

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА

На правах рукописи

КОРОТКОРУЧКО Дмитрий Юрьевич

ОБОСНОВАНИЕ СОВМЕСТНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
БАКОВ И НАСОСОВ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ В СИСТЕМАХ
ВОДОПОДАЧИ

Специальность 2.1.6 – Гидротехническое строительство, гидравлика и
инженерная гидрология

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент Али Мунзер Сулейман

Москва – 2025 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМ ВОДОПОДАЧИ С НАСОСНЫМИ СТАНЦИЯМИ И ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ БАКАМИ	9
1.1. Анализ эффективности работы башенных систем водоподачи	9
1.2. Анализ эффективности работы пневматических баков	13
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ	26
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОВМЕСТНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ БАКОВ И НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ	27
2.1. Общая концепция работы системы водоподачи	27
2.2. Расчет режимов работы элементов системы водоподачи.....	36
2.3. Анализ эффективности методов регулирования работы насосов.....	57
2.4. Влияние наличия или отсутствия мембраны в пневматическом баке на эффективность работы системы	62
2.5 Влияние применения частотно-регулируемого привода в работе системы с пневматическим баком	65
2.6. Разработка математической модели для прогнозирования работы системы с различными исходными данными.....	67
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ	73
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ	74
3.1. Описание экспериментальной установки, цель и задачи лабораторных исследований	74
3.2. Описание методики проведения экспериментов	81
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ	89

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОЦЕНКЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	90
4.1 Обработка данных, полученных в ходе проведения экспериментов	90
4.2. Определение энергетической эффективности систем водоподачи с пневматическими баками	98
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ	108
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	109
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	111
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	130
Приложение А. Параметры и характеристики контрольно-измерительных приборов и насосного оборудования	131
Приложение Б. Акт о внедрении	137
Приложение В. Диплом молодежной научно-практической конференции.....	139

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Обеспечение бесперебойной централизованной подачи воды, надлежащего качества и в необходимом объеме, является одним из основных условий создания комфортной среды обитания в населенных пунктах и локальных объектах социальной инфраструктуры – санаториях, домах отдыха, спортивных базах.

Применяемые в настоящее время в системах водоподачи водонапорные башни обладают рядом недостатков, связанных, прежде всего, со сложностью и высокой стоимостью строительства и эксплуатации, особенно в зимних условиях, а также повышенной аварийностью. При этом существующие безбашенные системы водоподачи с использованием пневматических баков позволяют обеспечить рабочее давление в трубопроводах, уменьшить вероятность возникновения гидравлического удара и снизить стоимость строительства систем водоподачи. Однако, режим совместной работы пневматических баков и насосно-силового оборудования, в том числе и с частотно-регулируемым приводом, изучен недостаточно, а проблема оптимизации энергетических параметров работы систем водоподачи, включая совместную работу пневмобаков и частотных преобразователей, является актуальной.

Степень разработанности проблемы. Весомый вклад в научную разработку тематики в области исследования безбашенных систем водоподачи и насосов с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) внесли российские ученые М.С. Али, М.Л. Барбул, С.Н. Карамбиров, Б.С. Лезнов, В.Н. Фисенко, И.В. Николенко, В.Г. Николаев, О.А. Штейнмиллер, а также зарубежные ученые V.K. Arun Shankar, P.D. Dai, J. Delgado, T. Luna, J. Ribau, D. Figueiredo, R. Alves, Tom Neuberger, Steven B. Weston, Z. Zuo, L. Tan, W. Shi, C. Chen, J. Ye, E.M Francis и др.

Проведенный аналитический обзор показал, что существующие методы регулирования работы учитывают применение пневматических баков и частотных преобразователей только по отдельности, причем исследования по эффективному

использованию и расчетам пневмобаков практически отсутствуют, и не рассматривают потенциал их совместного применения для повышения энергоэффективности и снижения энергоемкости водоподачи. При этом степень разработанности проблемы, связанной с работы насосов с частотно-регулируемым приводом, очень высока.

Работа выполнена в соответствии с паспортом научной специальности 2.1.6 «Гидротехническое строительство, гидравлика и инженерная гидрология»: п. 6 Водозаборные сооружения и насосные станции различного назначения. Рыбопропускные и рыбозащитные сооружения. Экологическая реабилитация водных объектов; п. 13 Равновесие, движение и взаимодействие жидкостей и газов, закономерности движения обычных, взвесенесущих, аэрированных и стратифицированных потоков; п. 14 Стационарные и нестационарные течения жидкости в трубах, естественных и искусственных руслах, гидротехнических сооружениях различного назначения. Взаимодействие потоков с поверхностями, телами и сооружениями. Гидравлические сопротивления.

Цель диссертационной работы: Исследования по оценке и оптимизации параметров совместной работы пневматических баков с регулируемыми насосами в системах водоподачи для обеспечения энергосбережения при требуемых гидравлических показателях.

В процессе выполнения работы решались следующие **задачи**:

- провести анализ и оценку работы современных башенных и безбашенных, с пневмобакми, систем водоподачи и возможности эффективного управления для достижения энергосбережения;
- сделать теоретическое обоснование совместного применения пневмобаков и насосов с частотно-регулируемым приводом;
- выполнить лабораторные гидравлические исследования систем водоподачи с пневматическими баками и регулируемыми насосами по оценке энергоэффективности и защиты от гидравлического удара напорных водоводов водохозяйственных систем;

- провести оптимизацию компоновки и совместной работы водохозяйственного комплекса в составе пневматического бака с регулируемым насосом;

- провести технико-экономическую оценку эффективности применения пневмобаков и частотных преобразователей для достижения наибольшего энергосбережения.

Научная новизна работы: Проведен анализ исследований технологий использования безбашенных систем водоподачи и оценка проблемы энергосбережения, что позволило предложить концепцию системы пневмобаков и насосов с частотно-регулируемым приводом, теоретически обосновать эффективность системы и получить математическую модель прогнозирования характеристик и их трансформации при изменении параметров работы насосов. Получены результаты лабораторных гидравлических исследований и компьютерного моделирования, которые позволили оптимизировать размеры пневмобака и параметры работы насосов при требуемых гидравлических показателях системы. Получены результаты оценки эффективности применения пневмобаков и частотных преобразователей.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в разработке концепции обеспечения энергосбережения при применении системы пневмобаков и насосов с частотно-регулируемым приводом и, полученной по результатам экспериментов, возможности прогнозирования характеристик и их трансформации при изменении параметров работы насосов. Практическая значимость заключается в разработке системы водоподачи и получении эффекта энергосбережения.

Методология и методы исследований. При проведении исследований использовались методы теоретического анализа и лабораторного эксперимента. Теоретические исследования базировались на использовании классических законов движения и взаимодействия жидкостей и газов. Лабораторные гидравлические эксперименты выполнялись с применением современных методик и стандартного оборудования. Обработка результатов осуществлялась методами

математической статистики с применением компьютерной программы Microsoft Excel.

Положения, выносимые на защиту:

- результаты аналитических исследований технологий использования безбашенных систем водоснабжения и оценка проблемы энергосбережения;
- теоретический расчет по определению гидравлических характеристик системы пневмобаков и насосов с частотно-регулируемым приводом;
- математическая модель анализа гидравлических показателей системы и их трансформации при изменении параметров работы насосов;
- результаты лабораторных исследований и компьютерного моделирования по оптимизации размеров пневмобака и параметров работы насосов;
- оценка эффективности применения пневмобаков и частотных преобразователей.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов исследований подтверждается высоким уровнем корреляции теоретических и экспериментальных данных исследований, применением современных сертифицированных измерительных приборов и стандартных методик. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на Международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 150-летию со дня рождения А.Я. Миловича, Москва, 2024; Международной научной конференции «Актуальные вопросы гидрометеорологии и мониторинга окружающей среды в изменяющемся климате: адаптация, устойчивость и производственный процесс», г. Ереван, Республика Армения, 2025; Молодежной научно-практической конференции «Актуальные вопросы экологии и безопасности», IX Всероссийском водном конгрессе, Москва, ЦВК «Экспоцентр», 2025; Международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 160-летию Тимирязевской академии, 2025. Результаты работы внедрены на предприятии АО «АТТРАКЦИОН-ЭКСПО».

Личный вклад автора заключается в анализе и обобщении исследований отечественных и зарубежных ученых и специалистов по проблеме, постановке

задач и выборе методов исследований, в выполнении теоретических исследований, в проведении лабораторных гидравлических исследований, обработке и анализе результатов, формулировке заключения и написании текста диссертации.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 7 печатных работах, в том числе 3 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ. Общий объём опубликованных работ 3,59 п.л., из них 2,84 п.л. принадлежит автору.

Структура и объём диссертации. Диссертация включает введение, 4 главы, заключение, список литературы и приложения. Объём диссертационной работы 139 страниц, включая 26 таблиц, 36 рисунков, 3 приложения. Список литературы составляет 183 источника, в том числе 34 на иностранном языке.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМ ВОДОПОДАЧИ С НАСОСНЫМИ СТАНЦИЯМИ И ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ БАКАМИ

1.1. Анализ эффективности работы башенных систем водоподачи

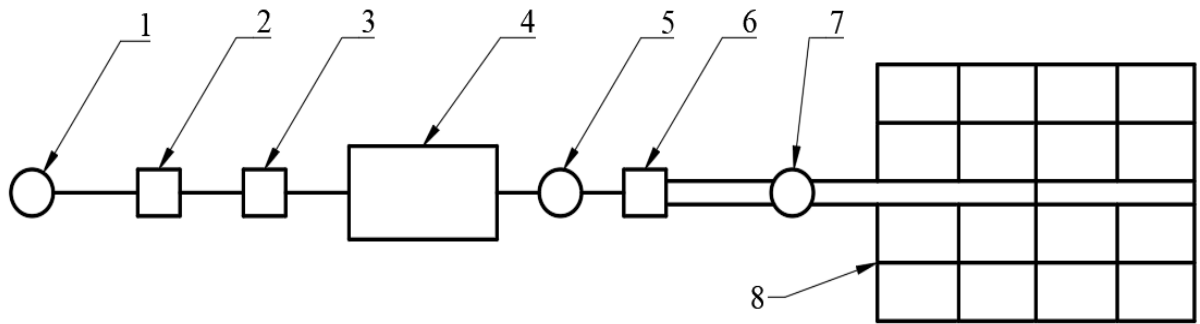
Системы водоподачи представляют собой комплекс инженерных сооружений, обеспечивающих подачу воды потребителям в требуемом объёме, при заданном напоре и качества, соответствующего СанПиН 2.1.3684-21. Для подачи воды заданного напора зачастую используются водонапорные башни. Они обеспечивают стабильное давление в сети и накопление резервного объема воды. Эффективность их работы зависит от множества факторов, включая конструктивные особенности, гидравлические параметры, уровень энергопотребления и эксплуатационные затраты.

Водонапорные башни чаще всего используются в малых населенных пунктах, а также для водоподачи предприятий, различных объектов социальной инфраструктуры и здравоохранения.

Малые населенные пункты в подавляющем большинстве состоят из индивидуального жилого строительства. В России, по данным Росстата на 2022 год, около 42 млн человек проживает в частных домах. По сравнению с 2018 годом это число выросло примерно на 7%. Все эти люди – потенциальные потребители воды, которая подаётся водонапорными башнями.

В связи с этим одним из важнейших аспектов повышения надежности водоподачи является разработка методов повышения энергоэффективности при использовании различных сооружений и оборудования, в том числе насосного.

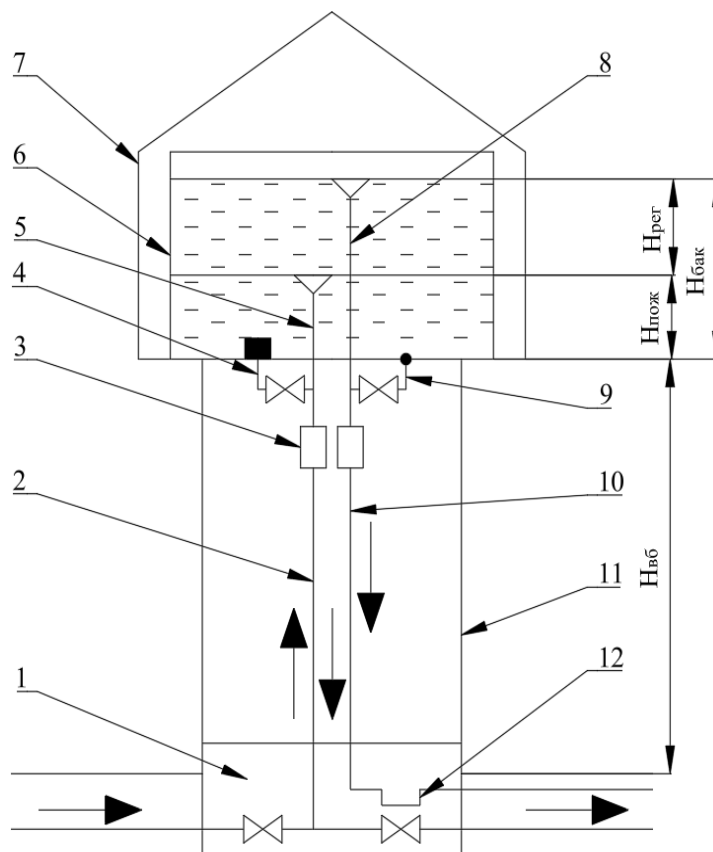
Водонапорные башни являются традиционными решениями для создания давления в распределительной сети (рисунок 1.1) [39]. Несмотря на их широкое распространение, такие башни имеют ряд недостатков, возникающих в первую очередь из-за их конструктивных особенностей, что в итоге влияет на эффективность и эксплуатационные характеристики системы.



1 – источник водоподачи (скважина или водоем); 2 – водозаборные сооружения; 3 – насосная станция I-го подъема; 4 – станция водоподготовки; 5 – резервуар чистой воды; 6 – насосная станция II подъема; 7 – водонапорная башня; 8 – разводящие сети в населенном пункте

Рисунок 1.1 – Схема водоподачи населенного пункта:

На рисунке 1.2 приведена конструкция и основные элементы водонапорной башни.



1 – фундамент и подвальное помещение; 2 – подающе-отводящая труба; 3 – сальниковые компенсаторы; 4 – труба на противопожарные нужды; 5 – труба на хозяйственно-питьевые нужды; 6 – бак; 7 – шатер; 8 – переливная труба; 9 – грязевая труба; 10 – сбросная труба; 11 – опорная конструкция (ствол); 12 – гидравлический затвор

Рисунок 1.2 – Схема устройства водонапорной башни:

Напор, создаваемый такой башней, определяется по формуле:

$$H = Z_{вб} + H_{вб} + H_{пож} + H_{рег}, \quad (1.1)$$

где $Z_{вб}$ – геодезическая отметка поверхности земли в месте расположения водонапорной башни, м;

$H_{вб}$ – высота ствола водонапорной башни, м;

$H_{пож}$ – высота пожарного запаса воды, м;

$H_{рег}$ – высота регулирующего запаса воды, м.

Именно регулирующий запас воды играет ключевую роль в расчете объема бака водонапорной башни. При этом высота $H_{вб}$ будет тем меньше, чем больше значение $Z_{вб}$. Поэтому располагать водонапорные башни следует на наиболее возвышенных отметках. Тогда требуемый манометрический напор насосов станции 2-го подъема $H_{н.ман.}$ определяется по максимальному уровню воды в баке водонапорной башни:

$$H_{н.ман.} = (Z_{он} - Z_{вб}) + (H_{вб} + H_{бак}) + h_w, \quad (1.2)$$

где h_w – сумма потерь напора в напорном водоводе между насосной станцией 2-го подъема и водонапорной башней, м.

Недостатки водонапорных башен:

1. Высокая стоимость строительства и эксплуатации.

– Для возведения башни требуются значительные объемы металла, бетона и других строительных материалов.

– Конструкция башни должна выдерживать вес воды и ветровые нагрузки, что требует усиленного фундамента и сложных расчетов.

– Металлические и железобетонные конструкции подвержены коррозии, что требует регулярного технического обслуживания.

2. Ограниченная гибкость регулирования давления.

– Давление в сети определяется высотой водяного столба, что делает регулирование статичным и не позволяет быстро адаптироваться к изменению потребления воды.

