газа от 0 до 19 % на графике зависимость давления на выходе из насоса от времени появляется

локальный максимум (рисунок 4.16). При увеличении содержания нерастворенного газа от 0 до 19 % на графике зависимость скорости в напорной магистрали от времени появляется локальный минимум (рисунок 4.17).

Таким образом производить расчёты динамических процессов без учёта влияния сжимаемости жидкости нельзя даже в приближении. Переходные процессы достаточно непредсказуемы, так как выделение газа и его растворение происходят, при разных скоростях.

4.5 Обработка экспериментальных исследований

Достоверность показаний применяемых приборов для определения параметров гидравлической системы оценивалось по эксперименту, проводимому 10 раз при идентичных условиях [61, 103, 111] (температура воздуха, температура рабочей жидкости, содержание нерастворенного газа), а также абсолютной и относительной погрешностей. С применением пакета «Excel» и ЭВМ были вычислены коэффициенты регрессии, среднее квадратичное отклонение, коэффициенты корреляции и средняя погрешность аппроксимации.

По формуле (4.46) определены величины случайной ошибки результата измерения при n наблюдениях (за основу принят способ средней квадратичной ошибки):

$$S_n = \sqrt{\sum_1^n (x^- - x_i)^2 \frac{1}{n-1}} \quad (4.46)$$

где n – число наблюдений;

x^- - среднее арифметическое значение показателя;

x_i - результаты наблюдений.

Среднее значение каждого из показателя определяли по (4.47) как среднее арифметическое из полученных результатов наблюдений:

$$x^- = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.47)$$

Абсолютная погрешность определена, как разность между средним арифметическим значением каждого из показателей и значением, полученным при отдельном наблюдении $x_{от.набл.}$ по формуле (4.48):

$$\Delta x_i = |x^- - x_{отн.набл}|, \quad (4.48)$$

Относительная погрешность определяется как отношение средней квадратичной ошибки к среднему арифметическому значению показателей (4.49):

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x}{x^-} \cdot 100\% \quad (4.49)$$

Для установления случайной ошибки необходимы данные в части доверительного интервала и величины доверительной вероятности, которая оценивает величину надежности полученных значений. При измерениях можно ограничиться доверительной вероятностью $\alpha=0,95$, которой соответствует доверительный интервал в долях $\omega=2,0$. Для измерений показателей каждого наблюдения при соответствующей температуре испытания доверительный интервал $\Delta \tau_x^-$ определяется по формуле (4.50):

$$\Delta \tau_x^- = S_n \cdot \omega \quad (4.50)$$

После статистической обработки результатов испытаний, полученные данные заносим в таблицу (4.10 – 4.17).

Таким образом, в доверительные интервалы будут укладываться 95 %

результатов всех измерений. Значения средней относимой погрешности измерений и средняя погрешность аппроксимации не превышают 3 %.

Таблица 4.10 – Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера скорости жидкости при пятикратном повторении

Показатель	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Опыт №1	3,25	3,25	3,20	3,25	3,20
Опыт №2	3,27	3,23	3,24	3,22	3,19
Опыт №3	3,24	3,24	3,23	3,24	3,21
Опыт №4	3,27	3,26	3,25	3,23	3,17
Опыт №5	3,25	3,25	3,21	3,22	3,18
Среднее значение	3,26	3,25	3,23	3,23	3,19
Математическое ожидание	3,26	3,25	3,23	3,23	3,19
Дисперсия	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Матрица корреляции	1,00	0,03	0,65	-0,51	-0,71
	0,03	1,00	-0,08	0,24	-0,55
	0,65	-0,08	1,00	-0,43	-0,38
	-0,51	0,24	-0,43	1,00	0,61
Медиана	3,25	3,25	3,23	3,23	3,19
Мода	3,25	3,25	#Н/Д	3,22	#Н/Д
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Доверительный интервал (95%) a	3,24	3,24	3,21	3,22	3,18
Доверительный интервал (95%) b	3,27	3,26	3,24	3,24	3,20
Доверительный интервал (99%) a	3,24	3,23	3,20	3,22	3,17
Доверительный интервал (99%) b	3,27	3,26	3,25	3,25	3,21
Приращение Длина доверительного интервала 95%	0,02	0,02	0,04	0,02	0,03
Приращение Длина доверительного интервала 99%	0,03	0,03	0,05	0,03	0,04
Среднее квадратичное отклонение	0,01	0,01	0,02	0,01	0,02

Таблица 4.11 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера скорости жидкости при пятикратном повторении

Показатель	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0	0,025	0,05	0,06	0,075
Опыт №1	0,00	3,37	3,29	3,25	3,26
Опыт №2	0,00	3,36	3,27	3,27	3,25
Опыт №3	0,00	3,34	3,27	3,27	3,26
Опыт №4	0,00	3,37	3,26	3,26	3,28
Опыт №5	0,00	3,36	3,26	3,26	3,25
Среднее значение	0,00	3,36	3,27	3,26	3,26
Математическое ожидание	0,00	3,36	3,27	3,26	3,26
Дисперсия	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Матрица корреляции	-	-	-	-	-
	-	1,00	0,17	-0,73	0,33
	-	0,17	1,00	-0,49	-0,17
	-	-0,73	-0,49	1,00	-0,24
Медиана	0,00	3,36	3,27	3,26	3,26
Мода	0,00	3,37	3,27	3,27	3,26
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Доверительный интервал (95%) a	-	3,35	3,26	3,25	3,25
Доверительный интервал (95%) b	-	3,37	3,28	3,27	3,27
Доверительный интервал (99%) a	-	3,35	3,26	3,25	3,25
Доверительный интервал (99%) b	-	3,37	3,28	3,27	3,27
Приращение Длина доверительного интервала 95%	-	0,02	0,02	0,01	0,02
Приращение Длина доверительного интервала 99%	-	0,03	0,03	0,02	0,03
Среднее квадратичное отклонение	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 4.12 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера скорости жидкости при пятикратном повторении

Показатель	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Опыт №1	3,22	3,24	3,25	3,24	3,18
Опыт №2	3,25	3,22	3,23	3,24	3,21
Опыт №3	3,24	3,25	3,26	3,22	3,20
Опыт №4	3,23	3,24	3,24	3,25	3,16
Опыт №5	3,25	3,28	3,26	3,23	3,17
Среднее значение	3,24	3,25	3,25	3,24	3,18
Математическое ожидание	3,24	3,25	3,25	3,24	3,18
Дисперсия	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Матрица корреляции	1,00	0,23	-0,03	-0,40	0,41
	0,23	1,00	0,84	-0,48	-0,51
	-0,03	0,84	1,00	-0,74	-0,24
	-0,40	-0,48	-0,74	1,00	-0,44
Медиана	3,24	3,24	3,25	3,24	3,18
Мода	3,25	3,24	3,26	3,24	#Н/Д
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Доверительный интервал (95%) a	3,23	3,23	3,24	3,23	3,17
Доверительный интервал (95%) b	3,25	3,27	3,26	3,25	3,20
Доверительный интервал (99%) a	3,22	3,22	3,23	3,22	3,16
Доверительный интервал (99%) b	3,25	3,27	3,26	3,25	3,21
Приращение Длина доверительного интервала 95%	0,02	0,04	0,02	0,02	0,04
Приращение Длина доверительного интервала 99%	0,03	0,05	0,03	0,03	0,05
Среднее квадратичное отклонение	0,01	0,02	0,01	0,01	0,02

Таблица 4.13 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера скорости жидкости при пятикратном повторении

Показатель	Скорость жидкости, м/с при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0	0,025	0,05	0,06	0,075
Опыт №1	0	3,34	3,27	3,26	3,25
Опыт №2	0	3,37	3,25	3,25	3,26
Опыт №3	0	3,35	3,26	3,26	3,27
Опыт №4	0	3,35	3,25	3,24	3,25
Опыт №5	0	3,37	3,26	3,27	3,26
Среднее значение	0,00	3,36	3,26	3,26	3,26
Математическое ожидание	0,00	3,36	3,26	3,26	3,26
Дисперсия	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Матрица корреляции	-	-	-	-	-
	-	1,00	-0,53	0,20	0,36
	-	-0,53	1,00	0,68	-0,07
	-	0,20	0,68	1,00	0,42
Медиана	0,00	3,35	3,26	3,26	3,26
Мода	0,00	3,37	3,25	3,26	3,25
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,00	0,001	0,001	0,001	0,001
Доверительный интервал (95%) а	-	3,34	3,25	3,25	3,25
Доверительный интервал (95%) б	-	3,37	3,27	3,27	3,27
Доверительный интервал (99%) а	-	3,34	3,25	3,24	3,25
Доверительный интервал (99%) б	-	3,37	3,27	3,27	3,27
Приращение Длина доверительного интервала 95%	-	0,02	0,01	0,02	0,01
Приращение Длина доверительного интервала 99%	-	0,03	0,02	0,03	0,02
Среднее квадратичное отклонение	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 4.14 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера давления при пятикратном повторении

Показатель	Давление, Па*10 ⁷ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Опыт №1	1,631	1,632	1,634	1,636	1,637
Опыт №2	1,633	1,632	1,635	1,637	1,638
Опыт №3	1,632	1,632	1,636	1,636	1,668
Опыт №4	1,632	1,633	1,634	1,637	1,638
Опыт №5	1,633	1,632	1,634	1,638	1,637
Среднее значение	1,632	1,632	1,635	1,637	1,644
Математическое ожидание	1,632	1,632	1,635	1,637	1,644
Дисперсия	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Матрица корреляции	1,000	-0,134	0,134	0,786	-0,123
	-0,134	1,000	-0,375	0,134	-0,229
	0,134	-0,375	1,000	-0,468	0,885
	0,786	0,134	-0,468	1,000	-0,534
Медиана	1,632	1,632	1,634	1,637	1,638
Мода	1,633	1,632	1,634	1,636	1,637
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Доверительный интервал (95%) a	1,631	1,632	1,634	1,636	1,632
Доверительный интервал (95%) b	1,633	1,633	1,635	1,638	1,656
Доверительный интервал (99%) a	1,631	1,632	1,634	1,636	1,628
Доверительный интервал (99%) b	1,633	1,633	1,636	1,638	1,659
Приращение Длина доверительного интервала 95%	0,001	0,001	0,002	0,001	0,024
Приращение Длина доверительного интервала 99%	0,002	0,001	0,002	0,002	0,031
Среднее квадратичное отклонение	0,001	0,000	0,001	0,001	0,014

Таблица 4.15 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера давления при пятикратном повторении