– В часы минимального водопотребления может возникать избыточное давление, что увеличивает нагрузку на трубопроводную сеть и арматуру.

3. Потери энергии на подъем воды.

- Насосное оборудование должно поднимать воду на значительную высоту, что увеличивает энергопотребление.

- Часть потребляемой энергии не используется для водоподачи, особенно если потребление воды неравномерное и приходится поддерживать уровень жидкости в резервуаре.

4. Риск загрязнения воды.

- Вода в резервуаре может застаиваться, особенно при малых расходах [114], что приводит к ухудшению качества воды.

- Возможны утечки и попадание загрязнений через повреждения резервуара или вентиляционные отверстия.

5. Влияние климатических и геологических факторов.

- В зимнее время возможно замерзание воды в верхних частях конструкции, что требует утепления или обогрева.

- В жаркий период вода может нагреваться, что влияет на ее качество и может вызывать размножение бактерий.

- Невозможность установки и опасность повреждения в сейсмически активных районах.

6. Ограниченная масштабируемость.

- Увеличение потребности в воде требует строительства новой башни или значительного изменения существующей конструкции.

- Физическое расширение резервуара возможно только в пределах нагрузки, которую может выдержать башня.

Что касается эффективности работы водонапорных башен, анализ существующих систем показывает следующее:

1. Гидравлическая эффективность башенной системы определяется ее способностью поддерживать требуемый уровень давления в сети [9, 24, 47, 69, 137, 145]. В современных условиях традиционные башенные системы часто заменяются насосными станциями с переменной частотой вращения насосов, что позволяет более точно регулировать давление и снижать гидравлические потери.

2. Энергетическая эффективность работы водонапорных башен во многом зависит от способа подачи воды в резервуар [49, 76]. Если насосы работают в постоянном режиме без регулирования частоты, возможны значительные (до 70%) энергопотери. Использование частотно-регулируемых приводов (ЧРП) позволяет снизить затраты на подачу воды.

3. Срок службы водонапорных башен обычно превышает 50 лет, однако их эксплуатация требует регулярного технического обслуживания. Основные расходы связаны с очисткой резервуара от осадков и загрязнений, контролем герметичности конструкции и обслуживанием трубопроводов и запорной арматуры [39].

Таким образом, несмотря на широкое использование, водонапорные башни имеют конструктивные ограничения, которые делают их менее эффективными по сравнению с современными альтернативами, такими как пневматические баки и насосные станции с частотным регулированием.

1.2. Анализ эффективности работы пневматических баков

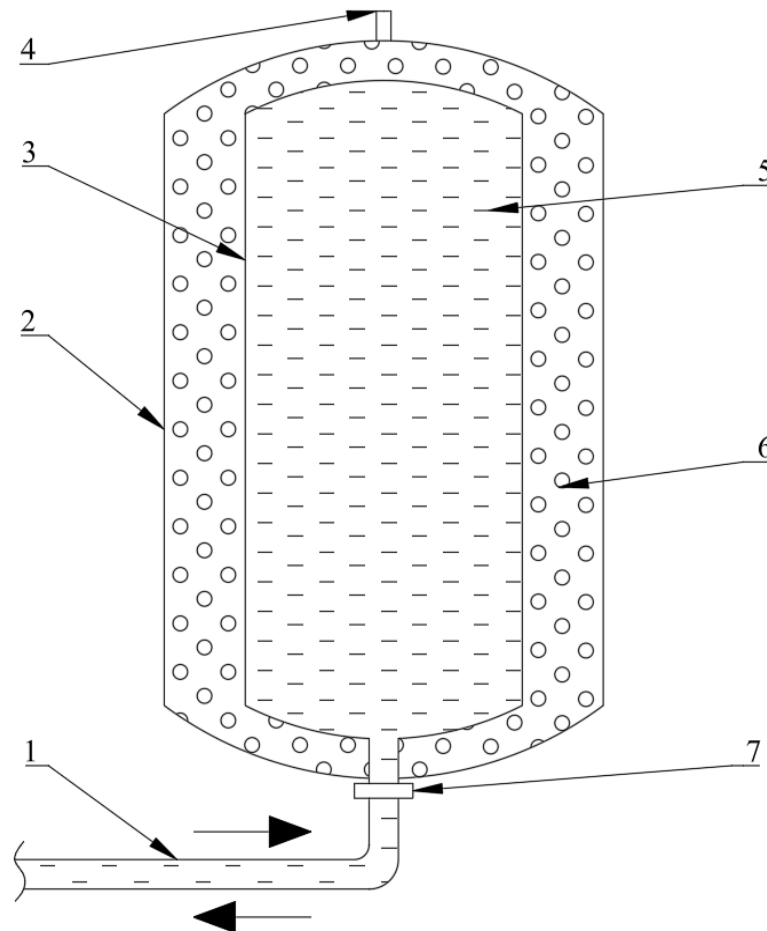
Безбашенные системы водоподачи – системы водоподачи, в которых используются пневматические баки (котлы). Это герметичные устройства, предназначенные для поддержания постоянного давления в системе водоподачи за счет воздуха или газа, а также для компенсации пульсаций давления, уменьшения количества включений насоса [62 – 65] и смягчения гидравлических ударов [7].

Классификация пневматических баков может проводиться по нескольким критериям:

1. По конструкции:

а) мембранные пневматические баки (рисунок 1.3). В этих устройствах воздушная и водная части разделены гибкой мембраной, что предотвращает прямой контакт воды с воздухом и снижает риск коррозии. Мембранные баки обеспечивают более стабильную работу системы и широко применяются в жилых

домах, образовательных и медицинских учреждениях, а также в аквапарках [65]. Максимальный объем, предлагаемый производителями, составляет обычно 1000 л;



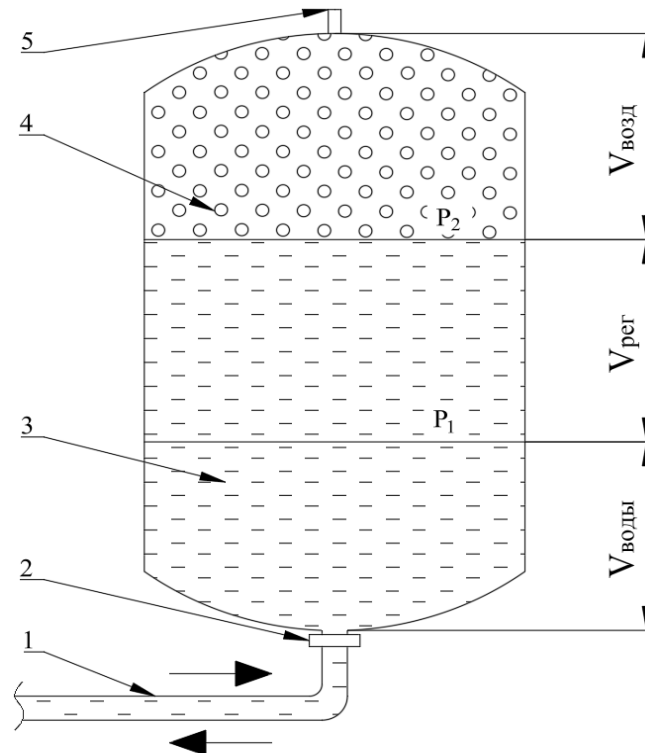
1 – подающе-отводящая труба; 2 – корпус; 3 – мембрана; 4 – ниппель для подкачки и стравливания воздуха; 5 – вода; 6 – воздух; 7 – муфтовое разъемное подключение к трубопроводу

Рисунок 1.3 – Схема устройства пневматического бака мембранного типа:

б) беспленочные (безмембранные) пневматические баки (рисунок 1.4). Здесь вода и сжатый воздух находятся в прямом контакте. Такие баки чаще используются в промышленных системах, где требуется высокая производительность, несмотря на потенциальные проблемы с коррозией. Максимальный объем, предлагаемый производителями, составляет обычно свыше 1000 л.

2. По назначению:

а) баки для компенсации теплового расширения – используются в системах отопления и горячего водоподачи, где изменения температуры приводят к существенным колебаниям объёма жидкости [40].



1 – подающе-отводящая труба; 2 – муфтовое разъемное подключение к трубопроводу;
3 – вода; 4 – воздух; 5 – ниппель для подкачки и стравливания воздуха; 6 – воздух

Рисунок 1.4 – Схема устройства пневматического бака безмембранного типа:

б) баки для смягчения гидроударов – служат для защиты трубопроводов от резких скачков давления, возникающих при включении либо выключении насосов или изменении работы задвижек [40].

в) баки для стабилизации давления – обеспечивают поддержание постоянного давления в системе при переменном водопотреблении, что особенно актуально для открытых систем водоподачи [64].

3. По рабочему давлению и объёму – выбор оптимального объёма бака определяется компромиссным решением между стоимостью оборудования и необходимостью поддержания стабильного давления. При системах с переменным водопотреблением бак должен иметь достаточный запас для компенсации кратковременных колебаний давления [65];

4. По установке:

а) горизонтальные – позволяет уменьшить строительную стоимость здания и рационально только в случае, когда применяются очень высокие (свыше 3 метров) котлы. При горизонтальной установке котлов, если котлы поставлены в 2 яруса, ухудшается осмотр и затрудняется ремонт их в сравнении с вертикальной установкой. Если позволяют погодные условия, то напорно-пневматические котлы ставятся горизонтально так, что только половина их находится в помещении, а остальная часть или под навесом, или под открытым небом.

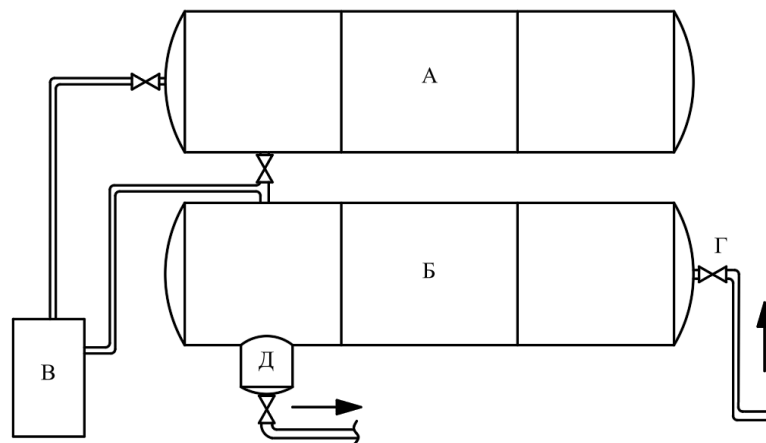
Преимущества:

- повышенная устойчивость при больших объемах (особенно свыше 500 л);
- возможность монтажа под насосной станцией или на специальных стеллажах;

Недостатки:

- требуют больше места по горизонтали;
- могут быть менее удобны для визуального контроля уровня воды.

В случае суровой зимы под навес из помещения выносятся только воздушные котлы, а водяные остаются в помещении и располагаются вертикально. Горизонтальная установка котлов лучше всего может быть применена в подземных пневматических водонапорных станциях (рисунок 1.5).



а – воздушный котел; б – водяной котел; в – компрессор воздуха;
г – подача воды от насоса в котел; д – подача воды потребителю

Рисунок 1.5 – Горизонтальная установка пневмобака:

б) вертикальные – применяется с момента зарождения пневматической системы водоподачи и является преобладающим типом установки (рисунок 1.6).

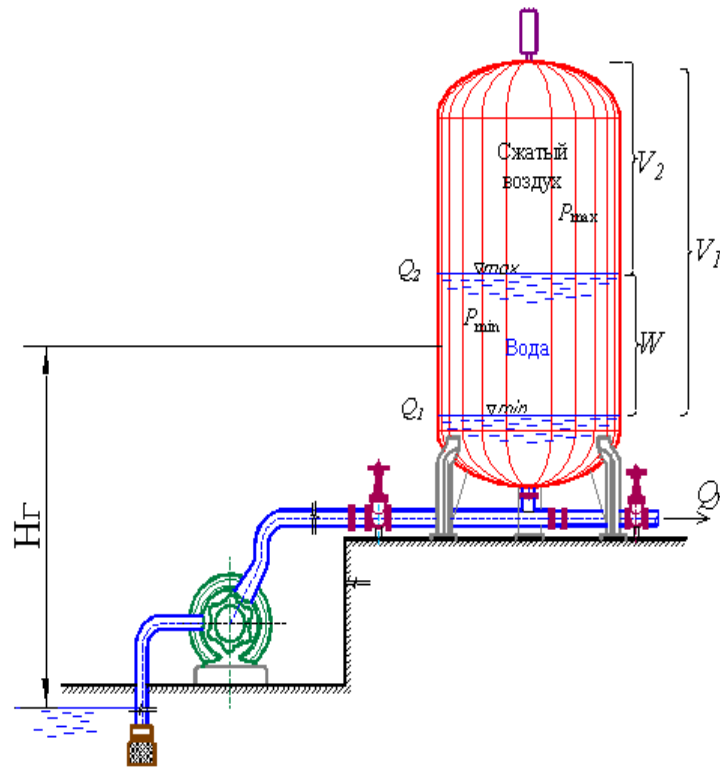


Рисунок 1.6 – Вертикальная установка пневмобака

Наиболее распространённый тип установки. Бак размещается вертикально, занимает минимальную площадь и опирается на ножки или рамное основание.

Преимущества:

- экономия места по горизонтали;
- удобство монтажа и обслуживания;
- простота подключения арматуры и датчиков.

Применяются в жилых и общественных зданиях, промышленных объектах, станциях повышения давления. Чаще всего горизонтальные и вертикальные баки выполняются в надземном варианте.

в) подземные пневмобаки – баки монтируются в технических колодцах, камерах, подземных резервуарах либо полностью заглубляются (рисунок 1.7).

Преимущества:

- экономия полезной площади на поверхности;
- защита от климатических воздействий (перепадов температур, УФ-

излучения);

- повышенная безопасность на объектах с ограниченным доступом.

Недостатки:

- сложность обслуживания;
- необходимость гидроизоляции и защиты от коррозии;
- возможность сложной вентиляции.

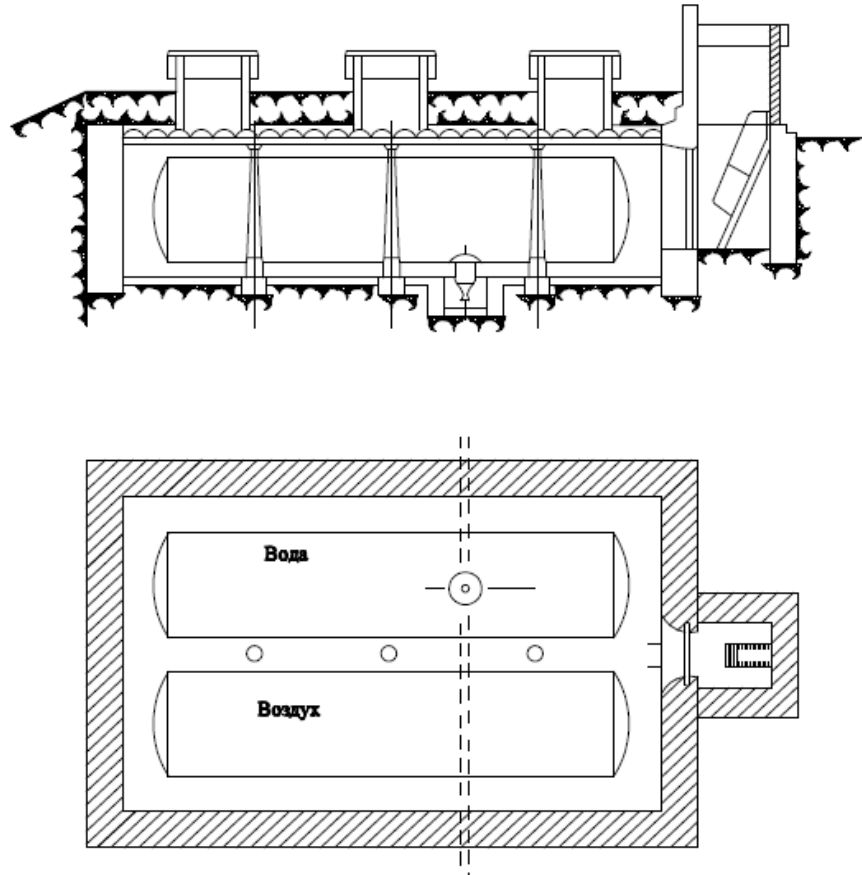


Рис. 1.7 – Подземная установка пневмобака

Обычно используются в системах водоподачи в зонах с суровыми климатическими условиями, на открытых территориях, в водозаборах, где важно сохранить пространство.

г) комбинированные установки – могут включать несколько баков, установленных и вертикально, и горизонтально, на одном объекте.

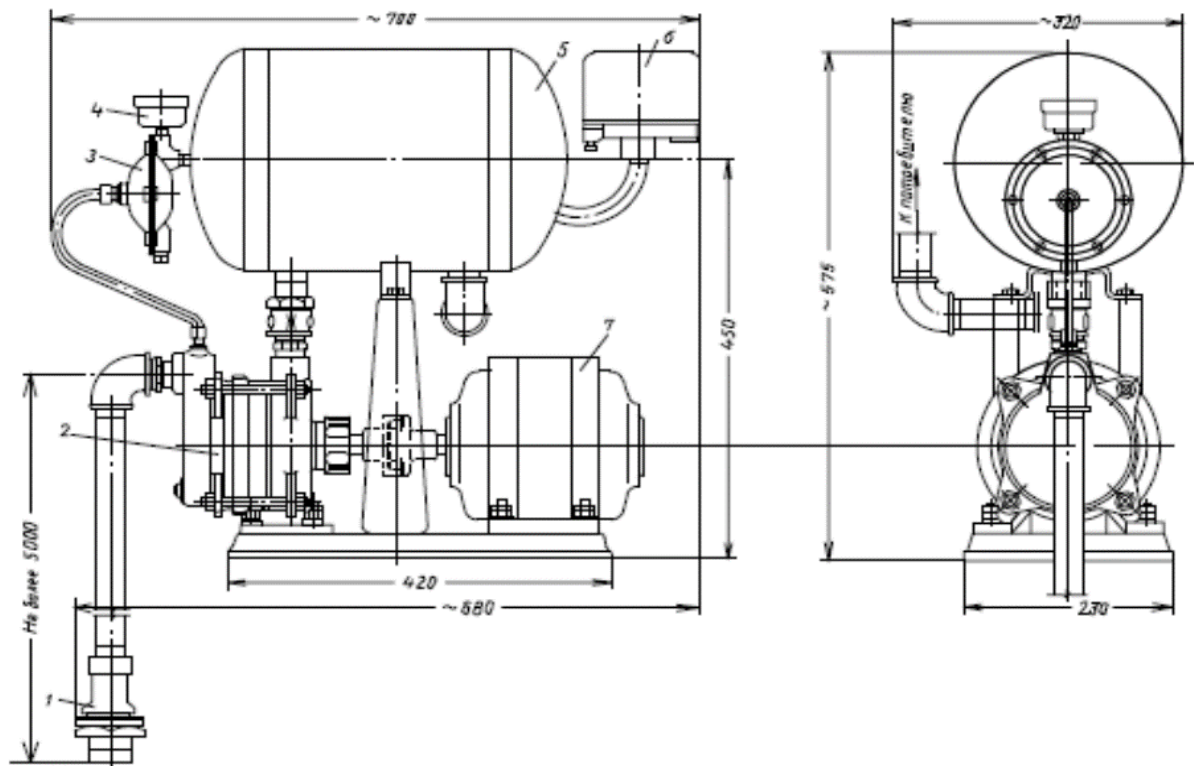
Преимущества:

- повышение надежности и гибкости системы;
- возможность масштабирования объема и давления.

Применяются в системах водоподачи с многонасосными станциями, на ТЭС, АЭС, в сельском хозяйстве и промышленности.

Пневматические водонапорные станции также различаются по применяемому насосно-силовому оборудованию:

1. С насосами горизонтальными лопастными (центробежные, вихревые, центробежные многосекционные);
2. Насосы имеют отдельный фундамент;
3. Баки стоят на насосах (рисунок 1.8);



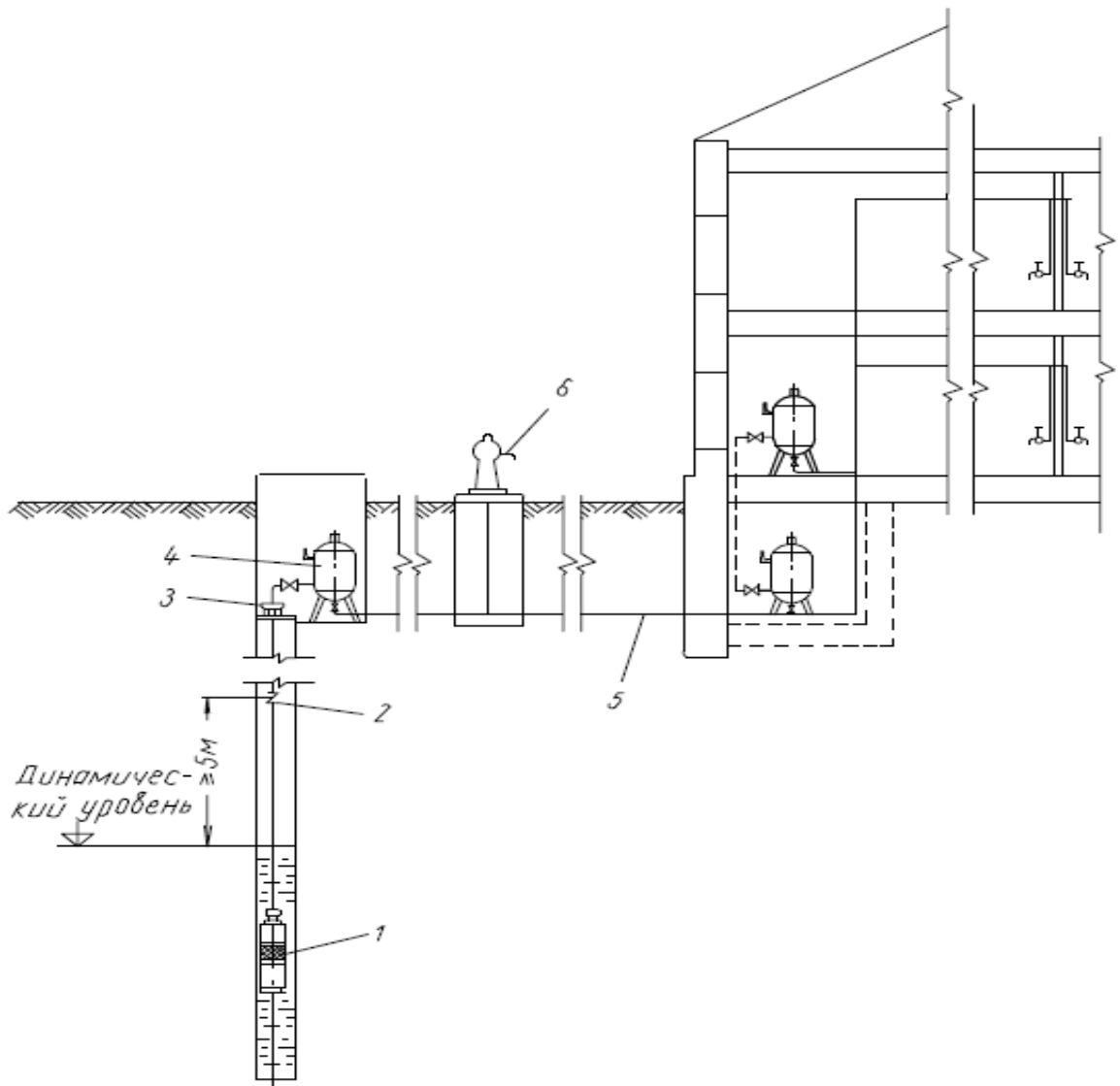
1 – приемный клапан с сеткой; 2 – лопастной насос; 3 – мембранный регулятор запаса воздуха; 4 – манометр; 5 – пневматический бак; 6 – реле давления; 7 – электродвигатель

Рисунок 1.8 – Автоматическая водоподъемная установка с повышенной частотой включений и лопастным насосом непогружного типа:

4. С погружными насосами (рисунок 1.9);
5. С водоструйными установками (рисунок 1.10);
6. С поршневыми насосами;
7. Одноагрегатные и многоагрегатные.

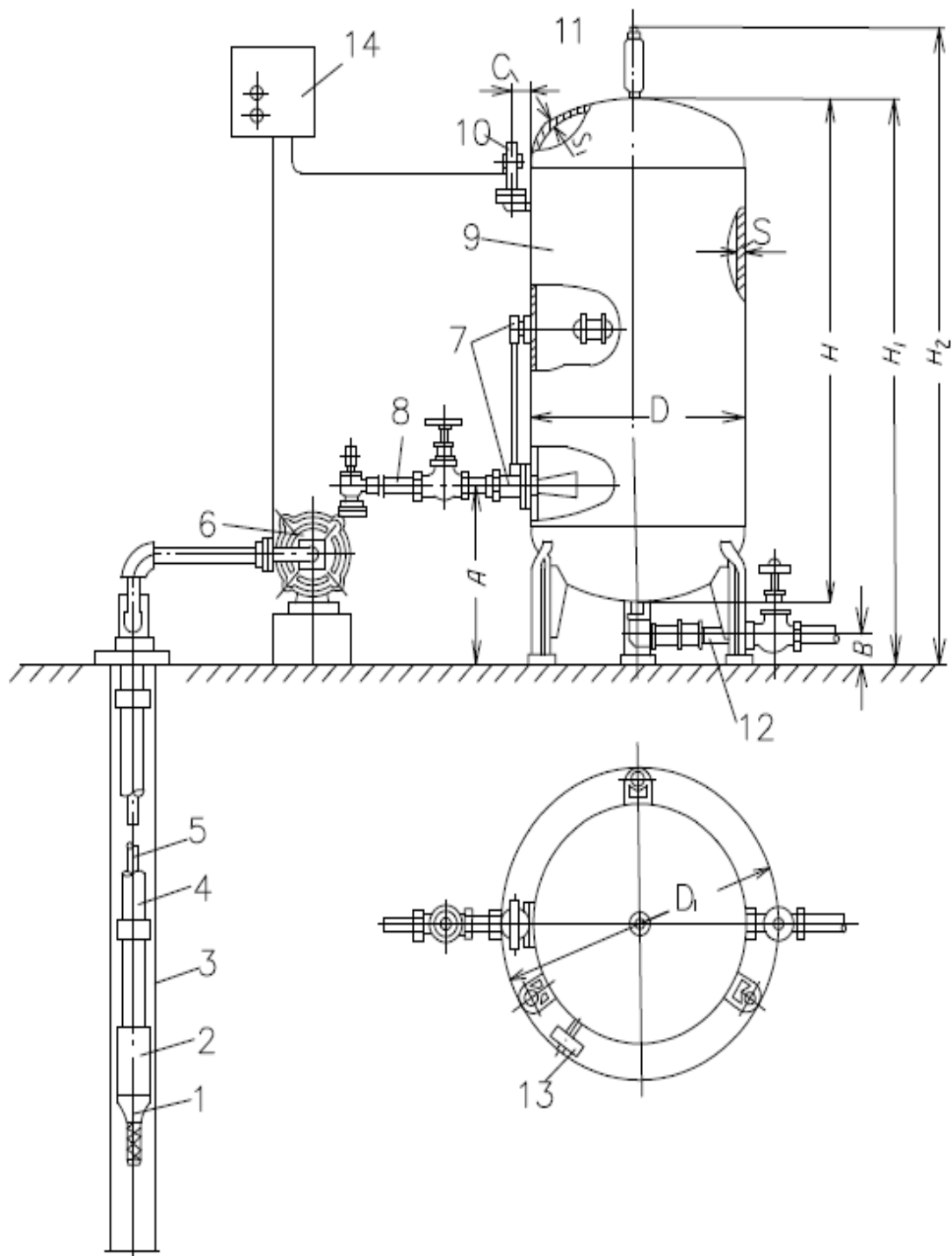
Различаются установки и по расположению котлов: вертикальное и горизонтальное расположение котлов; по давлению за котлом: с редукционными

клапанами, которые поддерживают постоянное давление в начальной точке сети и без редукционных клапанов (рисунки 1.11 и 1.12).



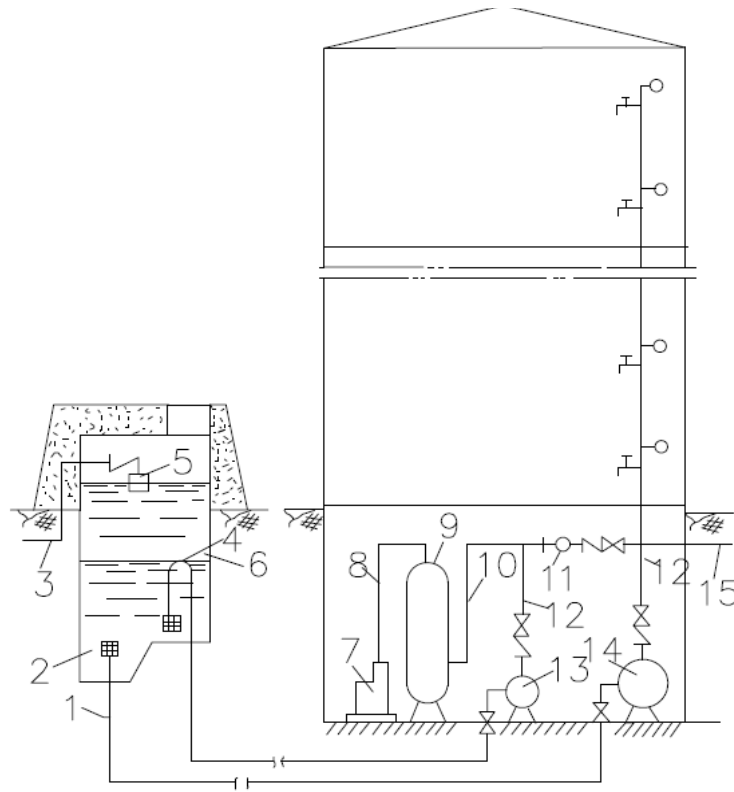
- 1 – погружной насос; 2 – обратный и воздушный клапаны; 3 – опорная плита;
 4 – пневматический бак с регулирующей и управляющей аппаратурой;
 5 – водопроводная сеть; 6 – водоразборная колонка

Рис. 1.9 – Схема автоматической системы водоподачи с применением пневматической водоподъемной установки и погружного насоса:



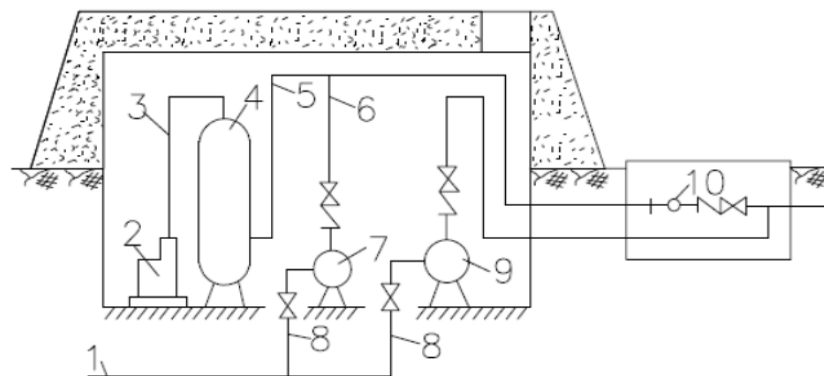
- 1 – приемный клапан с сеткой; 2 – водоструйный насос; 3 – обсадная труба скважины; 4 – рабочий трубопровод; 5 – водоподъемный трубопровод; 6 – центробежный насос; 7 – струйно-поплавковый регулятор запаса воздуха; 8 – напорный трубопровод; 9 – пневматический бак; 10 – реле давления; 11 – предохранительный клапан; 12 – водоразборный трубопровод; 13 – кран с манометром; 14 – шкаф управления

Рисунок 1.10 – Автоматическая водоподъемная установка с водоструйным насосом:



- 1 – всасывающая труба; 2 – подземный резервуар; 3 – трубопровод для подачи воды из источника водоподачи (городской сети); 4 – отверстие для засасывания воздуха; 5 – запорный поплавковый клапан; 6 – регулирующая емкость; 7 – компрессор; 8 – воздухопровод; 9 – воздушно-водяной бак; 10 – подводяще-отводящий трубопровод; 11 – редукционный клапан; 12 – напорная труба; 13 – хозяйственно-питьевой насос; 14 – пожарный насос; 15 – наружная разводящая водопроводная сеть

Рисунок 1.11 – Принципиальная схема насосно-пневматической установки с редукционным клапаном, находящимся в общем помещении:



- 1 – городская водопроводная сеть; 2 – компрессор; 3 – воздухопровод; 4 – воздушно-водяной бак; 5 – подводяще-отводящий трубопровод; 6 – напорная труба; 7 – хозяйственно-питьевой насос; 8 – всасывающая труба; 9 – пожарный насос; 10 – редукционный клапан; 11 – наружная разводящая водопроводная сеть

Рисунок 1.12 – Принципиальная схема насосно-пневматической установки с редукционным клапаном, вынесенным за пределы общего здания в отдельный смотровой колодец:

Преимущества пневматических баков по сравнению с классическими башенными системами:

1. Энергоэффективность – насосы работают реже и более эффективно, поскольку нет необходимости поднимать воду. Давление создается и поддерживается автоматически, что исключает потери энергии на подъем жидкости.