Показатель	Давление, Па*10 ⁷ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 0 - 1%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0	0,025	0,05	0,06	0,075
Опыт №1	0	1,608	1,624	1,632	1,631
Опыт №2	0	1,609	1,626	1,631	1,633
Опыт №3	0	1,607	1,625	1,632	1,632
Опыт №4	0	1,608	1,627	1,632	1,632
Опыт №5	0	1,608	1,625	1,632	1,633
Среднее значение	0,000	1,608	1,625	1,632	1,632
Математическое ожидание	0,000	1,608	1,625	1,632	1,632
Дисперсия	0,000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Матрица корреляции	-	-	-	-	-
	-	1,000	0,310	-0,791	0,423
	-	0,310	1,000	-0,294	0,419
	-	-0,791	-0,294	1,000	-0,535
Медиана	0,000	1,608	1,625	1,632	1,632
Мода	0,000	1,608	1,625	1,632	1,633
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Доверительный интервал (95%) a	-	1,607	1,624	1,631	1,631
Доверительный интервал (95%) b	-	1,609	1,626	1,632	1,633
Доверительный интервал (99%) a	-	1,607	1,624	1,631	1,631
Доверительный интервал (99%) b	-	1,609	1,627	1,632	1,633
Приращение Длина доверительного интервала 95%	-	0,001	0,002	0,001	0,001
Приращение Длина доверительного интервала 99%	-	0,002	0,003	0,001	0,002
Среднее квадратичное отклонение	0,000	0,001	0,001	0,001	0,001

Таблица 4.16 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера давления при пятикратном повторении

Показатель	Давление, Па*10 ⁷ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Опыт №1	1,631	1,633	1,635	1,637	1,638
Опыт №2	1,634	1,633	1,634	1,636	1,638
Опыт №3	1,632	1,634	1,634	1,637	1,637
Опыт №4	1,634	1,632	1,635	1,638	1,637
Опыт №5	1,633	1,633	1,633	1,637	1,638
Среднее значение	1,633	1,633	1,634	1,637	1,638
Математическое ожидание	1,633	1,633	1,634	1,637	1,638
Дисперсия	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Матрица корреляции	1,000	-0,542	-0,183	0,000	-0,140
	-0,542	1,000	-0,423	-0,500	0,000
	-0,183	-0,423	1,000	0,423	-0,327
	0,000	-0,500	0,423	1,000	-0,645
Медиана	1,633	1,633	1,634	1,637	1,638
Мода	1,634	1,633	1,635	1,637	1,638
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Доверительный интервал (95%) a	1,632	1,632	1,633	1,636	1,637
Доверительный интервал (95%) b	1,634	1,634	1,635	1,638	1,638
Доверительный интервал (99%) a	1,631	1,632	1,633	1,636	1,637
Доверительный интервал (99%) b	1,634	1,634	1,635	1,638	1,638
Приращение Длина доверительного интервала 95%	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001
Приращение Длина доверительного интервала 99%	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001
Среднее квадратичное отклонение	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001

Таблица 4.17 - Данные статистической обработки и регрессионного анализа результатов замера давления при пятикратном повторении

Показатель	Давление, Па*10 ⁷ при содержании нерастворенного газа в жидкости при начальных условиях 18 - 19%				
	1	2	3	4	5
Временной интервал, с	0	0,025	0,05	0,06	0,075
Опыт №1	0	1,609	1,626	1,637	1,631
Опыт №2	0	1,608	1,628	1,636	1,634
Опыт №3	0	1,608	1,627	1,637	1,632
Опыт №4	0	1,607	1,625	1,635	1,634
Опыт №5	0	1,607	1,626	1,636	1,633
Среднее значение	0,000	1,608	1,626	1,636	1,633
Математическое ожидание	0,000	1,608	1,626	1,636	1,633
Дисперсия	0,000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Матрица корреляции	-	-	-	-	-
	-	1,000	0,367	0,786	-0,733
	-	0,367	1,000	0,419	0,067
	-	0,786	0,419	1,000	-0,871
Медиана	0,000	1,608	1,626	1,636	1,633
Мода	0,000	1,608	1,626	1,637	1,634
Дисперсия (разброс значений величины относительно её математического ожидания.)	0,000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Доверительный интервал (95%) a	-	1,607	1,625	1,635	1,632
Доверительный интервал (95%) b	-	1,609	1,627	1,637	1,634
Доверительный интервал (99%) a	-	1,607	1,625	1,635	1,631
Доверительный интервал (99%) b	-	1,609	1,628	1,637	1,634
Приращение Длина доверительного интервала 95%	-	0,001	0,002	0,001	0,002
Приращение Длина доверительного интервала 99%	-	0,002	0,003	0,002	0,003
Среднее квадратичное отклонение	0,000	0,001	0,001	0,001	0,001

4.6 Основные результаты и выводы

1. Разработано и испытано устройство для определения влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлической системы.

2. Отработан метод проведения эксперимента, для оценки влияния количества нерастворенного газа на динамические процессы гидравлического привода.

3. В результате проведённых экспериментальных исследований установлено следующее:

- нерастворённый газ имеет большое влияние на параметры гидравлического привода при малых и средних давлениях (до 15 МПа);

- время выделения газа из жидкости во много раз превышает время его растворения;

- при повышении температуры рабочей жидкости переход нерастворённой газовой фазы в растворенную значительно снижается;

- результаты математического моделирования хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований;

- гидросистемы разомкнутого типа с атмосферным давлением в баке возможна частичная дегазация масла;

- для решения проблемы снижения газосодержания в рабочей жидкости необходимо исключить возможность поступления извне газа в гидросистему и обеспечить удаление из жидкости растворенного газа;

- наиболее эффективным средством удаления нерастворенного газа является вакуумная дегазация.

4. Рабочий процесс установки позволяет сделать вывод о влиянии количества нерастворенного газа, на основные характеристики гидравлических двигателей и насосов, зависящих от присутствия в нем газовой фазы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является научно - квалификационной работой, в которой изложены новые научно обоснованные технические и технологические решения, заключающиеся в создании метода контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости, применение которого обеспечит работоспособность и безопасность эксплуатации гидропривода.

Основные научные и практические результаты выполненных исследований заключаются в следующем:

1. Разработанный метод контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворённой газовой фазы в рабочей жидкости позволяет оценить эффективность работы гидравлического привода и обеспечить работоспособность гидравлической системы.

2. Метод математического моделирования позволяет выявить интервал значений нерастворённой газовой фазы, при котором эффективность работы гидравлического привода будет оптимальна для гидросистем различного типа. Анализ результатов исследований математической модели показал, что нерастворённый газ в рабочей жидкости влияет на параметры гидравлического привода и стабильность работы при давлениях до 15 МПа.

3. Рабочая жидкость, содержащая растворенный и нерастворённый газ, имеет не стабильные эксплуатационные свойства, что приводит к снижению долговечности оборудования.

4. Установка позволяет выявить влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на параметры гидравлического привода при разных режимах работы, при разных температурных режимах, а также при разных давлениях. Полученные теоретические результаты и научные исследования подтверждены экспериментально. Результаты экспериментов показали, что:

- расхождение результатов расчётов математической модели и экспериментов составляет не более 3 %;

- наиболее перспективным и действенным способом удаления газовой фазы из рабочей жидкости является вакуумная дегазация;

- время выделения газа из жидкости во много раз превышает время его растворения;

- при повышении температуры рабочей жидкости переход нерастворённой газовой фазы в растворенную значительно снижается.

- необходимо исключить возможность поступления извне газа в гидросистему и обеспечить удаление из жидкости растворенного газа

5. Разработаны практические рекомендации по диапазону содержания нерастворенного газа в рабочих жидкостях гидравлического привода. Допустимая концентрация нерастворенного газа в гидробаке, в среднем:

- для станочных гидроприводов до 5 %,

- для самоходных машин до 8 %,

- для летательных аппаратов до 3 %

Перспективой дальнейшего исследования является создание систематизированного и универсального метода контроля параметров гидропривода, учитывающего газовый переход из растворенного газа в нерастворённый, в любой точке гидравлической системы. Исследования в этом направлении могут быть продолжены и расширены в плане совокупности работы гидравлического привода совместно с механическим, электрическим и пневматическим.

Использование результатов работы позволит обеспечить работоспособность и безопасность эксплуатации гидропривода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Свешников В.К., Потапов В.А. Состояние и тенденции развития гидрооборудования// Приводная техника. 1997. С.3-8.
2. Фоменко, Н. А. Совершенствование эксплуатационных свойств гидравлических систем машинно-тракторных агрегатов: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Фоменко Николай Александрович. – Волгоград, 2002. – 166 с.: ил. РГБ ОД, 61 02-5/2560-0.
3. Алексеева, Т. В. Оптимальные параметры гидропривода землеройнотранспортных машин / Т. В. Алексеева // Сб. статей «Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении». – М.: Машиностроение, 1966. – С. 209–219.
4. Каверзин, С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. – Красноярск: Офсет, 1998. – 240 с.
5. Пакевич, Б. И. Некоторые вопросы методики обоснования экономической целесообразности уровня надёжности тракторов для условий Крайнего Севера: дис. канд. техн. наук / Б. И. Пакевич, 1974.
6. Башта, Т. Н. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. Н. Башта. – М.: Машиностроение, 1974.
7. Кондаков, Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М.: Машиностроение, 1982. – 269 с.
8. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
9. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
10. Башта, Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 605 с.

11. Кольцова, И. С. О содержании газов в минеральном масле гидросистем / И. С. Кольцова, В. А. Лещенко, И. Г. Михайлов, И. И. Фрулин // Вестник машиностроения. – 1980. – № 7. – С. 29–32.
12. Gallant H. Untersuchungen von Kavitationsblasen. Österreichische Ingenieur- Zeitschrift, 5(1962), №3. S.74-83.
13. Cibula G. Die Oxydation bei Schmierölen. Mineralöltechnik, 11(1966). S.8-9.
14. Vorberg K. Druckflüssigkeiten in Hydraulikanlagen //Maschinenmarkt, 75(1969), 40. S.834-838.
15. Thoenes H.W. Zum Einflug von Luft und Wasser auf die Leitungsfähigkeit von Druckübertragungsmedium und von Hydraulikanlagen //Industrie Anzeiger, 1976, 98 №51.S.888-891.
16. Динамика гидропривода. Под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1972-292с.
17. Абарина И.А., Борисов Б.П. Аналитическое исследование влияния газовой фазы на подачу роторно-поршневых насосов //Пневматика и гидравлика. Вып.И. -М.: Машиностроение, 1984. - С.201-211.
18. Кольцова И.С., Лещенко В.А., Михайлов ИХ., Фрулин И.И. О содержании газов в минеральном масле гидросистем //Вестник машиностроения, 1980, №7. - С.29-32.
19. Попов Д.Н. Механика гидро_ и пневмоприводов. – М.: Изд_во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
20. Динамика гидропривода / под ред. В.Н. Прокопьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с.
21. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.
22. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

23. Gorbeshko M.V. Development of mathematical models for the hydraulic machinery of systems controlling the moving components of water_development works // Hydrotechnical construction. – 1997. – V. 31. – № 12. – P. 745–750.