2. Гибкость в установке и эксплуатации – пневмобак можно разместить в подвале, техническом помещении или под землей, и он не требует строительства массивных опорных конструкций, как водонапорная башня. При этом давление можно регулировать в режиме реального времени, адаптируя систему под текущее водопотребление [161]. Также существует возможность интеграции с автоматизированными системами управления (SCADA, контроллеры давления).

3. Надежность и долговечность – меньше изнашиваемых элементов, так как нет необходимости в сложных опорных конструкциях, подверженных ветровым и климатическим нагрузкам. При этом риск замерзания воды зимой и перегрева летом минимален. Также, вследствие высокой герметичности, исключается риск попадания загрязнений и образования водорослей, как в резервуарах водонапорных башен.

4. Снижение капитальных затрат – за счет отсутствия необходимости строительства массивных фундаментов и конструкций. При этом они дешевле в обслуживании и эксплуатации, так как не требуют регулярной антикоррозийной защиты и покраски, как водонапорные башни.

Однако, пневматические баки обладают и некоторыми недостатками:

1. Зависимость от электроснабжения в связи с постоянной работой компрессора или другой системы подпитки воздухом [64]. В случае отключения электроэнергии давление в баке может быстро падать. При этом в водонапорной башне вода подается самотеком даже при отключенном насосе до тех пор, пока не будет опорожнен ее бак.

2. Ограниченный объем хранения – в отличие от водонапорной башни, пневматический бак не может хранить большие объемы жидкости для резервной

водоподачи и требует для этого точного расчета объема бака в зависимости от потребности.

3. Высокие начальные требования к управлению и настройке – неправильная настройка давления воздуха может привести к неэффективной работе системы, а вода должна заполнять бак в требуемом соотношении с воздухом, иначе давление может резко падать или быть избыточным.

Установка пневматических баков может быть вертикальной либо горизонтальной – всё зависит от конкретных условий.

Рассмотрим пневматические баки с точки зрения конструкции.

Мембранный бак обеспечивает стабильное давление, так как воздух не растворяется в воде. Это значит, что:

- насос работает реже, так как давление не падает быстро;
- падение давления происходит предсказуемо и соответствует расчетным параметрам.

Безмембранный бак имеет проблему растворения воздуха в воде:

- со временем воздушная подушка уменьшается, давление в баке падает;
- насос включается чаще, что увеличивает его износ и потребление энергии.

Если не подкачивать воздух, бак постепенно превращается в обычный резервуар без компенсации давления.

С точки зрения эффективности использования объема бака, мембранный бак лучше использует свой объем, потому что вода не смешивается с воздухом. Давление воздуха давит на мембрану, полностью передавая давление на воду, а весь доступный объем участвует в регулировании давления.

Безмембранный бак менее эффективен, так как воздух растворяется в воде, уменьшая рабочий объем. Это приводит к тому, что через несколько дней или недель воздушная подушка значительно уменьшается, и бак перестает выполнять свою функцию. Соответственно, требуется периодическая подкачка воздуха с помощью компрессора или ручного клапана. В промышленных системах для этого используют автоматические компрессоры с датчиком давления, либо увеличивают объем бака. Однако, это неизбежно приводит к дополнительным

тратам электроэнергии.

Мембранный бак снижает энергопотребление насоса, потому что:

- давление стабильно, насос включается реже;
- амплитуда колебаний давления меньше, что уменьшает пиковые нагрузки

на систему.

Безмембранный бак увеличивает энергозатраты, потому что:

- без подкачки воздуха насос будет включаться гораздо чаще;
- если добавить компрессор для подкачки, он тоже потребляет

электроэнергию.

Несмотря на недостатки, безмембранные баки могут применяться в случаях, когда:

- есть автоматическая система подкачки воздуха (например, в крупных водопроводных системах);
- объемы воды подаются в промышленных масштабах;
- необходимо простое и экономичное решение (например, в сельских системах).

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Выполненный обзор литературных источников свидетельствует, что современные водозаборные сооружения и насосные станции отличаются многообразием компоновочно-конструктивных и технологических решений, которые используя основные закономерности для управления движением потока воды, позволяют обеспечивать водоподачу в различных природно-климатических условиях при требуемых запросах водопотребителей.

2. Анализ условий использования башенных и безбашенных систем водоподачи, а также современных методов регулирования режимов работы насосно-силового оборудования показал, что использование пневматически баков дает ряд преимуществ по сравнению с водонапорными башнями, их работа зависит от расчетного давления и растворенного воздуха, а наиболее перспективным методом управления является применение частотно-регулируемого привода.

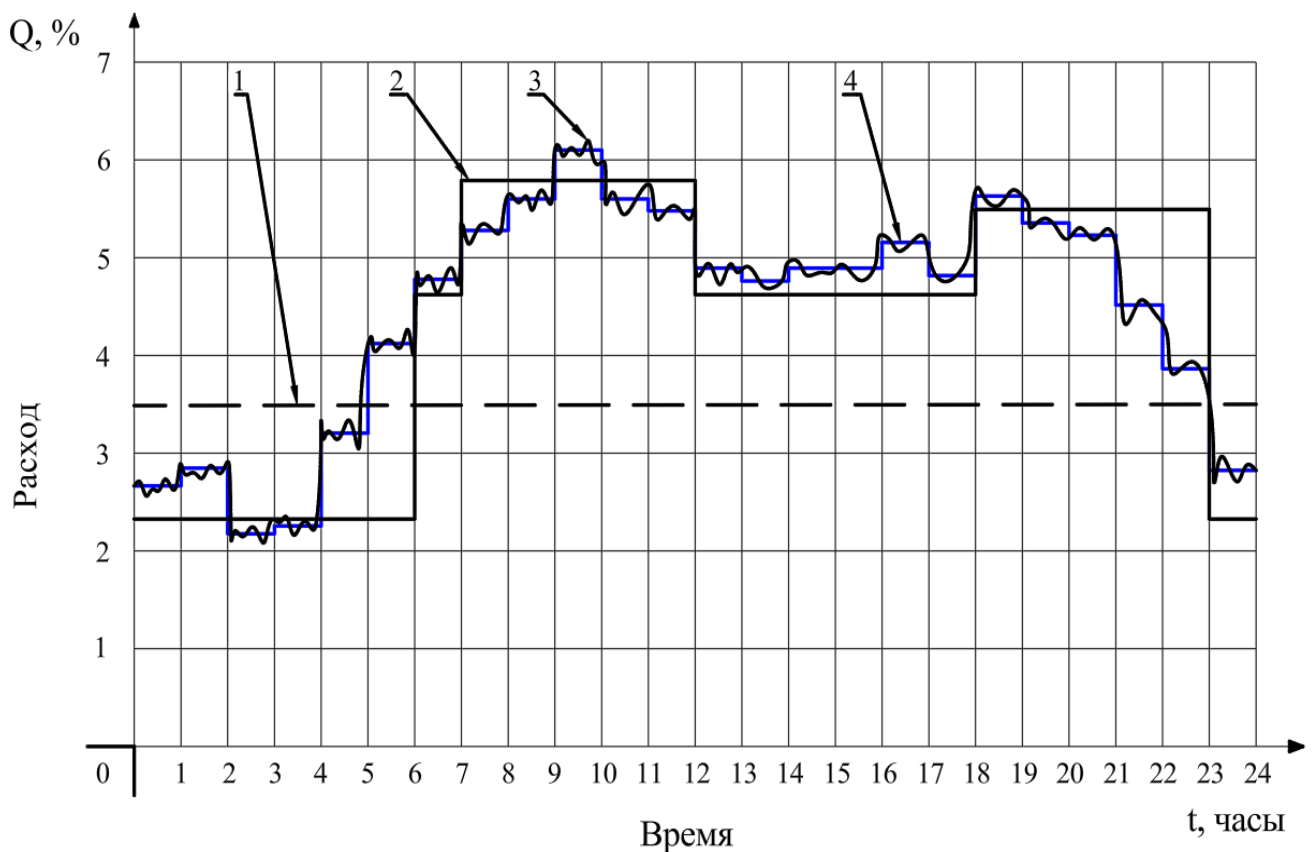
3. Отмечено, что совместное применение пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом может увеличить энергоэффективность систем водоподачи, однако вопросы стабильности работы такой системы, а также работоспособности пневматического бака и эффективности работы насоса с частотно-регулируемым приводом при подаче воды в пневматический бак, требуют отдельного исследования.

Это обстоятельство позволило определить цель диссертационной работы, которая заключается в необходимости исследования по оценке и оптимизации параметров совместной работы пневматических баков с регулирующими насосами в системах водоподачи для обеспечения энергосбережения при требуемых гидравлических показателях.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОВМЕСТНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ БАКОВ И НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ

2.1. Общая концепция работы системы водоподачи

В системах водоподачи любого водопотребителя и населенного пункта, вода подается неравномерно в течение суток, что напрямую связано с наличием пиковых значений в утренние и вечерние часы, когда активность потребителей максимальна, и минимальные – в ночное время (рисунок 2.1).



1 – график подачи воды насосной станцией первого подъема; 2 – график подачи воды насосной станцией второго подъема; 3 – график водопотребления фактический (случайный); 4 – график водопотребления расчетный ступенчатый

Рисунок 2.1 – График водопотребления одним домом в населенном пункте:

Эта неравномерность напрямую влияет на работу систем водоподачи, поскольку оборудование должно обеспечить как пиковую нагрузку, так и

работать эффективно при низких расходах [136].

Чтобы количественно охарактеризовать данное явление, используются два основных коэффициента [115]:

- коэффициент суточной неравномерности ($k_{сут}$) – характеризует, насколько пиковый часовой расход превышает среднее суточное потребление;
- коэффициент часовой неравномерности ($k_{ч}$) – показывает отношение расхода в пиковый час к расходу в период минимального водопотребления.

Коэффициент суточной неравномерности рассчитывается как отношение максимального часового расхода воды к среднему суточному расходу:

$$k_{сут} = \frac{Q_{max, час}}{Q_{ср.сут}}, \quad (2.1)$$

где $Q_{max, час}$ – максимальный расход воды в течение часа (л/мин или м³/ч);

$Q_{ср.сут}$ – средний расход воды за сутки.

Коэффициент часовой неравномерности определяется как отношение расхода в период максимального водопотребления к расходу в период минимального водопотребления:

$$k_{ч} = \frac{Q_{max}}{Q_{min}}, \quad (2.2)$$

Однако, согласно СП 31.13330.2021, 30.13330.2020 [114, 115], коэффициент часовой неравномерности рассчитывается следующим образом:

$$\begin{cases} k_{ч. max} = \alpha_{max} \cdot \beta_{max} \\ k_{ч. min} = \alpha_{min} \cdot \beta_{min} \end{cases}, \quad (2.3)$$

где α – коэффициент, учитывающий степень благоустройства зданий, режим работы предприятий и другие местные условия, принимаемы равным $\alpha_{max} = 1,2 - 1,4$; $\alpha_{min} = 0,4 - 0,6$;
 β – коэффициент, учитывающий число жителей, принимаемый в соответствии с таблицей 2.1.

Применение этих коэффициентов позволяет более точно скорректировать теоретические модели водопотребления, учитывая как локальные условия, так и демографическую нагрузку, что особенно важно при подборе параметров насосных систем и резервуаров.

Таблица 2.1 – Значения коэффициента β в зависимости от численности жителей

Коэффици- е- нт	Численность жителей, тыс. чел.																
	$\leq 0,1$	0,15	0,2	0,3	0,5	0,75	1	1,5	2,5	4	6	10	20	50	100	300	≥ 1000
$\beta_{\max}$	4,5	4	3,5	3	2,5	2,2	2	1,8	1,6	1,5	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1	1,05	1
$\beta_{\min}$	0,01		0,02	0,03	0,05	0,07	0,1			0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,7	0,85	1

Таким образом, в течение суток потребление воды постоянно меняется, напрямую оказывая влияние на работу насосного оборудования [14, 15] и, соответственно, на работу различных резервуаров в системе водоподачи, в том числе и на водонапорные башни. В таких случаях они служат как раз теми регулирующими емкостями, обеспечивая постоянный усредненный расход в течение дня. Как видно из таблицы 2.1, крупные города мало подвержены высоким перепадам водопотребления. Однако, в малых населенных пунктах такие перепады могут достигать значений в 3-4 раза больше минимального водопотребления, значительно влияя на энергопотребление насосного оборудования, так как при повышении водопотребления не только увеличивается продолжительность работы насоса, но увеличивается вероятность того, что для обеспечения подачи включатся другие, резервные, насосы. Это может приводить к резким скачкам потребления электроэнергии и перегружать местные электростанции.

В тоже время применение пневматических баков позволяет снизить энергопотребление за счет наличия противодавления в системе – воздух, закаченный перед запуском системы, позволяет достигать определенного давления, выключая насос. Дополнительно, нет нужды устанавливать баки на большой высоте – давление воздуха создает необходимый напор. При этом оно поддерживается автоматически, что исключает потери энергии на подъем жидкости.

Применение преобразователей частоты для регулирования производительности насосного оборудования позволяет плавно изменять расход

при изменении водопотребления. Однако, при снижении частоты вращения помимо расхода снижается также и напор в системе водоподачи, то есть давление. Если в пневматический бак заранее был подкачен воздух до определенного давления, насос при достижении определенной частоты вращения (50-55%) может перестать включаться, либо, если стоит реле давления, включаться и выключаться слишком быстро, расходуя свой ресурсный и конструктивный потенциал. Резкое выключение происходит за счет относительно высокого давления воздуха в баке, а включение – из-за быстрого падения давления в системе.

Таким образом, отметим, что правильный расчет объема бака и необходимого давления воздуха в нем напрямую влияет на выработку своего ресурса насосами.

Современные производители пневматических баков предлагают следующую общую формулу для расчета объема бака [84]:

$$V_{\text{бак}} = \frac{Q \cdot 1000 \cdot (1 + P_{\text{вкл}} + \Delta P)}{4 \cdot n_{\text{max}} \cdot \Delta P \cdot K}, \quad (2.4)$$

где $V_{\text{бак}}$ – объём мембранного бака для системы водоподачи;

Q – среднее значение расхода, м³/ч;

ΔP – разность давления между заданными значениями включения и выключения насоса, кПа;

$P_{\text{вкл}}$ – давление включения насоса, кПа;

n_{max} – максимальное количество включений насоса в час, (в среднем 30);

K – коэффициент подпора мембранного бака, при управлении насосом от реле давления – 0,9, от датчика давления – 0,7.

Давление воздуха в воздушной полости мембранного бака настраивается на коэффициент K от давления включения насоса.

Однако, (2.4) не учитывает частоту вращения рабочего колеса насоса при расчете объема бака. Так как:

– расход Q пропорционален частоте:

$$Q \propto f, \quad (2.5)$$

– напор H пропорционален квадрату частоты:

$$H \propto f^2, \quad (2.6)$$

– мощность N насоса пропорциональна кубу частоты:

$$N \propto f^3, \quad (2.7)$$

новая формула приобретает следующий вид:

$$V_{\text{бак}} = \frac{Q \cdot f \cdot 1000 \cdot (1 + P_{\text{вкл}} + \Delta P)}{4 \cdot n_{\text{max}} \cdot \Delta P \cdot K}, \quad (2.8)$$

где f – относительная частота вращения насоса ($f = 1$ – частота вращения 100%,
0,9 – частота вращения 90% и т.д.)

Таким образом, (2.5) учитывает изменение расхода за счет снижения частоты вращения насоса. При снижении частоты не только уменьшается расход, но и изменяются напор и мощность, однако для расчета объёма бака основное влияние оказывает именно расход, поскольку бак должен быть подобран для компенсации именно объёмных изменений [11].

Если нужно более точно учесть и изменения напора (например, если бак также корректируется с учетом разницы $H \propto n^2$), можно ввести дополнительный множитель в числитель, отражающий зависимость напора от частоты. Однако, как правило, для практического подбора бака основной параметр — это расход, а напор (как разность между давлением включения и выключения) остаётся заданным проектным требованием и постоянен.

При всем вышеперечисленном, нельзя забывать тот факт, что работа пневматического бака напрямую зависит от выполнения закона Бойля-Мариотта. Согласно этому закону, при постоянной температуре и массе воздуха произведение объема и давления воздуха в начале сжатия равны произведению объема и давления воздуха в конце сжатия, причем, если сжатие происходит медленно и температура воздуха в баке успевает уравниваться с окружающей средой, то это изотермический процесс, для которого будет справедлива следующая формула [40, 41, 78, 81]:

$$V_{\text{бак}} = \frac{V_{\text{воды}}}{1 - \frac{P_{\text{вкл}}}{P_{\text{выкл}}}}, \quad (2.9)$$

где $V_{\text{воды}}$ – объем воды, поступающей в бак, м³.

Если же процесс быстрый, то есть адиабатический, тогда:

$$V_{\text{бак}} = V_{\text{воды}} \cdot \left(\frac{P_{\text{выкл}}}{P_{\text{вкл}}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}, \quad (2.10)$$

где γ – показатель адиабаты (для воздуха $\gamma \approx 1,4$).

Также необходимо учитывать, что при использовании безмембранного бака выполняется закон Генри [40, 41]:

$$S = k \cdot p, \quad (2.11)$$

где S – молярная концентрация газа в растворе, моль/л, г/л;

k – константа Генри (константа растворимости), моль/(Па · л);

p – парциальное давление газа над раствором, Па.

Коэффициент k зависит от природы газа и растворителя, а также от температуры.

В случае, если давление превышает 5 бар, нужно применять либо закон Рауля [40, 41]:

$$p_i = x_i \cdot p_i^*, \quad (2.12)$$

где p_i – парциальное давление компонента в паре, Па;

x_i – мольная доля компонента в растворе;

p_i^* – давление насыщенного пара компонента, Па.

Либо обращаться к уравнению состояния Пенга-Робинсона – модификации уравнения Ван-дер-Ваальса, которая связывает основные термодинамические параметры реального газа [40, 41]:

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a \cdot \alpha(T)}{V \cdot (V + b) + b \cdot (V - b)}, \quad (2.13)$$

где P – давление, Па;

T – температура, °K;

V – мольный объем смеси, м³/моль;

R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,314$ Дж/(моль · °K);

a , b – параметры вещества (получаются из критических параметров);

$\alpha(T)$ – температурная поправка.

Этот подход позволяет достаточно точно моделировать системы газ–жидкость при давлениях порядка десятков и сотен бар, и более сложные смеси.

В случае, если необходимо учесть нелинейные эффекты взаимодействий молекул в жидкости, используют модели с коэффициентами активности:

$$p_i = x_i \cdot \gamma_i \cdot p_i^*, \quad (2.14)$$

где γ_i – коэффициент активности (получается из моделей расчета Wilson, NRTL, UNIQUAC и др.).

Эти методы учитывают нелинейность концентраций и дают высокую точность даже при высоких давлениях и концентрациях.

Объединяя (2.8), (2.9) и (2.10) в одну систему, выводим общую формулу:

$$V_{\text{бак}} = \max \left(\frac{Q \cdot f \cdot 1000 \cdot (1 + P_{\text{вкл}} + \Delta P)}{4 \cdot N_{\text{max}} \cdot \Delta P \cdot K}, \frac{V_{\text{воды}}}{1 - \frac{P_{\text{вкл}}}{P_{\text{выкл}}}}, V_{\text{воды}} \cdot \left(\frac{P_{\text{выкл}}}{P_{\text{вкл}}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right), \quad (2.15)$$

Данная формула позволяет учитывать все особенности работы системы и выбрать максимальное значение, которое и будет наиболее подходящим для рассматриваемой системы.

Работа насоса и трубопровода в системе водоподачи тесно связаны, так как насос создает напор, который должен преодолеть гидравлическое сопротивление трубопровода [9]. Существует несколько основных уравнений, демонстрирующих, как эти процессы взаимодействуют с точки зрения гидравлики, механики и энергетики.

1) Основные параметры работы насоса и трубопровода.

Для анализа взаимосвязи насоса и трубопровода рассмотрим основные параметры:

- расход воды (Q), м³/ч или л/с;
- напор (H), м;
- мощность насоса (P), кВт;
- КПД насоса (η), %;
- гидравлические потери ($\Delta H_{\text{тр}}$), м;
- диаметр трубопровода (D), мм;
- длина трубопровода (L), м;
- скорость потока (v), м/с;
- гидравлическое сопротивление трубопровода (λ), безразмерное.

2) Баланс напора в системе.

Работа насоса связана с трубопроводом через основное уравнение напора:

$$H = H_{\text{гео}} + \Delta H_{\text{тр}} + H_{\text{св}}, \quad (2.16)$$

где $H_{\text{гео}}$ – геодезический напор, м;

$\Delta H_{\text{тр}}$ – потери напора в трубопроводе на трение и местные сопротивления, м;

$H_{\text{св}}$ – напор, необходимый для поддержания давления на выходе из санитарно-технического прибора потребителя, м.

Соответственно, если трубопровод имеет высокие потери напора ($\Delta H_{\text{тр}}$), насос должен компенсировать их, что увеличивает потребляемую мощность и снижает энергоэффективность [12].

3) Гидравлические потери в трубопроводе.

Основные потери энергии воды в трубопроводе связаны с трением и зависят от скорости потока, диаметра и длины трубопровода. Они определяются по уравнению Дарси-Вейсбаха [116, 118, 119]:

$$\Delta H_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2.17)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления (определяется через число Рейнольдса и шероховатость стенок);

L – длина трубопровода, м;

D – диаметр трубопровода, м;

v – скорость потока, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Из данного уравнения (2.17) можно сделать следующие выводы:

– при малом диаметре D потери резко возрастают, значит, что насос должен увеличивать напор;

– при увеличении длины труб L также растут потери, от чего мощность насоса увеличивается;

– повышенная шероховатость труб увеличивает коэффициент λ , что тоже ведёт к росту потерь.

4) Влияние расхода воды на работу насоса и трубопровода.

Связь между расходом и напором выражается в характеристике трубопровода:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + k \cdot Q^2, \quad (2.18)$$

где $H_{\text{потр}}$ – потребный напор, м;

$H_{\text{ст}}$ – статический напор, м;

k – коэффициент гидравлического сопротивления системы.

Эта формула (2.18) будет справедлива и для расчета напора насоса [68].

Зависимость работы насоса и трубопровода изображена графически на рисунке 2.2.

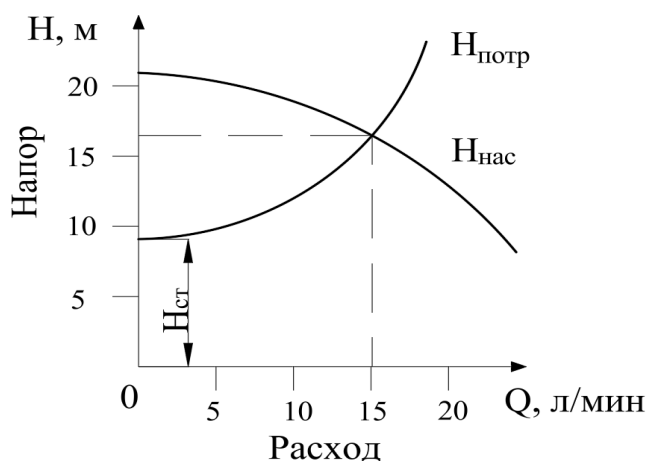


Рисунок 2.2 – Зависимость работы насоса и трубопровода и нахождение рабочей точки

Особенно важно определить рабочую точку системы при наличии противодействия в виде воздуха в пневмобаке [5, 13, 20].

Таким образом:

- если насос работает на избытке мощности, он создаёт больший напор, чем необходимо, что ведёт к перерасходу электроэнергии;
- если трубопровод с малым диаметром или протяженный, насос вынужден работать на пределе, что снижает его КПД.

5) Оптимизация работы насоса и трубопровода.

Для снижения энергозатрат очень важно согласовывать характеристики насоса и трубопровода. Основные методы оптимизации:

- а) использование насоса с частотно-регулируемым приводом (ЧРП).

ЧРП позволяет автоматически подстраивать частоту вращения вала насоса под фактический расход воды. Это снижает энергопотребление, так как мощность насоса N зависит от частоты вращения n по закону подобия (2.7). Существующие исследования [43, 64, 90] показывают снижение электропотребления на 30-60%.

б) увеличение диаметра трубопровода.

Увеличение диаметра D снижает скорость потока v , а значит и потери напора $\Delta H_{тр}$. Однако большие трубы дороже в установке, поэтому важно находить оптимальный диаметр.

в) гладкость внутренней поверхности труб.

Использование полимерных труб или обработанных металлических труб уменьшает шероховатость λ , снижая потери давления.

Все вышесказанное позволяет сделать вывод, что насос и трубопровод работают как единая система, где насос компенсирует гидравлические потери трубопровода. Если их характеристики не согласованы, это ведёт к потерям энергии и снижению КПД. Оптимизация включает ЧРП, увеличение диаметра труб, снижение шероховатости и правильный подбор насоса (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Зависимость работы насоса и трубопровода

Параметр	Влияние на насос	Влияние на трубопровод
Диаметр труб D	При увеличении требуется меньший напор	Потери напора снижаются, КПД выше
Длина труб L	Чем больше, тем выше энергозатраты	Потери напора увеличиваются
Гидравлическое сопротивление λ	Чем выше, тем больше нагрузка на насос	Зависят от материала и шероховатости труб
Частота насоса f	Оптимизация через ЧРП снижает энергопотребление	Динамически подстраивает под расход воды
Расход воды Q	Увеличение требует большего напора	Потери растут пропорционально Q^2

2.2. Расчет режимов работы элементов системы водоподачи

Цикл работы насоса $t_{цикл}$ складывается из наполнения и опорожнения

воздушно-водяного котла. Наполнение котла осуществляется избытком воды, поданного насосом. Давление во время наполнения изменяется от P_1 до P_2 (рисунок 1.4). Время наполнения обозначим $t_{\text{наполн}}$. Опорожнение котла происходит при выключенном насосе. Давление падает в котле от P_2 до P_1 . Время опорожнения обозначим $t_{\text{опорож}}$:

$$t_{\text{цикл}} = t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}. \quad (2.19)$$

Время наполнения зависит от регулирующего объема котла, от расхода сети, от типа насоса и гидравлического сопротивления трубопроводной арматуры, соединяющей насос с котлом, от вида процесса сжатия и расширения воздуха в котле. Основное уравнение для определения времени наполнения в дифференциальной форме можно представить:

$$Q - Q_c = \frac{dW}{dt}, \quad (2.20)$$

где Q_c – расход сети, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q – расход насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

dW – элементарный объем котла, занимаемый поступившей водой, м^3 ;

dt – элементарный промежуток времени, с.

В общем случае расход сети Q_c и расход насоса Q зависят от времени и давления в котле. Однако принято, что водопотребление (расход сети) в течение одного часа постоянно. На основании этого допущения применяются ступенчатые графики режима водопотребления. При этом водопотребление не определяется давлением в сети, а определяется потребностью. Системы автоматической пневматической водоподачи рассчитываются так, что продолжительность цикла почти всегда меньше часа. Поэтому считается, что во время цикла водопотребление постоянно.

В случае применения насосов, расход которых не зависит от давления, решение уравнения (2.20) будет таким:

$$t_{\text{наполн}} = \frac{W}{Q - Q_c}, \quad (2.21)$$

где W – регулируемый (рабочий, полезный) объем бака.

В системах пневматической водоподачи применяют насосы, расход которых

зависит от давления в котле, но также возможно применение и в этом случае формулы (2.21). Тогда подача будет равняться средней величине расхода насоса при давлении P_1 и P_2 . При подсчете времени наполнения по (2.21) указывается то, что эта формула дает практически удовлетворительные результаты при расчете работы пневматических установок. Однако не уточняется, каковы ошибки, и в каких пределах можно применять эту формулу.

Решение уравнения (2.20) в виде (2.21) сделано в предположении, что изменение давления и объема в котле может быть описано изотермическим процессом. Все без исключения исследователи принимали при выводе окончательных формул, что процесс сжатия и расширения воздуха в воздушно-водяном котле протекает изотермически.

Некоторые исследователи (М.С. Али, М.Л. Барбул, С.Н. Карамбиров), указывали, что при расчете времени наполнения следует учитывать форму рабочей характеристики насоса.

Следует применять не средний расход насоса, а средневзвешенный по времени, так как в зависимости от потребления рабочая точка пробегает рабочую зону характеристики за различное время. В таком случае приближенная формула для средневзвешенного расхода насоса:

$$q_{\text{ср.взвеш.}} = 0,25(q_{\text{Р вкл}} + 2q_{\text{Р ср}} + q_{\text{Р выкл}}), \quad (2.22)$$

где $q_{\text{Р вкл}}$ — расход насоса при давлении включения;

$q_{\text{Р выкл}}$ — расход насоса при давлении выключения;

$q_{\text{Р ср}}$ — расход насоса по среднему давлению.

Численными методами можно построить графические зависимости изменения давления в котле и подачи насоса в зависимости от времени. Графики представляют собой кривые линии, что подтверждает ошибочность применения средних величин для расчетов.

Зависимость расхода насоса от давления исследователями (М.С. Али, М.Л. Барбул, С.Н. Карамбиров) принимается прямолинейной. Тогда решение уравнения (2.20) при $Q_c = \text{const}$ и функции $Q = f(P)$ принятой прямолинейной:

$$t_{\text{наполн}} = \frac{A}{C^2} \left[B \cdot \ln \frac{B \cdot P_{\min} + C}{B \cdot P_{\max} + C} \cdot \frac{P_{\max}}{P_{\min}} - C \cdot \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max} \cdot P_{\min}} \right], \quad (2.23)$$

где C – коэффициент, учитывающий объёмный расход, связанный с разностью давлений.

Упругая энергия газа A по закону Клапейрона-Менделеева:

$$A = V_0 \cdot P_0, \quad (2.24)$$

где V_0 – объем воздуха в опорожненном котле, м³;

P_0 – абсолютное давление в опорожненном котле, Па.

Характерное время B задаёт, насколько быстро система способна реагировать на изменения давления, то есть:

$$B = \frac{I}{a+b}, \quad (2.25)$$

где I – момент инерции, кг·м²;

a и b – угловые коэффициенты линеаризированных характеристик, соответственно трубопровода и насоса.

Линеаризация проводится в точке пересечения характеристик насоса и трубопровода.

$$C = q_n - \frac{H_{\text{эф}}}{a+b}, \quad (2.26)$$

где q_n – потребление, м³/с.

Эффективный напор $H_{\text{эф}}$:

$$H_{\text{эф}} = H_0 - H_r + 10, \quad (2.27)$$

где H_0 – манометрический напор насоса при расходе насоса $q_n = 0$,

вычисленный по формуле:

$$H = H_0 - q_n, \quad (2.28)$$

где H_r – разность геодезических высот установки котла и поверхности воды в источнике, м;

$P_{\min}$ – абсолютное давление включения насоса, Па;

$P_{\max}$ – абсолютное давление выключения насоса, Па.

При выводе (2.23) учитывалось, что подача зависит от давления в котле и от гидравлической характеристики трубопровода соединяющих источник с насосом и насос с котлом, но не учитывалась форма этих зависимостей, что, конечно,

может привести к ошибкам при отклонении рабочей характеристики насоса и трубопроводов от прямой линии. На практике следует применять формулу (2.21).