24. Лузанова И.А., Нейман В.Г., Прокофьев В.Н. Влияние переменности упругих свойств гидропривода на динамику гидродвигателя // Автоматика и телемеханика, 1969, №3. С.120-135.

25. Решетникова А.Д. Растворимость воздуха и азота в некоторых рабочих жидкостях // Материалы Всесоюзной конф.: Применение гидравлических передач в машиностроении - Киев, 1964. - С.75-88.

26. Таршиш М.С, Вороненков В.Ю. Контроль газосодержания жидкости на стендах для гидравлических испытаний // Вестник машиностроения, 1978, №12. -С.36-38.

27. Каверзин, С. В. Проектирование гидробаков для строительных и дорожных машин / С. В. Каверзин // Строительные и дорожные машины. – 1982. – № 2–8. – С. 24–25.

28. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

29. Мандраков Е.А., Никитин А.А. Динамика гидросистем: монография. – М.: ИНФРА_М; Красноярск: Сиб. федер. ун_т, 2014. – 128 с.

30. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

31. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.

32. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

33. Мельников, В. А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: учебное пособие / В. А. Мельников, Е. Е. Милосердов; В. А. Мельников, Е. Е. Милосердов; Федеральное агентство по образованию, Сибирский федеральный ун-т. – Красноярск: ИПК СФУ, 2008. – 295 с. – ISBN 978-5-7638-0995-4.

34. Mathematical characterization of fluid compressibility impact on fluid drive's output parameters / A. S. Lunev, D. A. Sokolov, M. V. Litvinchuk [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Krasnoyarsk, 20–21 ноября 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall.. – Krasnoyarsk, Russian Federation: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 12101. – DOI 10.1088/1757-899X/1047/1/012101.

35. Патент на полезную модель № 67675 U1 Российская Федерация, МПК F16L 55/05. Демпфер гидравлического удара: № 2007120335/22: заявл. 30.05.2007: опубл. 27.10.2007 / А. С. Лунев, А. А. Никитин, А. А. Михайлов; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Сибирский федеральный университет (СФУ).

36. Патент на полезную модель № 67203 U1 Российская Федерация, МПК F15B 21/06. Блок питания гидропривода: № 2007119153/22: заявл. 22.05.2007: опубл. 10.10.2007 / А. А. Михайлов, А. С. Лунев, И. Н. Пилюгаев ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Сибирский федеральный университет (СФУ).

37. Патент на полезную модель № 73714 U1 Российская Федерация, МПК F16K 47/08. Регулируемый дроссель: № 2007149401/22: заявл. 26.12.2007: опубл. 27.05.2008 / А. С. Лунев, А. А. Никитин; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Сибирский федеральный университет (СФУ).

38. Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода установки для освоения нефтяных и газовых скважин / А. С. Лунев, А. А. Никитин, В. Г. Шрам [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2019. – № 12. – С. 13-14.

39. Лунев, А. С. Анализ методов определения модуля объёмной упругости жидкости и его зависимость от давления и газосодержания / А. С. Лунев, А. А. Никитин // Южно-Сибирский научный вестник. – 2020. – № 3(21). – С. 58-61.

40. Лунев, А. С. Метод контроля влияния нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамические процессы гидравлического привода / А. С. Лунев // Южно-Сибирский научный вестник. – 2020. – № 2(30). – С. 101-106.

41. Патент на полезную модель № 196575 U1 Российская Федерация, МПК G01N 7/00. Стенд для измерения объёма нерастворенного газа в рабочих жидкостях гидросистем: № 2019142805: заявл. 17.12.2019: опубл. 05.03.2020 / А. С. Лунев, М. В. Заковряжин, И. В. Андрейчиков [и др.]; заявитель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский федеральный университет".

42. Impact of undissolved gas on the performance characteristics of hydraulic fluids and characteristic of hydraulic system / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, V. A. Ionova [et al.] // JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies, Krasnoyarsk, 04 марта 2020 года.

43. Mathematical characterization of fluid compressibility impact on fluid drive's output parameters / A. S. Lunev, D. A. Sokolov, M. V. Litvinchuk [et al.] // JOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Krasnoyarsk, 20–21 ноября 2020.

44. Method for reducing the gas factor in hydraulic fluids / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, A. S. Kaverzina [et al.] // JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies, Krasnoyarsk, 04 марта 2020

45. The impact of viscosity and propagation velocity of the flow on the initiation of the cavitation in a gear pump / A. S. Lunev, A. S. Kaverzina, A. A. Nikitin [et al.] // JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies, Krasnoyarsk, 04 марта 2020 года.

46. Apparatus for controlling the amount of undissolved gas in the hydraulic fluid / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, V. A. Ionova [et al.] // JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies, Krasnoyarsk, 04 марта 2020 года

47. Ultrasonic method and other methods of control of undissolved gas in the working fluid / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, V. I. Afanasov [et al.] // JOP Conference

Series: Metrological Support of Innovative Technologies, Krasnoyarsk, 04 марта 2020 года.

48. A technique for monitoring content of undissolved gas in a hydraulic drive of a self-propelled vehicle / A. S. Lunev, V. I. Afanasov, A. A. Nikitin [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Krasnoyarsk, 18–21 ноября 2019 года.

49. Influence of Undissolved Gas in Working Fluid on Dynamics of Hydraulic Drive of Equipment for Oil and Gas well Development / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, V. G. Shram [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2020. – Vol. 55. – No 11-12. – P. 963-966.

50. Impact of undissolved gas on dynamic processes in the fluid drive for well testing and servicing research / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, V. I. Afanasov [et al.] // Journal of Physics: Conference Series : International Scientific Conference "Conference on Applied Physics, Information Technologies and Engineering - APITECH-2019", Krasnoyarsk, 25–27 сентября 2019 года.

51. Comparative analysis of the dependence of the bulk elastic modulus of the liquid on pressure and gas factor / A. S. Lunev, A. A. Nikitin, Y. F. Kaizer [et al.] // Journal of Physics: Conference Series : International Scientific Conference "Conference on Applied Physics, Information Technologies and Engineering - APITECH-2019", Krasnoyarsk, 25–27 сентября 2019 года.

52. Картвелишвили, Л. Н. Совершенствование теории и методов расчёта движения жидкости в трубопроводных системах: дис. ... доктора техн. наук: 05.23.16, 05.23.07 / Картвелишвили Леонид Николаевич. – М., 2002. – 247 с.: ил. РГБ ОД, 71 03-5/196-7

53. Музыкин Ю.Д., Можаров М.В., Татьков В.В., Мацак А.Т. Изменение свойств рабочей жидкости гидравлических приводов в процессе эксплуатации // Трение и износ, 1981, т.П, №5. С.917-920.

54. Динамика гидропривода. Под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1972-292с.

55. Абарина И.А., Борисов Б.П. Аналитическое исследование влияния газовой фазы на подачу роторно-поршневых насосов //Пневматика и гидравлика. Вып.И. -М.: Машиностроение, 1984. - С.201-211.
56. Динамика заторможенного гидропривода /В.Н.Прокофьев, И.А.Лузанова, И.В.Прокофьева и др.- В кн.: Гидросистемы и приводы машин для хлопководства. - Ташкент: ТИИИМСХ, 1976, вып.71. - С79-98.
57. Кольцова И.С., Лещенко В.А., Михайлов ИХ., Фрулин И.И. О содержании газов в минеральном масле гидросистем //Вестник машиностроения, 1980, №7. - С.29-32.
58. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. - М.: Машиностроение, 1984. - 175с.
59. Becker R.J., Skaistis SJ. How to quiet hydraulically operated machinery and equipment//Hydraulics pneumatics, 1974. P.188-192. Oktober.
60. Глазков М.М., Макаренко Н.Г., Сидоренко И.П., Челкжанов И.П. О влиянии давления насыщения на газовыделение в дроссельных устройствах гидравлических систем // В кн.: Вопросы авиационной химмотологии. Межвуз. сб. науч. тр. - Киев.: КНИГА, 1983. - С.46-50.
61. Киреев В.Е., Башкиров В.С. Результаты экспериментальных исследований влияния некоторых эксплуатационных свойств рабочей жидкости на производительность экскаватора ЭО-2621А //В сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Омск, 1984. - С.23-25.
62. Киреев В.Е., Дудков Ю.Н. О необходимости учета нерастворенного газа при расчетах объемного гидропривода дорожно-строительных машин //В межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Омск, 1981. - С.39-45.
63. Алексеева Т.В., Киреев В.Е. Повышение производительности одноковшовых экскаваторов с гидроприводом путем снижения газосодержания рабочей жидкости // Новое в проектировании и эксплуатации автоматических приводов и систем гидроавтоматики: Науч. техн. сб. -Л.: ЛДНТП, 1985. - С.55-57.

64. Башкиров В.С., Капитонов О.К. Экспериментальное исследование влияния кавитации на объемное содержание газовой фазы в рабочей жидкости рулевого управления автогрейдера ДЗ-98 //В сб.: Гидропривод и системы управления землеройно-транспортных машин. Труды СИБАДИ. Вып. 50,1974. - С.142-147.

65. Becker R.J. How to qmet hydraulic systems components //Hydraulics and Pneumatics, 1971, April, V.24, №4. P.122-133.

66. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л и др. Определение скорости распространения малых возмущений в гидравлических линиях, заполненных жидкостью с растворенным газом //В кн.: Кавитационные автоколебания и динамика гидравлических систем. - Киев: Наукова думка, 1977. - С.97-102.

67. Прокофьев В.Н., Лазариди А.П., Лузанова И.А. Некоторые свойства рабочей жидкости гидропривода экскаватора при эксплуатации в южных районах страны //Изв. вузов. - М: Машиностроение, 1970, №8. - С.92-97.

68. Дробышев А.Г. О влиянии двухфазового состояния рабочей жидкости на работу гидросистемы // Машиноведение, 1966, №5. - С.48-51.

69. Богусевич М. Разработка и исследование устройства для вакуумирования масла гидравлических систем металлорежущих станков: Автореф. канд. дис. - М., 1983.

70. Решетникова А.Д. Растворимость воздуха и азота в некоторых рабочих жидкостях // Материалы Всесоюзной конф.: Применение гидравлических передач в машиностроении - Киев, 1964. - С.75-88.

71. Таршиш М.С, Вороненков В.Ю. Контроль газосодержания жидкости на стендах для гидравлических испытаний // Вестник машиностроения, 1978, №12. -С.36-38.