Для случая, когда характеристика системы «насос + трубопровод» может быть выражена прямой линией, тогда решение задачи наполнения регулирующей емкости котла будет выражено в дифференциальном уравнении следующего вида:

$$\frac{dy}{dt_b} + \frac{m}{b} \cdot y = \frac{q(t_b) - q_0}{b}, \quad (2.29)$$

$$y = \frac{I}{P}, \quad (2.30)$$

где P – абсолютное давление в котле, Па;

t_b – время работы насоса, с;

$$m = \frac{q_{H1} - q_{H2}}{\frac{I}{P_1} - \frac{I}{P_2}}, \quad (2.31)$$

P_1, P_2 – абсолютное давление в котле в момент включения и выключения насоса,

q_{H1}, q_{H2} – расход насоса при давлении в котле P_1, P_2 .

$$q_0 = \frac{m}{P_1} - q_{H1}, \quad (2.32)$$

$b = V_0 \cdot P_0$ – произведение объема воздуха и давления в опорожненном котле,

$q(t_b)$ – потребление, которое может быть функцией от времени. Но при решении уравнения (2.29) было принято, что потребление в течение времени наполнения постоянно:

$$\Delta t_{\text{наполн}} = \frac{W_1}{q_{H1} - q_{H2}} \cdot \ln \frac{q_{H1} - q}{q_{H2} - q}, \quad (2.33)$$

где: $\Delta t_{\text{наполн}}$ – время наполнения, с;

W_1 – регулируемый объем котла при работе одного насоса, м³;

q – водопотребление во время наполнения, м³/с.

Приведенные ранее формулы, определения времени наполнения регулирующей емкости применяются для расчета, когда вода в воздушно-водяной котел нагнетается насосом. Воздушно-водяные котлы применяются и в таких системах, где вода в котел поступает из магистрального трубопровода и считается, что давление в магистральном трубопроводе остается постоянным.

В коммунальном водоснабжении время опорожнения регулирующей емкости котла, вследствие принятого допущения, что потребление в течение времени цикла постоянно, подсчитывается по формуле:

$$t_{\text{опорож}} = \frac{W}{Q_c}. \quad (2.34)$$

Воздушно-водяные котлы могут также применяться для хранения пожарного запаса воды и в железнодорожном водоснабжении в качестве ускорителей. Опорожнение в этих случаях может происходить без пополнения. Расход воды из котла при опорожнении будет зависеть от давления в котле, потому что происходит свободный излив из котлов через гидранты.

Для нахождения времени опорожнения воздушно-водяных котлов при пожаре, без одновременного наполнения их, гидравлическая характеристика трубопроводов от котла до точки излива учитывается обобщающей характеристикой и процесс расширения воздуха считается изотермическим.

Решение этой задачи описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dP}{P^2\sqrt{P+h}} = \frac{\sqrt{10B}}{V_l P_{\max}}, \quad (2.35)$$

где P – абсолютное давление в котле, Па;

$P_{\max}$ – максимальное давление, то есть давление в котле в начале опорожнения, Па;

V_l – объем воздуха при максимальном давлении,

$\sqrt{B}$ – характеристика системы трубопроводов от котла до точки излива;

$$h = \frac{10+h_o}{10}, \quad (2.36)$$

где h_o – высота расположения крана над уровнем котла, м.

Объем воздушной части котла при максимальном давлении равен:

$$V_l = \frac{t\sqrt{10B}}{P \int_{P_{\max}}^{P_{\min}} \frac{dP}{P^2\sqrt{P+h_{\max}}}}, \quad (2.37)$$

где t – время действия кранов – время опорожнения, которое следует задавать при расчете, с.

Дифференциальное уравнение для решения задачи опорожнения котла при

свободном изливе воды без притока имеет следующий вид:

$$dt = - \frac{C \cdot d \cdot P}{K \cdot (P+1) \cdot 2\sqrt{10P}}, \quad (2.38)$$

где $C = V \cdot (P+1)$ – постоянная котла, равная в любой момент времени при изотермическом процессе произведению объема воздуха на абсолютное давление в котле.

K – коэффициент, характеризующий пропускную способность данной трубы или отверстия, или системы труб;

P – манометрическое давление в котле, Па.

Решение уравнения (2.38) и уровень расположения точки излива предлагается учитывать в качестве поправки к действующему напору. Однако, при расчете времени излива и определении объема воздушно-водяного котла удобнее пользоваться средним эквивалентным напором. Под средним эквивалентным напором понимается такой постоянный напор, которому соответствует расход, равный среднему расходу при истечении воды под временным напором в интервале от P_1 до P_2 . Для этого применяется формула [4, 5] для среднего эквивалентного напора:

$$P_{\text{экв}} = \left[\frac{P_1 - P_2}{\sqrt{P_1}(P_2+1) - \sqrt{P_2}(P_1+1) + (P_1+1)(P_2+1) \cdot \arctg \frac{\sqrt{P_1} - \sqrt{P_2}}{1 + \sqrt{P_1 \cdot P_2}}} \right]^2. \quad (2.39)$$

Эквивалентный напор не зависит от гидравлического характера истечения, а зависит только от перепада давления, при котором происходит истечение. Применение эквивалентного напора по сравнению со средним напором дает более точные результаты.

Продолжительность цикла подсчитывается обычно для того, чтобы определить частоту включений насоса в течение определенного времени (часа, суток или года). Это необходимо для определения надежности автоматической работы насоса, так как с увеличением частоты увеличивается температура нагрева электродвигателя, износ насоса, электродвигателя и обратного клапана трубопровода, снижается надежность работы управляющей аппаратуры.

Для определения времени цикла можно применить формулу (2.21). Для

расчета времени работы центробежного насоса используется формула:

$$t_{\text{цикл}} = \frac{W}{Q_n - Q_c} - \frac{W}{Q_c}. \quad (2.40)$$

Для определения цикла наименьшей продолжительности от выражения (2.40) берется производная Q_c и приравнивается к нулю. Расход сети, при котором будет наименьший цикл, оказывается равен половине расчетной производительности насоса и называется расчетным. Под расчетной следует понимать среднюю производительность насоса:

$$Q_c^{(P)} = \frac{1}{2} Q_n = \frac{1}{4} (Q_1 + Q_2). \quad (2.41)$$

Тогда наименьший цикл подсчитывается по формуле:

$$t = \frac{4W}{Q_{n \text{ цmin}}}. \quad (2.42)$$

Наибольшая частота включений в течение часа будет при наименьшем цикле:

$$n = \frac{Q_n}{4W_{\text{max}}}. \quad (2.43)$$

В течение суток водопотребление различно и число включений за время суток можно рассчитать по формуле:

$$N_{\text{сут}} = \sum_0^{24} \frac{Q_c}{W} \left(1 - \frac{Q_c}{Q_n}\right) \Delta T, \quad (2.44)$$

где ΔT – промежуток времени, в течение которого водопотребление принято постоянным, с.

Расчет установок должен производиться при самом невыгодном режиме их работы и подсчитывать не фактическое число включений за сутки, а максимально-возможное, определенное по равномерному режиму работы:

$$N_{\text{max сут}} = \frac{6Q_n}{W}, \quad (2.45)$$

где Q_n – средняя производительность насоса, м³/с.

В формуле (2.40) при определении времени наполнения и опорожнения регулирующей емкости расход сети $Q_c = \text{const}$.

Для получения наименьшего, по продолжительности цикла при подсчете времени наполнения за расчетный, необходимо принимать расход сети, который

бы изменялся за время наполнения на каждые 0,5 атмосферы от 0 до 50% от полного водопотребления, а при подсчете времени опорожнения следует принимать расход сети, который бы изменялся на каждые 0,5 атмосферы от 50 до 100% полного водопотребления. Такой наименьший цикл можно подсчитать по формуле:

$$T = 2,25A, \quad (2.46)$$

где A – теоретическое время наполнения регулирующей емкости при нулевом водопотреблении, с.

Вызывает сомнение предположение, что за время цикла водопотребление изменится от 0 до 100%.

Теоретическое время A можно высчитывать по формуле (2.21), но расчетная производительность центробежного насоса в формулу подставлена не средняя, а равная производительности в момент отключения, и она равна максимальному водопотреблению. Практически максимальная частота включений, то есть минимальная продолжительность цикла будет в момент, когда водопотребление почти равно половине от максимального, то есть половина от расчетной производительности насоса, и равна:

$$T = 3,15A. \quad (2.47)$$

Следовательно, наиболее вероятная минимальная продолжительность цикла будет равна среднему значению времени циклов, высчитанных по формуле (2.45) и (2.46), то есть:

$$T = 2,7A. \quad (2.48)$$

Если время наполнения определяется по формуле (1.18), а время опорожнения по формуле (1.19), то расход сети, при котором возникает максимальное число включений, будет определяться как:

$$q_{\text{э}} = \frac{q_{H_1} \cdot q_{H_2}}{q_{H_1} + q_{H_2}}, \quad (2.49)$$

а максимальное включение в час по формуле:

$$Z_m = \frac{1}{W_I \cdot \left(\frac{q_{H_1} + q_{H_2}}{q_{H_1} \cdot q_{H_2}} + \frac{2}{q_{H_1} - q_{H_2}} \ln \frac{q_{H_1}}{q_{H_2}} \right)}. \quad (2.50)$$

Обозначения в формулах (2.49) и (2.50) такие же, как и в формуле (2.33).

Для увеличения производительности системы пневматической водоподачи вместо установки более мощного одного насоса ставят несколько насосов одинаковой, но меньшей производительности (мощности).

В этом случае максимально возможное число включений установки за сутки, можно вычислять по формуле:

$$N_{\max \text{ сут}} = \frac{6q_i}{W}, \quad (2.51)$$

где q_i – средняя производительность одного насоса.

Расчет режима работы нескольких насосов проводится с учетом, что производительность насосов зависит от давления. Рассматриваются два варианта:

1. Работа двух одинаковых насосов с котлом;
2. Работа двух различных насосов с котлом.

Расчетные формулы не учитывают формы рабочих характеристик насосов при их совместной и индивидуальной работе. Насосы работают по ступенчатому графику включения в зависимости от давления в котле, то есть второй насос включается и выключается при давлении меньшем, чем первый.

В результате анализа работы 2-х насосов с воздушно-водяным котлом предлагается решение двух дифференциальных уравнений:

1. Наполнение регулирующей емкости при работе 2-х насосов:

$$\frac{dy}{dt_b} + \frac{m_1 y}{b} = \frac{q(t_b) - q_{01}}{b}, \quad (2.52)$$

где y тот же, что и в формуле (2.32), а m_1 аналогичен m в формуле (2.33):

$$m_1 = \frac{\frac{q_{H5} - q_{H6}}{P_3 - P_4}}{P_3 - P_4}, \quad (2.53)$$

где q_{H5}, q_{H6} – расход насосов при их совместной работе в момент включения и выключения второго насоса, м³/с.

Расход при работе двух насосов:

$$q_{01} = \frac{m_1}{P_3} - q_{H5}. \quad (2.54)$$

Решение уравнения (2.52) дано в виде:

$$\Delta t_{\text{вкл II}} = \frac{W_{II}}{q_{H5} - q_{H6}} \cdot \ln \frac{q_{H5} - q}{q_{H6} - q}, \quad (2.55)$$

где объем котла, заполняемый в момент работы двух насосов, равняется:

$$W_{II} = \frac{VP_0}{P_3} \left(1 - \frac{P_3}{P_4}\right). \quad (2.56)$$

2) Опорожнение регулирующей емкости при работе одного насоса, производительность которого меньше его потребления.

$$\frac{dy}{dt_0} - \frac{m_2}{b} y = \frac{q_{02} - q(t_0)}{b}, \quad (2.57)$$

где m_2 аналогичен m и m_1 :

$$m_2 = \frac{q_{H3} - q_{H4}}{\frac{1}{P_3} - \frac{1}{P_4}}, \quad (2.58)$$

где q_{H3}, q_{H4} – расход одного рабочего насоса в момент включения и выключения насоса, м³/с;

P_3, P_4 – абсолютное давление, при котором включается и выключается второй насос, Па.

$$q_{02} = \frac{m_2}{P_3} - q_{H3}. \quad (2.59)$$

Решение уравнения (2.57) позволяет определять время, в течение которого второй насос будет отключен:

$$\Delta t_{отклII} = \frac{W_{II}}{q_{H3} - q_{H4}} \cdot \ln \frac{q - q_{H3}}{q - q_{H4}}. \quad (2.60)$$

Таким образом, при помощи уравнений (2.35), (2.36), (2.55) и (2.60) можно рассчитывать режим пневматической системы с 2-мя одинаковыми или различными по производительности насосами.

Объем котла обычно определяется из условия, что в нем будет находиться регулирующий объем воды, необходимый для предотвращения прорыва воздуха в трубопровод при давлениях в котле не ниже расчетных и что режим работы насосно-силового оборудования будет наилучшим. Иногда в воздушно-водяных котлах хранится десятиминутный запас воды на случай пожара, что значительно увеличивает полную емкость котла.

Итак, полный объем котла в общем виде получается по формуле:

$$V_0 = V_{возд} + W + V_m + W_{пож}, \quad (2.61)$$

где $V_{возд}$ – объем воздуха в котле, когда в нем находится вода, м³;

W – регулирующий (полезный или рабочий) объем котла, м³;

V_m – мертвый объем котла, m^3 , который не должен быть использован во время эксплуатации;

$W_{\text{пож}}$ – десятиминутный пожарный запас воды, m^3 .

Основным расчетным элементом в формуле (1.46) является регулирующая емкость котла, от величины которой зависит время работы и паузы насоса и, в конечном счете, число включений насоса. Таким образом, можно вычислить регулирующий объем в зависимости от производительности насоса и принятого максимального числа включений, а полную емкость котла вычислять, зная регулирующий объем.

В однонасосной пневматической установке, если вычислять время цикла, используя среднюю производительность насоса, формула для определения минимального регулирующего объема можно представить в виде:

$$W = \frac{6q}{N_{\max \text{сут} \min}}, \quad (2.62)$$

где $N_{\max \text{сут}}$ – максимальная возможная частота включений в сутки, вкл/сут;

q – средний за цикл расход насоса, m^3/c .

Или:

$$W = \frac{4q}{n_{\max}}, \quad (2.63)$$

где $n_{\max}$ – максимальное число включений в час, вкл/час.

Если же при вычислении цикла рабочая характеристика насоса заменяется прямой линией, то регулирующая емкость определяется по формуле:

$$W_I = \frac{1}{Z_m \cdot \left[\frac{q_{H1} + q_{H2}}{q_{H1} \cdot q_{H2}} + \frac{2}{q_{H1} - q_{H2}} \cdot \ln \frac{q_{H1}}{q_{H2}} \right]}. \quad (2.64)$$

Обозначения в формуле (2.64) такие же как и в (2.50).

Как следует из формул (2.62), (2.63), (2.64), чем большая частота включений принята, тем меньше емкость, и значит емкость котла.

Процессы сжатия и расширения воздуха в воздушно-водяном котле в общем виде соответствуют политропным процессам, но обычно в расчетах применяются формулы изотермического процесса. Тогда регулирующий объем котла, выраженный через полный объем, будет вычисляться по формуле:

$$W = \frac{V_0 P_0}{P_1} \left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right), \quad (2.65)$$

где P_0 – абсолютное давление воздуха в полностью опорожненном котле, Па;

P_1 – абсолютное давление воздуха в момент включения насоса, Па;

P_2 – абсолютное давление воздуха в момент выключения насоса, Па.

Можно обозначить соотношения:

$$\beta = \frac{P_1}{P_0}, \alpha = \frac{P_1}{P_2}, \quad (2.66)$$

и тогда полный объем котла будет равен:

$$V_0 = W \frac{\beta}{1-\alpha}, \quad (2.67)$$

где β – коэффициент запаса емкости бака,

α – коэффициент перепада давления.

Зависимость (2.67) также позволяет сделать вывод, что уменьшение регулирующей емкости приводит к уменьшению полного объема котла, если при этом коэффициенты β и α остаются постоянными. Увеличение же частоты включений приводит к ускорению износа насосного и энергетического оборудования. Возникает задача оптимального соотношения емкости котла и частоты включений.