72. Потехин Ю.Г., Чистяков Е.С. Акустический метод экспресс-анализа концентрации свободного газа в жидкости // Акустический журнал, Т.ХХIV, ВЫП. 2, 1978. -С.243-248.

73. Гаврилов Л.Р. Содержание свободного газа в жидкостях и методы его

измерения //В кн.: Физические основы ультразвуковой технологии под ред. Розенберга Л.Д.-М., 1970. -С.395-426.

74. Бутенко А.Н., Потапенко А.Е., Чистяков Е.С. Акустический метод измерения концентрации газовой фазы в двухфазных средах //Заводская лаборатория, 1977, №4. -С.462-463.

75. Смелъницкий С.Г., Хейфец М.С., Казанский В.Н. К вопросу об электроемкостном методе измерения воздухосодержания в потоке турбинного масла // Изв. вузов. Энергетика, 1966, №7. - С.62-69.

76. Городничий В.В., Олейник В.П. Метод определения газосодержания рабочих жидкостей гидравлических систем //Межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Новосибирск, 1978. - С.34-40.

77. Городничий В.В., Олейник В.П. Прибор для измерения концентрации нерастворенной воздушно-газовой составляющей рабочих жидкостей гидроприводов // Межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Омск, Сиб. АДИ, 1980. - С.121-126.

78. Техническая диагностика гидравлических приводов /Т.В.Алексеева, В.Д.Бабанская, Т.М.Башта и др.: Под общ. ред. Т.М.Башты. – М.: Машиностроение, 1989. - 264с.

79. Hayward A.T.J. Methods of measuring the bubble content of bubbly oil // Scientific lubrication, vol. 13, 1961, №7.

80. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М.: Наука, 1970.

81. Аппаратура объёмных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

82. Никитин Г.А., Чирков СВ. Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистемы летательных аппаратов. - М.: Транспорт, 1969.

83. Методы учета сжимаемости рабочей жидкости при проектировании гидроприводов /Под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: НИИмаш., 1982. - 35с.

84. Korasek J. Moznosti provozniho merenc obsahu vzduchu v hydraulickem systemu //Konference o tekutinovych mechanizmech. Sbomic prednasek, 1985, - S.84-93.

85. Макаренко Н.Г. Газовыделение из жидкости АМГ-10 при кавитационном истечении через дроссельные устройства гидроприводов: Автореф. канд. дис. Киев, 1986.

86. Абаринова И.А., Ефимцева Н.Ф. Расчет характерного модуля упругости газожидкостной смеси //Пневматика и гидравлика. Вып. 9. - М.: Машиностроение, 1982. - С.166-175.

87. Schweizer P.H., Szebehely V.G. Gas evolution physics, 1950, vol. 21, №12. P.1218-1224.

88. Башкиров В.С. Математическое описание неустановившегося движения кавитирующей жидкости в линиях объемных гидроприводов //Межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Новосибирск, 1977. - С.128-137.

89. Попов Д.Н., Отрошко П.В., Бочаров А.Г., Кузнецов В.С. О влиянии противодействия на кавитационные течения жидкости в дроссельном устройстве // Вестник машиностроения, 1981, №11. -С.68-70.

90. Глазков М.М., Макаренко Н.Г. Исследование поля давлений в цилиндрическом дросселе при кавитационном истечении // Надежность гидрогазовых систем воздушных судов: Сборник научных трудов. - Киев: КНИГА, 1983. - С.69-73.

91. Глазков М.М., Макаренко Н.Г. Поле статических давлений и скоростей в плоском дросселе при кавитационном истечении минеральной жидкости // Межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Омск: ОмПИ, 1984. - С.39-45.

92. Темное В.К. Основы теории жидкостных эжекторов. - Челябинск, ЧПИ, 1971. -89с.

93. Лузанова И.А. Упругие свойства рабочих жидкостей гидросистем: Автореф. канд. дис. - М., 1970.

94. Музыкин Ю.Д., Попова И.М. Исследование скорости выделения нерастворенного воздуха из гидравлических жидкостей в баках // в межвуз. сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. - Омск, Сиб. АДИ, 1980. - С. 140-147.

95. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. - Л.: Машиностроение, 1988. -256с.

96. Никитин, А. А. Повышение эффективности и надёжности гидрофицированных машин и оборудования / А. А. Никитин // Достижения науки и техники – развитию сибирских регионов: тез.докл. всероссийской науч. практ. конф. – Красноярск, 1999.

97. Тимохов Р. С. Методика проведения эксплуатационных испытаний гидравлических систем тракторов / Тимохов Р. С., Бурмистров В. А. // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2015. - № 8 (часть 5). – С. 855 – 858.

98. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / под ред. А. И. Голубева и Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

99. Никитин, А. А. Снижение нагрузок на элементы стрелы лесопогрузчика / А. А. Никитин // Вестник Красноярского государственного технического университета. Вып. 8. Машиностроение. Транспорт. – Красноярск: КГТУ, 1998.

100. Щеглов Е.М. Пути снижения динамических нагрузок в гидроприводе / Е. М. Щеглов // Вестник Красноярского государственного университета. Вып. 22. Машиностроение; отв. ред. Е. Г. Синенко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. – С. 42–47.

101. Никитин, А. А. Стенд для исследования дроссельного разогрева рабочей жидкости гидропривода / А. А. Никитин, В. П. Лебедев // Сборник научных трудов: «Гидропривод машин различного технологического назначения»; отв. ред. С. В. Каверзин. – Красноярск: КГТУ, 1997. – С. 49–52.

102. Щеглов, Е. М. Влияние газовой фазы в рабочей жидкости на снижение динамических нагрузок в гидроприводе погрузчиков / Е. М. Щеглов // Вестник Ассоциации выпускников КГТУ; под ред. В. А. Кулагина. – Красноярск: КГТУ, 2001. – С. 32–38.

103. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Ермакова, Ю. В. Грановский. – М., Наука, 1971

104. Алексеева, Т. В. Оптимальные параметры гидропривода землеройнотранспортных машин / Т. В. Алексеева // Сб. статей «Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении». – М.: Машиностроение, 1966. – С. 209–219.

105. Аппаратура объёмных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

106. Буренников Ю. А. Динамика гидропривода с объёмно-дрессельным регулированием скорости / Ю. А. Буренников // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. – Омск, 1980. – С. 107–114.

107. Буренин В. В. Новые конструкции силовых гидроцилиндров / В. В. Буренин // Приводная техника. – 1999. – № 3–4. – С. 58–61.

108. Васильченко, В. А. Приборы и средства технической диагностики гидроприводов строительных и дорожных машин. Обзорная информация / В. А. Васильченко, С. А. Житкова, А. А. Панин. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1981. – № 2. – 50 с.

109. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов; под.ред. Б. Б. Некрасова. – Минск, 1976.

110. Гидропривод тяжёлых грузоподъёмных машин и самоходных агрегатов / В. И. Мелик-Гайказов, Ю. П. Подгорный, М. Ф. Самусенко, П. П. Фалалеев. – М.: Машиностроение, 1968. – 263 с.

111. Горский, В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики) / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер, А. М. Талалай. – М.: Metallurgy, 1978. – 112 с.

112. Динамика гидропривода / Б. Д Садовский, В. Н. Прокофьев, В. К. Кутузов, А. Ф. Щеглов, Я. В. Вольфсон; под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с.

113. Жевтун, Д. А. Повышение эффективности эксплуатации дорожных, строительных и подъёмно-транспортных машин путём периодического восстановления ресурсного параметра золотниковых пар гидравлических распределителей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Жевтун Дмитрий Анатольевич. – Хабаровск, 2006. – 122 с. РГБ ОД, 61:06-5/3755

114. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

115. Каверзин, С. В. Дроссельный разогрев рабочей жидкости в гидроприводе самоходных машин / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, А. А. Никитин // Строительные и дорожные машины. – 1995. – № 10. – С. 20–22.

116. Картвелишвили, Л. Н. Совершенствование теории и методов расчёта движения жидкости в трубопроводных системах: дис. ... доктора техн. наук: 05.23.16, 05.23.07 / Картвелишвили Леонид Николаевич. – М., 2002. – 247 с.: ил. РГБ ОД, 71 03-5/196-7

117. Лебедев, В. П. Предпусковая подготовка гидропривода самоходных машин / В. П. Лебедев, С. В. Каверзин, А. А. Никитин // Межвузовский сборник «Материалы, технологии, конструкции»; отв. ред. В. В. Стацура. – Красноярск: САА, 1995. – С. 56–60.

118. Маджам Мохамед Тахер. Разработка новых технологий получения базовых гидравлических масел для высоконапряжённых гидравлических систем: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.07 / Маджам Мохамед Тахер. – Уфа, 2001. – 187 с.: ил. РГБ ОД.

119. Матвеевко, А. М. Расчёт и испытания гидравлических систем летательных аппаратов / А. М. Матвеевко, Я. Н. Пайко, А. А. Комаров. – М., Машиностроение.

120. Мельников, Р. В. Совершенствование методов диагностирования гидроприводов строительно-дорожных машин на основе исследований гидродинамических процессов в гидросистемах: дис. ... канд. техн. наук 05.05.04 / Р. В. Мельников. – Норильск, 2007. – 219 с. РГБ ОД, 61:07-5/3223.

121. Нигматулин, Р. И. Динамика многофазных сред: в 2 ч. Ч. 1, 2 / Р. И. Нигматулин. – М.: Наука, 1987. – 484 с.

122. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А. И. Баженов, Н. С. Гамынин, В. И. Карев [и др.]; под общ.ред. Н. С. Гамынина. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с.

123. Решетов, Д. Н. Работоспособность и надёжность деталей машин / Д. Н. Решетов. – М.: Высш. шк., 1974.

124. Рыбаков, К. В. Авиационные фильтры для топлив, масел, гидравлических жидкостей и воздуха / К. В. Рыбаков, Ю. И. Дмитриев, А. С. Поляков. – М.: Машиностроение, 1982.

125. Савин, И. Ф. Гидравлический привод строительных машин / И. Ф. Савин. – М.: Стройиздат, 1974. – 240 с.

126. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988.

127. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: справочник / В. К. Свешников. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1995. – 512 с.

128. Скрицкий, В. Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрицкий, В. А. Рокшевский. – М.: Машиностроение, 1984, – 176 с.

129. Слесарев, Б. В. Обоснование параметров и разработка средств повышения эффективности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Слесарев Борис Вячеславович. – М., 2005. – 230 с. РГБ ОД, 61:05-5/3964.

130. Backe W., Lipphardt. Influence of Dispersed Air' on the Pressure Medium. Conference on Contamination in Fluid Power Systems: S.C., 1976. Proceedings. P.77- 84. London-New-Jork, 1977.