Для определения частоты включений предполагается, что характеристика системы «насос + трубопровод + бак» является прямой линией, а при учете расхода электроэнергии установкой не учитывалась форма характеристики насоса $N-Q$, и использовалась средняя величина потребляемой мощности. Эти допущения могли привести к ошибкам при подсчете числа включений и потребляемой энергии при расчете тех систем, форма характеристик которых отличается от прямой.

Также стоит вопрос о влиянии объема воздушно-водяного котла на вид процесса сжатия и расширения воздуха в котле. Считается, что процесс сжатия и расширения воздуха происходит изотермически. Этот вывод получен для котла емкостью 200 л с резиновой диафрагмой, отделяющей воду от воздуха. Также при проведении опытов не моделировалось водопотребление.

Мертвый объем котла может быть определен как часть полного объема или

регулирующего объема котла, выраженная в процентах или долях. Известно, что мертвый объем котла должен быть таким, чтобы воздух не мог прорваться в трубопроводы.

Предлагалось [4, 5], чтобы мертвый объем был равен $1/3$ от максимального объема воздуха при минимальном давлении (P_1), то есть $V_m = 25\%$ от полного объема воздуха.

Тогда формула для определения полного объема котла будет иметь вид:

$$V = \left(\frac{m}{100} + \frac{1}{1-\alpha} \right) \cdot V_1, \quad (2.68)$$

где V – полный объем котла, м^3 ;

m – мертвый объем в процентах от рабочего объема котла, м^3 ;

V_1 – регулирующий объем котла (рабочий), м^3 .

Рекомендуется принимать $m = 20-50\%$, и тем больше, чем меньше рабочий объем.

В формуле (2.67) коэффициент β определяет запас емкости бака, то есть определяет мертвый объем котла. Коэффициент β принимается 1,15-1,3, что соответствует мертвому объему котла в 25-30% от регулирующего объема.

Мертвый объем котла еще называется наименьшим объемом заполнения, величина которого определяется коэффициентом надежности в процентах от полного объема котла: $K_s = 10-20\%$.

Полный объем котла вычисляется как:

$$V_k = 900 \cdot \frac{1}{1-K_s} \cdot \frac{q_1 \cdot P_a}{n \cdot \Delta P} \cdot \frac{P_e}{P_v}, \quad (2.69)$$

где q_1 – средняя подача насоса, л/сек;

n – число включений насоса в час, вкл;

P_a – максимальное абсолютное давление в котле, Па;

ΔP – перепад давлений в котле, Па;

P_e – минимальное абсолютное давление в котле, Па;

P_v – давление предварительного сжатия в абсолютных атмосферах, Па.

Полный объем котла зависит также от коэффициента перепада давления α . Эта зависимость носит гиперболический характер и при $\alpha > 0,8$ полный объем

котла резко возрастает, что увеличивает стоимость котла и объем помещения, в котором находится котел. При значениях $\alpha < 0,8$ давление отключения повышается, что влияет на энергетические показатели системы. Необходимо применение насосов с крутопадающей характеристикой и увеличение мощности насоса. Следовательно, для определения расчетной величины коэффициента α необходимо технико-экономическое решение.

Обычно считается, что насосы в башенной системе водоподачи работают равномерно с максимальными КПД. В пневматической же системе насосы работают в неравномерном режиме и поэтому их КПД отличается от максимального. В башенной системе водоподачи напоры изменяются мало и обычно считается, что насосы подают воду на постоянную высоту. В пневматической же системе насосы подают воду на высоту в среднем большую, чем в башенной.

Ухудшение КПД насоса при работе в пневматической системе предлагается характеризовать с помощью двух коэффициентов, учитывающих снижение КПД от перепада давления и увеличения высоты подачи.

Коэффициент ухудшения КПД вследствие колебаний нагрузки вычисляют по формуле:

$$\phi_1 = \frac{\eta_{\text{ср}}}{\eta_{\text{max}}}. \quad (2.70)$$

Коэффициент снижения КПД вследствие подачи на общую большую высоту вычисляется по формуле:

$$\phi_2 = \frac{h_1}{h'_1}, \quad (2.71)$$

где h_1 – высота подачи воды при работе насоса с водонапорной башней,
 h'_1 – наибольшее давление в котле.

Либо по формуле:

$$\phi_2 = \frac{2K \cdot P_{\text{min}}}{P_{\text{max}_{\text{min}}}}, \quad (2.72)$$

где $K = 1,05 - 1,25$;

P_{max} – максимально давление в котле, Па;

P_{min} – минимальное давление в котле, Па.

Действительный КПД определяется как произведение коэффициентов ухудшения, умноженное на максимальный КПД.

$$\eta_{\text{действ}} = \phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \eta_{\text{max}}. \quad (2.73)$$

Расчетные значения α должны находиться в пределах 0,75 – 0,85, тогда общий объем котла определяется по формуле:

$$J = \frac{T_{\min}}{4 \cdot 0,75(1-\alpha)}, \quad (2.74)$$

где J – полный объем котла, м³;

$T_{\min}$ – наименьшая продолжительность цикла, с;

q – средняя производительность насоса, м³/с;

0,75 – коэффициент, определяющий величину мертвого объема котла.

При проектировании принимаются следующие значения коэффициентов:

$$\alpha = 0,62 - 0,75;$$

$$\phi_1 = 0,85 - 0,95;$$

$$\phi_2 = 0,87 - 0,93.$$

Вычисление КПД автоматической установки с пневматическими баками можно представить как:

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{\frac{2\alpha H}{P_1}}{1 - \alpha + \frac{2\alpha H}{P_1}} \cdot \eta_{\text{н.ср}} = \frac{1}{\phi_1 \cdot \phi_2} \cdot \eta_{\text{н}}, \quad (2.75)$$

где H – полный напор установки, Па;

P_1 – минимальное давление в пневматическом баке, Па;

$\eta_{\text{н.ср.}}$ – средний КПД насосного агрегата за цикл работы установки;

$\eta_{\text{н}}$ – номинальный КПД насосного агрегата.

$$\phi_1 = \frac{1 - \alpha - \frac{2\alpha H}{P_1}}{\frac{2\alpha H}{P_1}}; \quad \phi_2 = \frac{\eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{н.ср.}}} \quad (2.76)$$

Предлагаются следующие значения коэффициентов:

1. Для низконапорных установок:

$$\alpha = 0,76 - 0,85$$

$$\phi_1 = 1,15 - 1,30$$

$$\phi_2 = 1,02 - 1,06$$

2. Для высоконапорных установок:

$$\alpha=0,60 - 0,75$$

$$\varphi_1=1,05 - 1,15$$

$$\varphi_2=1,05 - 1,10$$

Таким образом, при подборе воздушно-водяного котла приходится сталкиваться как с вопросами технического, так и экономического характера. На определение емкости котла влияет не только расчетная регулирующая емкость, но и допустимые режимы работы насосно-силового оборудования и полные эксплуатационные расходы (техническое обслуживание и амортизация). На величину последних влияет перепад давления и объем котла.

Не учитывая зависимость производительности насоса от давления, предлагается [4, 5, 13, 14] использовать следующую формулу для подсчета минимального объема котла:

$$V = \frac{1.62 \cdot K_i^2 \cdot S_H \cdot t_p \cdot T_{мех} \cdot P_1 \cdot \xi \cdot q_n}{(1 - S_n)(1 - \eta_{дн}) \cdot \beta \cdot P_0 \cdot (1 - \frac{P_1}{P_2})_{min}}, \quad (2.77)$$

где q_n – средняя производительность насоса, м³/с;

P_1, P_2 – абсолютное давление включения и выключения насоса, Па;

P_0 – абсолютное давление воздуха в опорожненном котле, Па;

S_n – скольжение асинхронного двигателя при номинальном режиме;

K_i – кратность пускового тока;

$\eta_{дн}$ – номинальный КПД двигателя;

t_p – продолжительность разбега под нагрузкой, с;

$T_{мех}$ – механическая постоянная двигателя;

β – коэффициент, учитывающий ухудшение охлаждения при паузах.

$$\xi = \frac{(\gamma + \beta - 2\sqrt{\gamma\beta})}{(\beta - \gamma)^2} \beta; \quad K_\eta = \frac{1 - \eta_d}{1 - \eta_{дн}}; \quad \gamma = 1 - K_3 K_\eta, \quad (2.78)$$

K_3 – коэффициент загрузки двигателя;

η_d – текущий КПД двигателя.

Для подсчета полного объема котла с учетом изменения мощности на валу насоса при наполнении и ухудшении теплоотдачи при пуске и торможении

электронасоса предлагается формула [4, 5, 13, 14]:

$$V = \frac{P_1 \left[\frac{\Delta A}{\Delta N_{\text{дн}}} = (1-\mu)(t_{\text{разб}} - t_{\text{т}}) \right]}{P_0 \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \right) \left[\left(1 - \frac{N_0 + Kq}{N_{\text{дн}}} \right) \frac{1}{q_{H1} - q_{H2}} \ln \frac{q_{H1} - q_{H2} + \frac{\beta}{q} \frac{K}{N_{\text{дн}}}}{q_{H2} - q} \right]} \quad (2.79)$$

где P_1, P_2, P_0 – абсолютное давление в котле в момент включения, выключения и опорожненном котле, Па;

q – потребление сети в единицу времени, м³/с;

q_{H1}, q_{H2} – расход насоса в момент включения и выключения насоса, м³/с;

μ – коэффициент, учитывающий коэффициент теплоотдачи двигателя при пуске и торможении; $\mu = f(\beta)$;

β – коэффициент, учитывающий нагрев двигателя при паузах;

$t_{\text{разб}}, t_{\text{т}}$ – время разбега и торможения в час, с;

ΔA – потери электроэнергии в двигателе при разбеге, Вт·с;

$N_{\text{дн}}$ – номинальная мощность двигателя, Вт;

N_1, N_2 – потери номинальной мощности в двигателе, Вт.

$$K = \frac{N_1 - N_2}{q_{H1} - q_{H2}}, N_0 = N_1 - Kq_{H1}, \quad (2.80)$$

Максимальное значение V по формуле (2.79) — это минимально допустимый объем котла из условия нагрева электродвигателя.

В формуле (2.79) зависимость расхода насоса от напора принята прямолинейной, и по сравнению с формулой (2.77) она дает результаты точнее на 15%.

Для подсчета полного объема котла используются формулы, полученные по результатам теоретических и практических исследований:

$$K = \frac{Q_T}{6 \dots 10}, \quad (2.81)$$

где K – полная зависимость котла, м³;

Q_T – суточное водопотребление, м³;

6...10 – эмпирический коэффициент.

$$K = 6 \dots 10 q_{\text{пт}}, \quad (2.82)$$

где $q_{\text{пт}}$ – средняя производительность насоса, м³/с.

$$K = \frac{60 \cdot q_{max} \cdot (1 - \frac{q_{pm}}{q_{pm}})}{i} \cdot \frac{P_B \cdot P_a}{P_0 \cdot (P_a - P_B)}, \quad (2.83)$$

где q_{max} – максимальное минутное водопотребление, м³/мин;

P_0 – абсолютное давление в котле при его полном опорожнении, Па;

i – число включений в час.

Остальные значения такие же, как в формулах (2.54) и (2.67).

При выводе формулы (2.83) было принято [4, 5, 13, 14], что процесс сжатия и расширения изотермический, а сумма продолжительностей циклов при максимальном водопотреблении равна одному часу:

$$\sum t_s = 60, \quad (2.84)$$

где t_s – продолжительность цикла, мин;

$\sum t_s$ – сумма продолжительностей циклов за час, мин.

$$Q_{max} = \sum t_s \cdot q_{max} = q_{max} \cdot 60. \quad (2.85)$$

Последнее равенство (2.85) может практически не выполняться при окончательном подборе насоса и котла

$$K = 20 \frac{q_{pm} \cdot P_a}{i(P_a - P_e)}. \quad (2.86)$$

$$K = 2.5 \cdot P_a \cdot q_{PВ}, \quad (2.87)$$

где P_a – избыточное давление при отключении, Па;

q_{Pe} – расход насоса в момент включения, м³/мин.

$$K = 75 P_a \cdot 0,25 \sqrt{\Sigma Z}, \quad (2.88)$$

где Z – коэффициент нагрузки каждой точки водоотбора в условных единицах.

В формуле (2.88) $0,25 \sqrt{\Sigma Z} = q_{emax}$ есть секундный максимальный отбор воды в возможно короткое время. Приведенные формулы (2.81), (2.82), (2.83), (2.86), (2.87), (2.88) эмпирического и полуэмпирического характера.

Для установок малой производительности (до 2-3 м³/ч) [3]:

$$V_k = \frac{25 \cdot Q \cdot P_a}{Z_{max}}, \quad (2.89)$$

где V_k – полная емкость котла, м³;

Q – средняя производительность насоса, м³/мин,

P_a – избыточное давление отключения, Па;

Z_{max} – максимальная частота включений в час, вкл;

ΔP – перепад давлений в котле, Па.

Формула для установок малой производительности:

$$V_k = \frac{1,5Q(P_e+1)}{Z_{max}}. \quad (2.90)$$

Для установок большой (свыше 1000 м³/ч) [3] производительности:

$$V_k = \frac{1,2Q(P_0+1)}{Z_{max}}, \quad (2.91)$$

где Q – средняя производительность насоса, м³/с;

P_a, P_e – избыточное давление включения и выключения насоса, Па.

Таким образом, данные формулы (2.89), (2.90) и (2.91) позволяют определить объем бака под любые условия.

При вычислении полного объема котла всегда необходимо знать, какое максимальное число включений в час или в сутки можно допустить в проектируемой установке. Для того, чтобы иметь наименьший объем котла, желательно иметь наибольшее число включений.

Основаниями для выбора числа включений насосного агрегата являются как теоретические и технико-экономические расчеты, так и выводы, сделанные из практических наблюдений за режимом работы пневматических установок.

Есть два мнения [3 – 5, 13, 14] по этому вопросу.

Первое: число включений в час 5 – 20, меньшее число для больших мощностей, большее для малых мощностей. Эти ориентировочные границы обосновываются тем, что насосы с большими мощностями изнашиваются сильнее от включений.

Второе: число включений в час оставить свыше 20-ти в связи с тем, что паспортные данные электродвигателей не имеют ограничений, то есть можно довести число включений до 200 в час, а зарубежные фирмы (Grundfos, Wilo, KSB) выпускают установки с частотой до 300 в час.

Но с точки зрения надежности работы двигателя рекомендуется 4-10 включений в час. При этом числа включений рекомендуются в зависимости от мощности и объекта, обслуживаемого установкой:

1. Садоводство, полив огородов, домашнее водоснабжение – 10 вкл/час;
2. Среднее сельское и городское водоснабжение – 6 вкл в час;
3. Большие установки с высокими давлениями включения и мощными электромоторами – 4 вкл/час.

В вопросе о выборе числа включений в час или в сутки есть много противоречий. Применение нескольких насосов вместо одного для покрытия максимального водопотребления приводит к уменьшению числа включений, а следовательно, и к уменьшению регулирующего объема котла при числе включений насосов, равном числу включений одного насоса. Включение и выключение насосов обычно производится ступенчато в зависимости от давления в котле.

Также можно заметить, в отличие от водонапорных башен, где внутри баков нет давления, кроме атмосферного, в пневматических баках такое давление присутствует. В связи с этим, в пневматических безмембранных баках работает закон Бойля-Мариотта:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = const, \quad (2.92)$$

где P_1, P_2 – начальное и конечное давление воздуха в баке соответственно, Па;
 V_1, V_2 – начальный и конечный объём воздуха, м³.

Согласно рисунку 1.4, V_1 и V_2 соответствуют нижней и верхней границе регулирующего объема $V_{\text{рег}}$ соответственно.

Однако на практике в таких баках всё же есть некоторые отклонения от идеального газового процесса из-за:

1. Растворения воздуха в воде – часть воздуха поглощается водой, что уменьшает его объём и требует подкачки;
2. Теплообмена – если процесс идёт быстро, возможен адиабатический эффект, если медленно – изотермический;
3. Турбулентных процессов – при резком изменении давления возможно локальное сжатие воздуха, не равномерное по всему объёму.

Таким образом, пневматические системы обладают рядом преимуществ по сравнению с классическими башенными системами регулирования давления в

системах водоподачи.