Приложение А. Программа расчёта параметров гидропривод УПА-60/80 при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости

Рассматривается процесс, происходящий в гидроприводе после переключения распределителя в позицию, соединяющую гидролинии от источника питания к гидромотору. Принимаем следующие допущения:

- давление на входе в распределитель поддерживается постоянным;
- длины гидролиний небольшие, позволяющие пренебречь волновыми процессами и инерцией жидкости.

Исходные данные:

$$g = 9,81 \frac{\text{М}}{\text{с}^2} \text{ – ускорение свободного падения;}$$

$$p_a = 10^5 \text{ Па – атмосферное давление;}$$

$t_0 = 0 \text{ с}$ – начало переходного процесса (левая граница интервала изменения времени);

$t_1 = 3 \text{ с}$ – момент времени переключения распределителя в позицию, соединяющей гидролинии от источника питания к гидромотору;

$$t_k = 11,5 \text{ с – правая граница интервала изменения времени;}$$

$$\rho = 900 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3} \text{ – плотность рабочей жидкости;}$$

$\nu = 30 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}^2}{\text{с}}$ – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости;

$$k = 1,4 \text{ – показатель адиабаты для воздуха;}$$

$B_{f.o} = 1,33 \cdot 10^9 \text{ Па}$ – модуль упругости дегазированной рабочей жидкости при технических нормальных условиях (давление 101300 Па, температура 20 °С);

$A = 12,5$ – коэффициент, учитывающий зависимость модуля упругости дегазированной рабочей жидкости от давления;

относительный объём нерастворённого газа в рабочей жидкости

(отношение объёма газа к объёму смеси) при технических нормальных условиях (давление 101300 Па, температура 20 °С):

$$\alpha_0 = 0; \alpha_1 = 0,03; \alpha_2 = 0,09; \alpha_3 = 0,18;$$

$$L_1 = 1 \text{ м} - \text{длина напорного трубопровода};$$

$$L_2 = 1 \text{ м} - \text{длина сливного трубопровода};$$

$$d_1 = 0,02 \text{ м} - \text{внутренний диаметр напорного трубопровода};$$

$$d_2 = 0,02 \text{ м} - \text{внутренний диаметр сливного трубопровода};$$

$\xi_{1.kv} = 2$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений напорного канала распределителя в квадратичной зоне;

$\xi_{2.kv} = 2$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений сливного канала распределителя в квадратичной зоне;

$$d = 0,018 \text{ м} - \text{диаметр подводящего канала распределителя};$$

$$d_z = 0,007 \text{ м} - \text{диаметр золотника распределителя};$$

$$x_{\max} = 0,002 \text{ м} - \text{максимальное перемещение золотника};$$

$$p_{k0} = 16 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{давление настройки клапана};$$

$$p_{sl} = 10^5 \text{ Па} - \text{давление на свободной поверхности в баке};$$

$$p_{m.nom} = 16 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{номинальный перепад давления на гидромоторе};$$

$M_{m.nom} = 592 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номинальное значение момента, развиваемого гидромотором;

$M_{m.nom1} = 574,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – минимальное значение номинального момента, развиваемого гидромотором;

$M_{m.nom2} = 609,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальное значение номинального момента, развиваемого гидромотором;

$\eta_{mex.m} = 0,93$ – гидромеханический коэффициент полезного действия гидромотора;

$$V_m = 250 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 - \text{рабочий объём гидромотора};$$

$$d_m = 0,18 \text{ м} - \text{диаметр ротора гидромотора};$$

$$L_m = 0,4 \text{ м} - \text{длина ротора гидромотора};$$

$\rho_m = 7900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность материала, из которого изготовлен ротор

гидромотора;

$\rho_{bk} = 7900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность материала, из которого изготовлены буровые

трубы;

$d_{bk} = 0,073$ м – диаметр буровой колонны;

$\delta_{tr} = 0,0092$ м – толщина стенки буровой колонны;

$L_{bk} = 2000$ м – длина буровой колонны;

$z_7 = 18$ – число зубьев ведущей шестерни 1-й ступени редуктора гидроротора, закрепленной на валу соединенного с валом гидромотора;

$z_8 = 77$ – число зубьев ведомой шестерни 1-й ступени редуктора гидроротора;

$z_9 = 20$ – число зубьев ведущей шестерни 2-й ступени редуктора гидроротора;

$z_{10} = 74$ – число зубьев ведомой шестерни 2-й ступени редуктора гидроротора.

Начальные условия (значения искомым функций в начальный момент времени):

- $\varphi_{m0} = 0$ – значение угла поворота вала гидромотора в начальный момент времени;
- $\omega_{m0} = 0$ – значение угловой скорости вала гидромотора в начальный момент времени;
- $p_{10} = p_a$ – значение давления на входе гидромотора в начальный момент времени;
- $p_{20} = p_a$ – значение давления на выходе из гидромотора в начальный момент времени.

Расчёт математической модели в системе MathCAD

1) Присваиваем параметрам выражения их через исходные данные:

Площадь поперечного сечения напорного трубопровода:

$$S_{tr1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площадь поперечного сечения сливного трубопровода:

$$S_{tr2} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Объём рабочей жидкости в напорном трубопроводе:

$$V_{tr1} = S_{tr1} \cdot L_1 = 3,142 \cdot 10^{-4} \cdot 1 = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Объём рабочей жидкости в сливном трубопроводе:

$$V_{tr2} = S_{tr2} \cdot L_2 = 3,142 \cdot 10^{-4} \cdot 1 = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Радиус гидромотора, м:

$$r_m = \frac{d_m}{2} = 0,09$$

Радиус буровой колонны, м:

$$r_{bk} = \frac{d_{bk}}{2} = \frac{0,073}{2} = 0,037$$

Момент инерции гидромотора:

$$J_m = 0,5 \cdot \pi \cdot r_m^4 \cdot L_m \cdot \rho_m = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,09^4 \cdot 0,4 \cdot 7900 = 0,326 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент инерции буровой колонны:

$$J_{bk} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot [r_{bk}^4 - (r_{bk} - \delta_{tr})^4] \cdot L_{bk} \cdot \rho_{bk} = 30,265 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Передаточное отношение 1-й ступени редуктора гидромотора (т.е. от вала гидромотора к валу-шестерни):

$$i_4 = \frac{z_8}{z_7} = \frac{77}{18} = 4,278$$

Передаточное отношение 2-й ступени редуктора гидромотора:

$$i_2 = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{74}{20} = 3,7$$

Приведенный суммарный момент инерции гидромотора, приведенный к валу гидромотора:

$$J_{pr.m} = J_m + \frac{J_{bk}}{(i_4 \cdot i_5)^2}$$

Момент, развиваемый гидромотором при номинальном перепаде давления:

$$M_{m0} = \frac{V_m \cdot p_{m.nom} \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi}$$

Момент сопротивления в начальный момент времени t_0 :

$$M_{c,0} = 0$$

Зависимость момента сопротивления от времени, приведенного к валу гидромотора выглядит так:

$$M_c(t) = M_{m0} \cdot (\cos(0,1 \cdot t + \pi) + 1) \cdot (t_0 \leq t)$$

График зависимости момента сопротивления от времени представлен на рисунке 1.

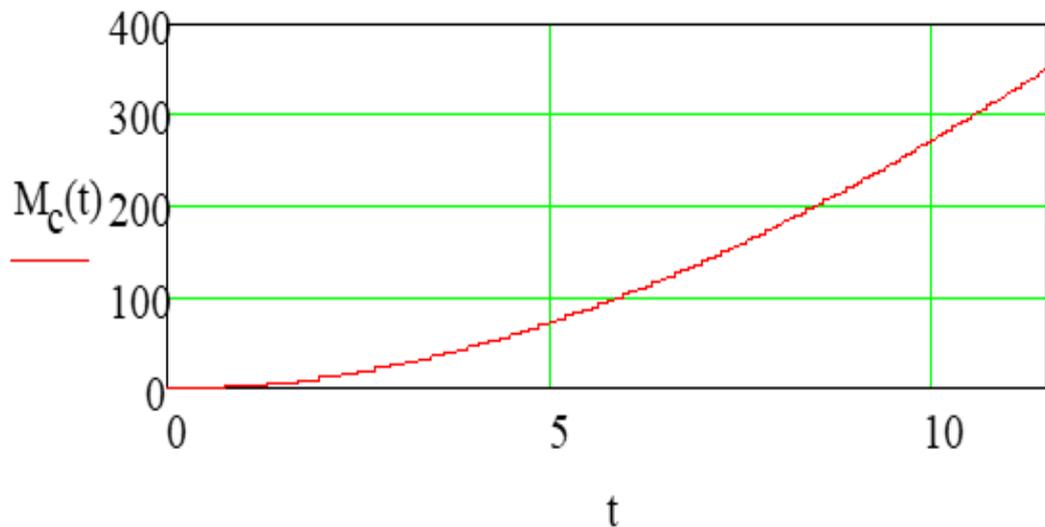


Рисунок 1 – График зависимости момента сопротивления от времени, приведённого к валу гидромотору

Присваиваем функциям выражения их через параметры и исходные данные

Зависимость модуля упругости дегазированной рабочей жидкости от

давления p :

$$B_f(p) = B_{f.o} + A \cdot p$$

Зависимость модуля упругости рабочей жидкости от давления p и относительного объема нерастворенного газа α :

$$B(p, \alpha) = \frac{(1 - \alpha) \cdot \left(\frac{B_{f.o} + A \cdot p_a}{B_{f.o} + A \cdot p} \right)^{\frac{1}{A}} + \alpha \cdot \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{1}{k}}}{\frac{1 - \alpha}{B_{f.o} + A \cdot p} \cdot \left(\frac{B_{f.o} + A \cdot p_a}{B_{f.o} + A \cdot p} \right)^{\frac{1}{A}} + \frac{\alpha}{k \cdot p} \cdot \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{1}{k}}}$$

Значение параметра A_1 местного сопротивления (напорного канала распределителя):

$$A_1 = 500 \cdot \xi_{1.kv} = 500 \cdot 2 = 1000$$

Значение параметра A_2 местного сопротивления (сливного канала распределителя):

$$A_2 = 500 \cdot \xi_{2.kv} = 500 \cdot 2 = 1000$$

Площадь поперечного сечения входного отверстия напорного канала распределителя:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,018^2}{4} = 2,545 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Зависимость перемещения золотника от времени:

$$x(t) = \frac{t}{t_1} \cdot x_{\max}$$

Степень сжатия потока в напорном канале распределителя:

$$n(t) = \frac{\pi \cdot d_z \cdot x(t)}{S_1}$$

Коэффициент сжатия струи в напорном канале распределителя:

$$\varepsilon_x(t) = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n(t)}$$

Число Рейнольдса в щели, открываемой золотником в напорном канале распределителя:

$$\text{Re}_1(t, p_1) = \frac{2 \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{k0} - p_1|}{\rho}}}{\nu}$$

где p_1 – давление на входе в гидромотор.

Коэффициент расхода напорного канала распределителя:

$$\mu_1(t, p_1) = \frac{\varepsilon_x(t) \cdot \sqrt{\text{Re}_1(t, p_1)}}{\sqrt{A + \xi_{1.kv} \cdot \text{Re}_1(t, p_1)}}$$

Проводимость напорного канала распределителя:

$$k_1(t, p_1) = \mu_1(t, p_1) \cdot \pi \cdot d_z \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Расход в напорном трубопроводе:

$$Q_1(t, p_1) = k_1(t, p_1) \cdot x(t) \cdot \sqrt{|p_{k0} - p_1|} \cdot \text{sign}(p_{k0} - p_1)$$

Число Рейнольдса в щели, открываемой золотником в сливном канале распределителя:

$$\text{Re}_2(t, p_2) = \frac{2 \cdot x(t) \cdot \sqrt{2 \cdot |p_2 - p_a|}}{\nu \cdot \rho}$$

где p_2 – давление на выходе из гидромотора.

Коэффициент расхода сливного канала распределителя:

$$\mu_2(t, p_2) = \frac{\varepsilon_x(t) \cdot \sqrt{\text{Re}_2(t, p_2)}}{\sqrt{A + \xi_{2.kv} \cdot \text{Re}_2(t, p_2)}}$$

Проводимость сливного канала распределителя:

$$k_1(t, p_2) = \mu_2(t, p_2) \cdot \pi \cdot d_z \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Расход в сливном трубопроводе:

$$Q_2(t, p_2) = k_2(t, p_2) \cdot x(t) \cdot \sqrt{|p_2 - p_a|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_a)$$

2) Математическая модель в форме Коши:

$$\frac{d}{dt} \varphi = \omega$$

$$\frac{d}{dt} \omega = \frac{1}{J_{pr.m}} \cdot (M_m - M_c)$$

$$\frac{d}{dt} p_1 = \frac{B(p_1, \alpha)}{V_1} \cdot \left(Q_1(t, p_1) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \omega \right)$$

$$\frac{d}{dt} p_2 = \frac{B(p_2, \alpha)}{V_2} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_m - Q_2(t, p_2) \right)$$

где φ_m – угол поворота вала гидромотора;

ω_m – угловая скорость вала гидромотора.

Момент, развиваемый гидромотором:

$$M_m = \frac{V_m \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi}$$

3) Описываем вычислительный блок.

Вводим обозначения искомым переменных:

$$\begin{aligned}\varphi_m &= Y_0 \\ \omega_m &= Y_1 \\ p_1 &= Y_2 \\ p_2 &= Y_3\end{aligned}$$

Задаём векторную функцию, описывающие исходную систему уравнений для дегазированной рабочей жидкости:

$$D(t, Y) = \begin{bmatrix} Y_1 \\ \frac{1}{J_{pr.m}} \cdot \left[\frac{V_m \cdot (Y_2 - Y_3) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi} - M_c(t) \right] \\ \frac{B_f(Y_2)}{V_{tr1}} \cdot \left(Q_1(t, Y_2) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_2 \right) \\ \frac{B_f(Y_3)}{V_{tr2}} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 - Q_2(t, Y_3) \right) \end{bmatrix}$$

Задаём векторную функцию, описывающую исходную систему уравнений для работы жидкости, содержащую нерастворённый газ с относительным объёмом α_1 :

$$D_1(t, Y) = \begin{bmatrix} Y_1 \\ \frac{1}{J_{pr.m}} \cdot \left[\frac{V_m \cdot (Y_2 - Y_3) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi} - M_c(t) \right] \\ \frac{B(Y_2, \alpha_1)}{V_{tr1}} \cdot \left(Q_1(t, Y_2) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 \right) \\ \frac{B(Y_3, \alpha_1)}{V_{tr2}} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 - Q_2(t, Y_3) \right) \end{bmatrix}$$

Задаём векторную функцию, описывающую исходную систему уравнений для работы жидкости, содержащую нерастворённый газ с относительным объёмом α_2 :

$$D_2(t, Y) = \begin{bmatrix} Y_1 \\ \frac{1}{J_{pr.m}} \cdot \left[\frac{V_m \cdot (Y_2 - Y_3) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi} - M_c(t) \right] \\ \frac{B(Y_2, \alpha_2)}{V_{tr1}} \cdot \left(Q_1(t, Y_2) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 \right) \\ \frac{B(Y_3, \alpha_2)}{V_{tr2}} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 - Q_2(t, Y_3) \right) \end{bmatrix}$$

Задаём векторную функцию, описывающую исходную систему уравнений для работы жидкости, содержащую нерастворённый газ с относительным объёмом α_3 :

$$D_3(t, Y) = \begin{bmatrix} Y_1 \\ \frac{1}{J_{pr.m}} \cdot \left[\frac{V_m \cdot (Y_2 - Y_3) \cdot \eta_{mex.m}}{2 \cdot \pi} - M_c(t) \right] \\ \frac{B(Y_2, \alpha_3)}{V_{tr1}} \cdot \left(Q_1(t, Y_2) - \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 \right) \\ \frac{B(Y_3, \alpha_3)}{V_{tr2}} \cdot \left(\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot Y_1 - Q_2(t, Y_3) \right) \end{bmatrix}$$

Задаём вектор начальных условий:

$$Y_0 = \begin{pmatrix} \varphi_{m0} \\ \omega_{m0} \\ p_{10} \\ p_{20} \end{pmatrix}$$

Задаём количество точек, в которых решаем исходные системы уравнений численным методом:

Задаём матрицы, в которые будут занесены решения исходной системы уравнений, выполненные с помощью встроенной функции.

В матрицу M будут занесены решения исходной системы уравнений для дегазированной рабочей жидкости:

$$M = \text{Radau}(Y_0, t_0, t_k, N, D)$$

В матрицу M_1 будут занесены решения исходной системы уравнений для рабочей жидкости, содержащей нерастворенного газа с относительным объемом α_1 :

$$M_1 = \text{Radau}(Y_0, t_0, t_k, N, D_1)$$

В матрицу M_2 будут занесены решения исходной системы уравнений для рабочей жидкости, содержащей нерастворенного газа с относительным объемом α_2 :

$$M_2 = \text{Radau}(Y_0, t_0, t_k, N, D_2)$$

В матрицу M_3 будут занесены решения исходной системы уравнений для рабочей жидкости, содержащей нерастворенного газа с относительным объемом α_3 :

$$M_3 = \text{Radau}(Y_0, t_0, t_k, N, D_3)$$

4) Построение графиков искомым функций:

$$\begin{aligned}
 t &= M^{(0)} \\
 \varphi_m &= M^{(1)} \\
 \omega_m &= M^{(2)} \\
 p_1 &= M^{(3)} \\
 p_2 &= M^{(4)} ;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 t_1 &= M_1^{(0)} \\
 \varphi_{m1} &= M_1^{(1)} \\
 \omega_{m1} &= M_1^{(2)} \\
 p1_1 &= M_1^{(3)} \\
 p1_2 &= M_1^{(4)} ;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 t_2 &= M_2^{(0)} \\
 \varphi_{m2} &= M_2^{(1)} \\
 \omega_{m2} &= M_2^{(2)} \\
 p2_1 &= M_2^{(3)} \\
 p2_2 &= M_2^{(4)} ;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 t_3 &= M_3^{(0)} \\
 \varphi_{m3} &= M_3^{(1)} \\
 \omega_{m3} &= M_3^{(2)} \\
 p3_1 &= M_3^{(3)} \\
 p3_2 &= M_3^{(4)}
 \end{aligned}$$

Зависимость угла φ поворота вала гидромотора от времени для значений относительного объёма нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ представлена на рисунке 2.

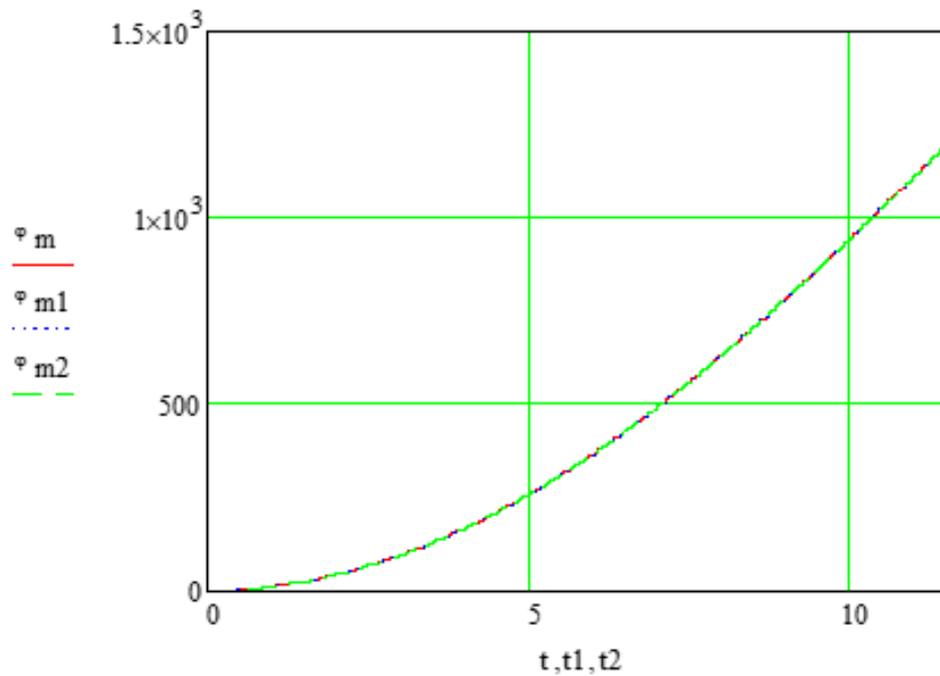


Рисунок 2 – График зависимости угла поворота вала гидромотора от времени

Зависимость угловой скорости ω поворота вала гидромотора от времени для значений относительного объема нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ представлена на рисунке 3:

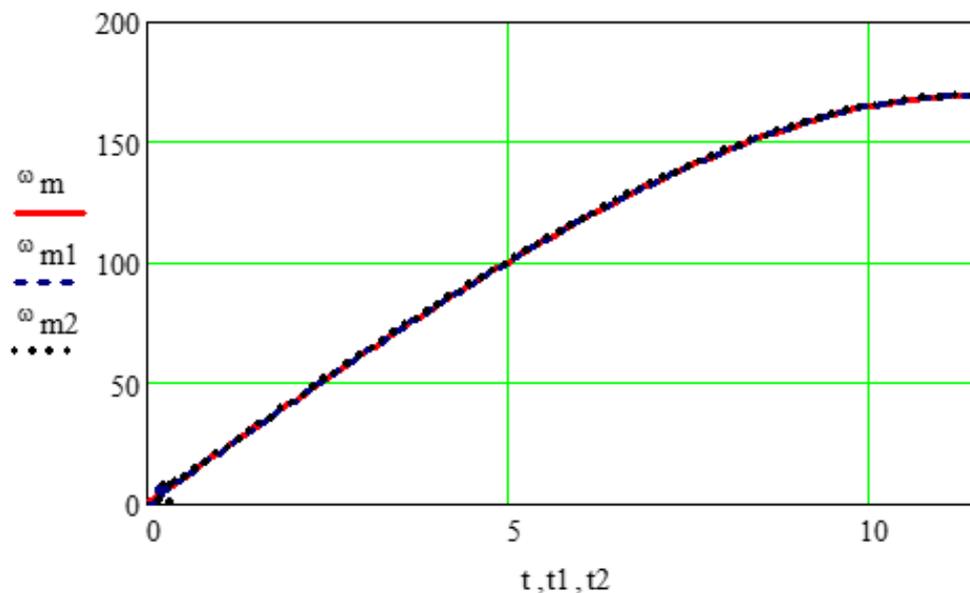


Рисунок 3 – График зависимости угловой скорости вала гидромотора от времени

Зависимость давления p_1 на входе гидромотора от времени для значений относительного объема нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ представлена на рисунке 4:

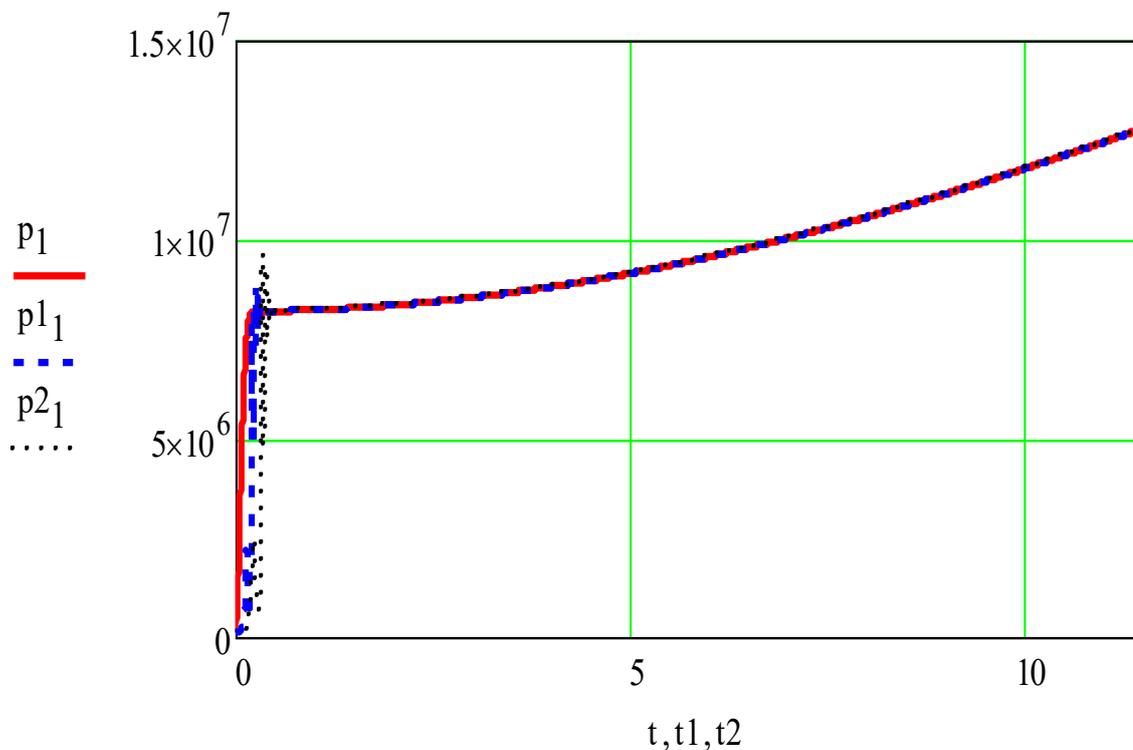


Рисунок 4 – График зависимости давления на входе в гидромотор от времени

Зависимость давления p_2 на выходе из гидромотора от времени для значений относительного объема нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ представлена на рисунке 5:

Рисунок 5 – График зависимости давления на выходе из гидромотора от времени

Зависимость угловой скорости ω поворота вала гидромотора от времени для значений относительного объема нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ на начальном участке представлена на рисунке 6:

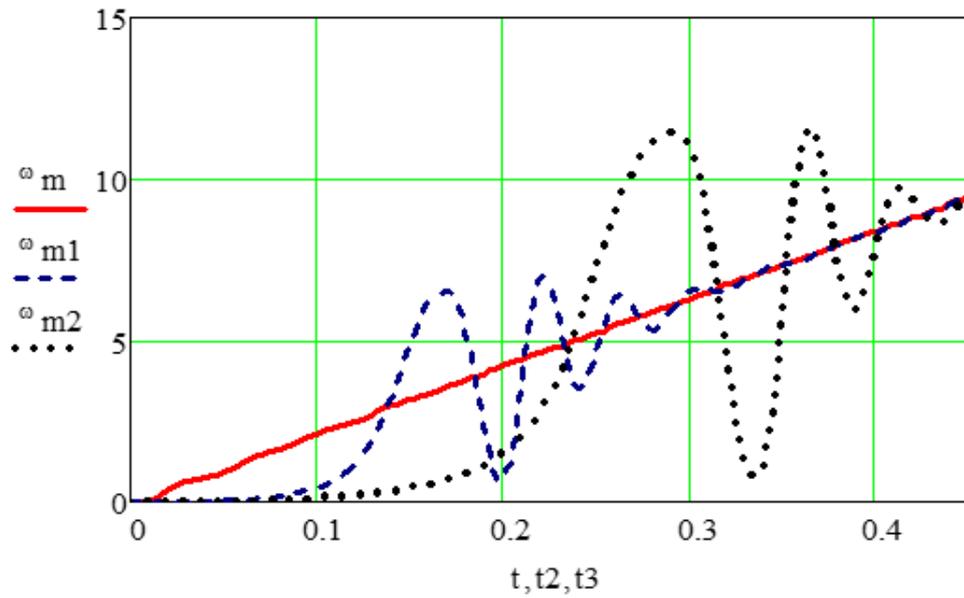


Рисунок 6 – График зависимости угловой скорости вала гидромотора от времени на начальном участке

Зависимость давления p_1 на входе в гидромотор от времени для значений относительного объема нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ на начальном участке представлена на рисунке 7:

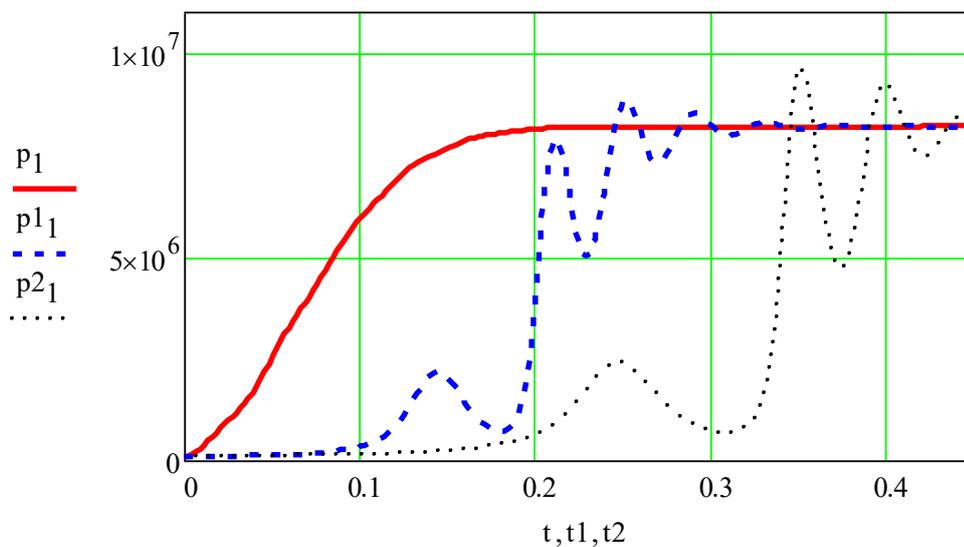


Рисунок 7 – График зависимости давления на входе в гидромотор от времени на начальном участке

Зависимость давления p_2 на выходе из гидромотора от времени для значений относительного объёма нерастворенного газа в рабочей жидкости $\alpha_0 = 0, \alpha_1 = 0,03, \alpha_2 = 0,09$ на начальном участке представлена на рисунке 8:

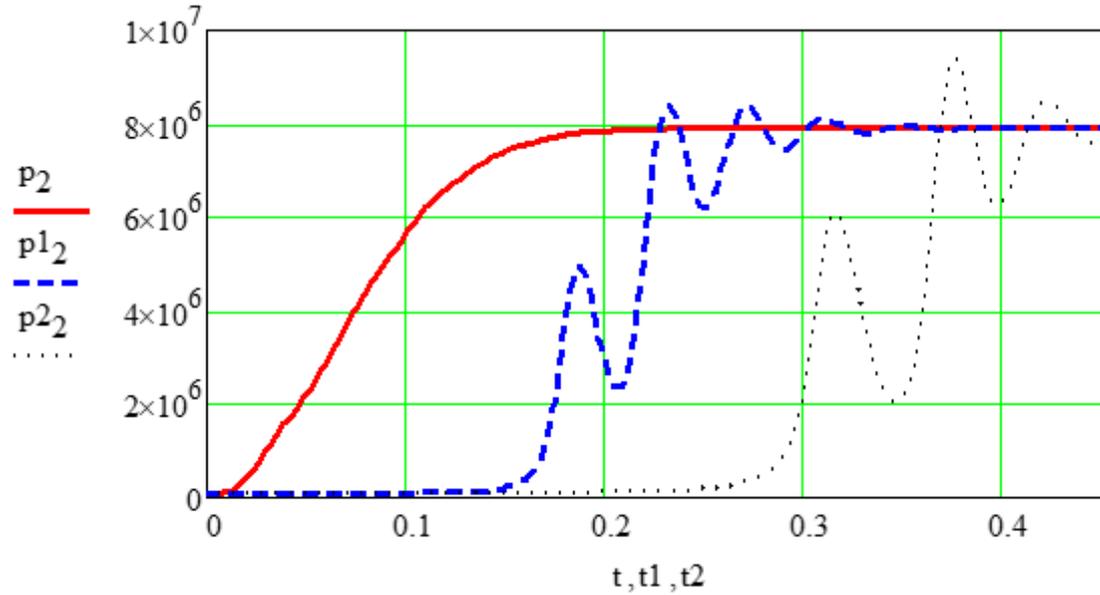


Рисунок 8 –График зависимости давления на выходе из гидромотора от времени на начальном участке

**Приложение Б. Акты внедрения результатов научно-исследовательских,
опытно-конструкторских и технологических работ на производственных
предприятиях**

**Северная геологоразведочная экспедиция
Филиал
АО «Красноярская горно-геологическая компания»
АО «Красноярскгеология»**

663293 п. Тея, Северо-Енисейского района Красноярского края, ул. Геологическая, 5	ИНН 2451000092 КПП 243402001 р/сч 40702810131200006006 в Красноярское отделение № 8646 ПАО Сбербанк РФ к/сч. 30101810800000000627 БИК 040407627	Телефон/факс: (39160) 23-0-89
--	---	----------------------------------

УТВЕРЖДАЮ
Начальник
Северной геологоразведочной экспедиции
филиала АО «Красноярскгеология»
Архипов Д. М.
2021г.



АКТ

**внедрения результатов научно - исследовательских, опытно – конструкторских и
технологических работ**

Настоящий акт удостоверяет, что в период с 01.03.2021 по 30.07.2021 сотрудником Сибирского федерального университета, старшим преподавателем Луневым Александром Сергеевичем получены положительные итоги по внедрению результатов диссертационной работы на тему «Метод контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворённой газовой фазы в рабочей жидкости».

Результаты опытной эксплуатации показали следующее:

1. Применение авторского метода позволяет дать оценку качества работы гидравлических систем самоходных машин.
2. Предложенный метод позволил выявить проблемы, связанные с повышенными динамическими нагрузками в рабочих органах буровых станков, за счёт избыточного количества нерастворенного газа в рабочей жидкости (около 12 процентов от общего объёма).
3. Путём дегазации рабочей жидкости и снижению концентрации нерастворенного газа до 2-х процентов от общего объёма удалось снизить вибрацию, удары в момент пуска и остановки гидравлических двигателей, а также количество включений в работу предохранительных клапанов.

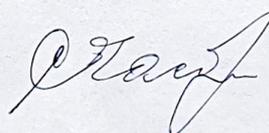
Полученные результаты позволяют рекомендовать метод контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворенного газа в рабочей жидкости для внедрения в действующую систему проведения плановых и текущих ремонтов, а также контроля параметров исполнительных двигателей (давление в момент пуска, скорость течения жидкости, давление в сливном трубопроводе, скачки давления на направляющей и регулирующей гидроаппаратуре).

Данный метод позволил дать рекомендации по допустимой концентрации нерастворенного газа в рабочей жидкости применимо к конкретной машине. При помощи предложенного метода была выявлена необходимость использования дегазационных устройств, так как из-за конструктивных особенностей количество нерастворенного газа невозможно было поддерживать в рекомендуемых пределах.

Необходимо отметить экономический эффект внедрения результатов, выраженный в экономии денежных средств, за счёт гарантирования работоспособности и эффективности гидропривода.

Акт выдан для приложения к диссертационной работе А.С. Лунева

Главный инженер Северной ГРЭ



П.А. Борковский

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ "СИБИРСКИЙ
ЗАВОД ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ"
Красноярский край, 662060, г Боготол,
ул. Заводская, д. 1
8 (39157) 2-54-09, +7(39157)2-34-87

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер ООО «СИБЗЭТ»
Ахматов С.Н.
«*С. Ахматов*» 2021г



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт подтверждает, что результаты работы Лунева Александра Сергеевича, представленные в диссертационной работе на тему: «Метод контроля параметров гидравлического привода при наличии нерастворенной газовой фазы в рабочей жидкости», использованы при наладке и настройки гидравлического оборудования для получения эталонных характеристик.

Предложенный Луневым А.С. метод, позволил выявить необходимость дегазации рабочей жидкости, тем самым снизить динамические нагрузки на исполнительных элементах станочного гидропривода, а также существенно снизить вибрацию оборудования. Предложенная методика принята для контроля работы исполнительных элементов гидравлического привода.

Главный механик завода



С. С. Тарадецкий

(подпись)

Приложение В. Патенты

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **196 575**⁽¹³⁾ **U1**
 (51) МПК
G01N 7/00 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
G01N 7/00 (2020.01)

(21)(22) Заявка: 2019142805, 17.12.2019
 (24) Дата начала отсчета срока действия патента:
 17.12.2019
 Дата регистрации:
 05.03.2020
 Приоритет(ы):
 (22) Дата подачи заявки: 17.12.2019
 (45) Опубликовано: 05.03.2020 Бюл. № 7
 Адрес для переписки:
 660041, г. Красноярск, Свободный пр., 82, корп.
 К, Инженерно-строительный институт СФУ,
 Гельовой Татьяне Борисовне

(72) Автор(ы):
 Лунев Александр Сергеевич (RU),
 Заковряжин Михаил Вячеславович (RU),
 Андрейчиков Иван Викторович (RU),
 Дунаева Софья Павловна (RU),
 Афанасов Владимир Ильич (RU)
 (73) Патентообладатель(и):
 Федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего
 образования "Сибирский федеральный
 университет" (RU)
 (56) Список документов, цитированных в отчете
 о поиске: SU 802869 A1, 07.02.1981. DE
 19833601 C1, 23.12.1999. RU 2381966 C2,
 20.02.2010. RU 2308402 C2, 20.10.2007.

(54) СТЕНД ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ОБЪЕМА НЕРАСТВОРЕННОГО ГАЗА В РАБОЧИХ ЖИДКОСТЯХ ГИДРОСИСТЕМ

(57) Реферат:

Полезная модель относится к области машиностроительной гидравлики, в частности к стендам для измерения нерастворенного газа в рабочих жидкостях гидросистем, и предназначена для проверки влияния нерастворенного газа на динамические процессы в гидроприводе самоходных машин. Технический результат, достигаемый при использовании заявляемого стенда, заключается в повышении точности при измерении динамических процессов в гидросистемах. Для достижения технического результата предложен стенд для измерения объема нерастворенного газа в рабочей жидкости гидросистем, содержащий приводной двигатель (1), насос (3), линию всасывания (4), линию

нагнетания (5), линию слива (11), гидродвигатель (20), механические расходомеры (7, 8), манометр (17), термометр (23) и бак (22). Новым является то, что в напорном трубопроводе (5) дополнительно установлены регулируемый дроссель (6) и манометр (21), позволяющие измерить перепад давления. Кроме того, стенд дополнительно содержит ультразвуковые расходомеры (12, 13, 14, 15), установленные на линии всасывания (4), линии нагнетания (5) до дросселя (6) и после него и на линии слива (11) жидкости из гидродвигателя (20), а также содержит дополнительные расходомеры (9, 10) и манометры (16, 18, 19) на линии всасывания, линии нагнетания и линии слива. 1 ил.

RU 196575 U1

RU 196575 U1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) RU⁽¹¹⁾73 714⁽¹³⁾ U1

(51) МПК

F16K 47/08 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ(титульный лист)

(21), (22) Заявка: 2007149401/22, 26.12.2007

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
26.12.2007

(45) Опубликовано: 27.05.2008 Бюл. № 15

Адрес для переписки:

660074, г.Красноярск, ул. Киренского, 26,
Политологический институт СФУ, патентно-
информационный отдел (ПИО)

(72) Автор(ы):

Лунов Александр Сергеевич (RU),
Никитин Александр Анатольевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования Сибирский федеральный
университет (СФУ) (RU)

(54) РЕГУЛИРУЕМЫЙ ДРОССЕЛЬ

(57) Формула полезной модели

Регулируемый дроссель, в корпусе которого с входным и выходным патрубками установлен подвижно дросселирующий орган с профилированным каналом, между внутренней поверхностью корпуса и наружной поверхностью дросселирующего органа образована кольцевая полость, отличающийся тем, что в корпусе выполнены не более восьми отверстий с разными диаметрами, поочередно соединяемые через профилируемый канал с входным и выходным патрубками, при этом диаметр каждого из отверстий выбран в зависимости от вязкости рабочей жидкости, дросселирующий орган с профилированным каналом выполнен в виде усеченного конуса.

RU 7 3 7 1 4 U 1

RU 7 3 7 1 4 U 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11)**67 203** (13) **U1**

(51) МПК

F15B 21/06 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ(титульный лист)

(21), (22) Заявка: **2007119153/22, 22.05.2007**(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
22.05.2007(45) Опубликовано: **10.10.2007 Бюл. № 28**

Адрес для переписки:

**660074, г.Красноярск, ул. Киренского, 28,
Политехнический институт СФУ, ПИО**

(72) Автор(ы):

Мясойлов Александр Анатольевич (RU).**Лушев Александр Сергеевич (RU).****Пилогаев Иван Николаевич (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

**Федеральное государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования Сибирский федеральный
университет (СФУ) (RU)**

(54) БЛОК ПИТАНИЯ ГИДРОПРИВОДА

(57) Формула полезной модели

Блок питания гидропривода, содержащий герметичный гидробак с всасывающим и сливным патрубками, сообщенными с всасывающей и сливной гидролиниями, обратные клапаны, отличающийся тем, что блок снабжен пневмоцилиндром, поршневая часть которого соединена через обратный клапан с атмосферой, а другим обратным клапаном - с гидробаком, на штоке гидроцилиндра гидропривода прикреплена стойка, взаимодействующая со штоком пневмоцилиндра, в поршневой части которого установлена пружина, одним концом соединенная с поршнем, а другим - с торцом пневмоцилиндра.

RU 67203 U1

RU 67203 U1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) RU⁽¹¹⁾67 675⁽¹³⁾ U1(51) МПК
F16L 55/05 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2007120335/22, 30.05.2007

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
30.05.2007

(45) Опубликовано: 27.10.2007

Адрес для переписки:

660074, г.Красноярск, ул. Киренского, 26,
Политехнический институт СФУ, ПИО

(72) Автор(ы):

Лушев Александр Сергеевич (RU).
Нижитин Александр Анатольевич (RU).
Михайлов Александр Анатольевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования Сибирский
федеральный университет (СФУ) (RU)

(54) ДЕМПФЕР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Формула полезной модели

Демпфер гидравлического удара, содержащий оболочку из эластичного материала и присоединенный к основному трубопроводу, отличающийся тем, что демпфер снабжен дополнительной металлической оболочкой, размещенной снаружи оболочки из эластичного материала, которая в свою очередь размещена снаружи основного трубопровода, с выполненными в нем отверстиями, диаметр (d) каждого из которых составляет 0,08-0,12 диаметра (D) основного трубопровода.