2.3. Анализ эффективности методов регулирования работы насосов

Существует несколько методов регулирования расхода жидкости в насосных системах [80, 85, 86, 87, 88], среди которых дросселирование, байпасное регулирование, включение/выключение насоса, уменьшение диаметра рабочего колеса и частотно-регулируемый привод (ЧРП) [133]. Рассмотрим их эффективность и экономичность.

Дросселирование (прикрытие задвижек). Суть метода заключается в частичном перекрытии задвижки на выходе насоса, что создаёт дополнительное сопротивление: избыточное давление рассеивается в виде тепла, что приводит к нагреву жидкости; насос продолжает работать на максимальной мощности из-за дополнительного сопротивления, даже если реальный расход снижен; увеличивается износ насосного оборудования.

Преимущества дросселирования:

- простота и дешевизна;
- быстрая регулировка расхода.

Недостатки:

- отсутствие экономии электроэнергии (потери на нагрев жидкости);
- высокий износ оборудования;
- неэффективность при больших изменениях расхода.

Таким образом, дросселирование подходит только для небольших корректировок расхода, но неэкономично из условий энергопотребления (рисунок 2.3).

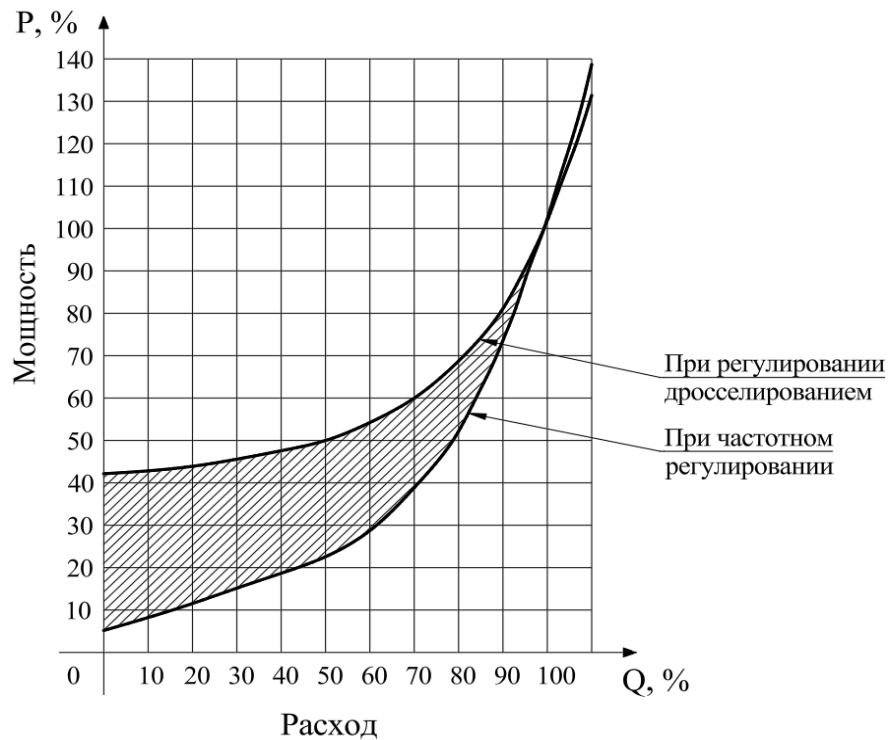


Рисунок 2.3 – Сравнение энергопотребления при использовании дросселирования и частотно-регулируемого привода

2. Байпасное регулирование (перекачивание жидкости по кольцу).

Суть метода заключается в том, что часть жидкости отводится по байпасной линии обратно на вход насоса (от англ. *bypass* – обход) (рисунок 2.4).

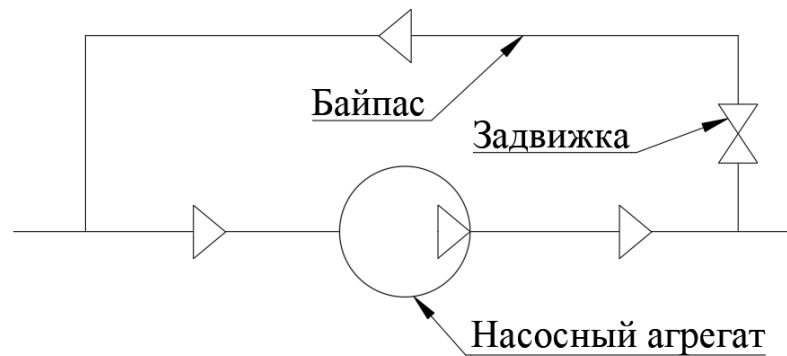


Рисунок 2.4 – Принцип работы байпасного регулирования работы насоса

При этом насос работает на полной мощности даже при снижении полезного расхода, большие потери энергии, так как насос подает больше воды, чем реально требуется и возможен перегрев и кавитация из-за возврата жидкости.

Преимущества такого метода:

- позволяет плавно регулировать подачу без скачков давления;

- относительно простая реализация.

Однако также существуют и недостатки:

- большие энергетические потери, так как насос перекачивает дополнительный объём жидкости;
- повышенный износ оборудования;
- требуется дополнительная трубопроводная обвязка, что увеличивает материальные и экономические затраты.

Вывод: байпасное регулирование ещё менее энергоэффективно, чем дросселирование. Оно используется, когда нельзя резко менять расход насоса, но с точки зрения энергосбережения – неоправданно.

3. Включение/выключение насоса при изменении давления.

Суть метода основывается на том, что насос включается при падении давления ниже заданного уровня и отключается при его достижении. Включения и выключения насоса регулируются при помощи реле давления, которое устанавливается после насосного агрегата.

При этом наблюдаются скачки давления и неравномерная подача воды; частые пуски приводят к повышенному износу двигателя; пусковые токи электродвигателя значительно выше рабочего, что увеличивает энергопотребление.

Преимущества:

- простая схема управления;
- экономия электроэнергии, если насос работает редко (3-4 часа в сутки);

Недостатки:

- высокие пусковые токи (в 5-7 раз выше рабочего), что увеличивает энергозатраты;
- сильные гидроудары при частых включениях;
- износ насоса из-за частых пусков и остановок.

Таким образом, данный метод регулирования подходит для редких включений, но категорически неэффективно при необходимости частых изменений расхода [17-19].

4. Уменьшение диаметра рабочего колеса.

Уменьшение диаметра рабочего колеса насоса приводит к снижению напора и подачи воды. Это позволяет адаптировать насос к новым условиям эксплуатации без значительного изменения его конструкции (рисунок 2.5).

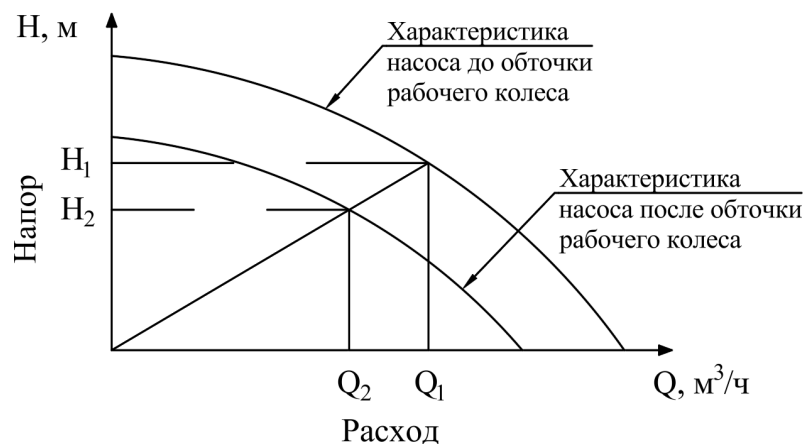


Рисунок 2.5 – Характеристика насоса при уменьшении размера рабочего колеса

Последствия применения данного метода: снижается мощность потребления, так как уменьшается перекачиваемый объём жидкости; изменяется характеристика насоса, уменьшается КПД при несоответствии насоса системе; невозможность обратного увеличения диаметра без замены рабочего колеса.

Преимущества:

- позволяет снизить энергопотребление при неизменной частоте вращения;
- устраняет необходимость дросселирования и байпасного регулирования;
- относительно низкие капитальные затраты.

Недостатки:

- потеря КПД при слишком сильном уменьшении диаметра;
- невозможность гибкого регулирования расхода — после уменьшения диаметра насос работает только в одном режиме;
- не подходит для систем с переменным расходом.

Зависимости между расходом Q , напором H , мощностью N и диаметром рабочего колеса D для насосов можно описать с помощью законов подобия (аффинных преобразований) для центробежных насосов [51-53, 56].

Зависимость расхода, напора и мощности при изменении диаметра рабочего колеса:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3, \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2, \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5, \quad (2.93)$$

Отношение КПД насоса до обрезки рабочего колеса и после можно оценить через эмпирические зависимости. Однако КПД не изменяется строго по законам подобия, так как он зависит от множества факторов: гидравлических потерь, изменения режима работы и т.д. [3, 8]. Часто используют эмпирическую формулу для оценки изменения КПД при изменении диаметра колеса:

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = 1 - K \cdot \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right), \quad (2.94)$$

где η_1 – КПД до обточки;

η_2 – КПД после обточки;

D_1, D_2 – диаметры рабочего колеса до и после обрезки соответственно;

K – эмпирический коэффициент, зависящий от типа насоса (от 0,5 до 0,8).

Вывод: метод уменьшения диаметра рабочего колеса может быть разумным решением для систем с постоянной нагрузкой. Однако в динамических системах (где расход меняется) его применение ограничено [14].

5. Применение частотно-регулируемого привода (ЧРП). Суть метода заключается в изменении скорости вращения насоса в зависимости от реального расхода [57, 67]. Насосы с ЧРП управляют скоростью вращения двигателя, изменяя частоту питающего напряжения. Это позволяет гибко адаптировать напор и расход воды в зависимости от текущих потребностей системы [70, 71, 75, 171, 180-183].

Последствия применения данного метода: экономия электроэнергии до 60% при снижении частоты на 50%; нет резких скачков давления и частых пусков.

Преимущества применения ЧРП:

- максимальная экономия энергии (см. рисунки 2.3, 2.4);
- плавное регулирование расхода без скачков давления;
- снижение износа насоса и трубопроводов;
- продление срока службы оборудования [111-113, 124].

Недостатки:

- более высокая стоимость по сравнению с другими методами, но срок окупаемости меньше;
- требуется настройка и периодическое обслуживание.

В таблице 2.3 приведены результаты сравнения методов регулирования расхода жидкости в насосных системах.

Таблица 2.3 – Сравнение методов регулирования насосов

Метод	Экономия электроэнергии	Влияние на износ насоса	Простота реализации	Гидроудары	Окупаемость
Дросселирование	Нет	Высокое	Простая	Возможны	Нет
Байпасное регулирование	Нет	Высокое	Средняя	Нет	Нет
Включение/выключение	Средняя	Высокое	Простая	Да	Средняя
Уменьшение диаметра рабочего колеса	Средняя	Низкое	Средняя	Возможны	Высокая
Частотное регулирование	Высокая	Низкое	Требуется настройка	Нет	Высокая

Таким образом, проведя анализ всех способов регулирования работы насосного оборудования, можно уверенно сказать, что наиболее эффективным и экономичным решением является ЧРП, так как он позволяет снизить энергопотребление до 60% и минимизировать износ оборудования. Другие методы устарели и неэффективны с точки зрения современной энергосберегающей эксплуатации насосов [94-96, 121-123].

2.4. Влияние наличия или отсутствия мембраны в пневматическом баке на эффективность работы системы

Пневматический бак в гидравлических системах используется для компенсации перепадов давления, снижения нагрузки на насос и обеспечения стабильной водоподачи. Он может быть мембранным (с эластичной

перегородкой) или безмембранным (где воздух и вода контактируют напрямую). Рассмотрим, как наличие или отсутствие мембраны влияет на эффективность работы системы (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Основные различия между мембранными и безмембранными баками

Характеристика	Мембранный бак	Безмембранный бак
Разделение воздуха и воды	Есть эластичная мембрана	Вода контактирует с воздухом
Компенсация давления	Стабильная	Менее стабильная из-за растворения воздуха в воде
Потеря воздуха со временем	Нет	Да, воздух растворяется в воде, требуется периодическая подкачка
Необходимость в компрессоре	Нет	Да, если требуется автоматическая подкачка воздуха
Износ и обслуживание	Мембрана со временем изнашивается	Корпус может корродировать от контакта с водой
Эффективность использования объема	Выше (вся воздушная подушка работает)	Ниже (часть воздуха растворяется в воде)

В безмембранных баках закон Бойля-Мариотта выполняется без изменений. Что же касается мембранных баков, то в них закон Бойля-Мариотта выполняется, но с учетом влияния коэффициента упругости мембраны и закона Гука.

Мембрана сопротивляется растяжению, создавая дополнительное давление P_m , которое зависит от её упругости:

$$P_m = \frac{E \cdot h}{R_m} \cdot \varepsilon, \quad (2.95)$$

где E – модуль Юнга материала мембраны, Па;

h – толщина мембраны, м;

R_m – радиус мембраны в сечении, м;

ε – относительная деформация мембраны, определяемая как:

$$\varepsilon = \frac{\Delta V}{V_0}, \quad (2.96)$$

где V_0 – номинальный объём воздушной камеры, м³;

ΔV — изменение объёма воздуха, м³.

Если учесть влияние упругости мембраны, закон Бойля-Мариотта принимает следующий вид:

$$(P_1 + P_m) \cdot V_1 = (P_2 + P_m) \cdot V_2. \quad (2.97)$$

Подставляя P_m , получаем:

$$\left(P_1 + \frac{E \cdot h}{R_m} \cdot \frac{\Delta V}{V_0}\right) \cdot V_1 = \left(P_2 + \frac{E \cdot h}{R_m} \cdot \frac{\Delta V}{V_0}\right) \cdot V_2, \quad (2.98)$$

где $\Delta V = V_1 - V_2$.

Это уравнение показывает, что при высокой жёсткости мембраны давление воздуха увеличивается быстрее, чем в обычном газовом законе.

Для анализа динамического изменения давления можно записать дифференциальное уравнение:

$$\frac{dP}{dt} = -\gamma \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{E \cdot h}{R_m \cdot V_0} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (2.99)$$

где γ – показатель адиабаты воздуха (для быстрых процессов $\gamma = 1,4$,

для медленных $\gamma = 1,0$);

dP/dt – скорость изменения давления воздуха;

dV/dt – скорость изменения объёма воздуха.

Уравнение (2.99) показывает, что давление изменяется не только из-за сжатия воздуха, но и из-за сопротивления мембраны, что оказывает дополнительно влияние на работу всей системы (таблица 2.5).

Таблица 2.5 – Сравнение работы мембранных и безмембранных баков

Параметр	Мембранные баки	Безмембранные баки
Основной процесс	Газовое сжатие + упругость мембраны (закон Бойля-Мариотта + закон Гука)	Чистое газовое сжатие (закон Бойля-Мариотта)
Дополнительное давление	Есть (мембрана сопротивляется сжатию)	Нет
Изменение объёма воздуха	Зависит от модуля Юнга мембраны	Полностью следует закону Бойля-Мариотта
Растворение воздуха в воде	Нет (разделение воздух/вода мембраной)	Да (постепенная потеря воздуха)
Необходимость подкачки воздуха	Нет (если мембрана не повреждена)	Да (из-за растворения воздуха)

Теоретические выводы:

1. Безмембранные баки строго следуют закону Бойля-Мариотта;
2. Мембранные баки отклоняются от него, так как упругость мембраны

создаёт дополнительное давление;

3. Безмембранные баки требуют периодической подкачки воздуха из-за его растворения в воде, а мембранные – нет (если нет нарушения целостности мембраны).

Практические выводы:

1. Если система требует стабильного давления и минимального обслуживания, лучше использовать мембранные баки;

2. Если же подкачка воздуха возможна, то безмембранные баки проще и дешевле, но требуют контроля, например, с помощью датчика давления воздуха внутри бака.

2.5 Влияние применения частотно-регулируемого привода в работе системы с пневматическим баком

Основное уравнение связи между параметрами насоса и частотой вращения:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{f_1}{f_2}, \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2, \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^3, \quad (2.100)$$

где Q_1, Q_2 – расход до и после изменения частоты вращения соответственно;

H_1, H_2 – напор до и после изменения частоты вращения соответственно;

N_1, N_2 – потребляемая мощность до и после изменения частоты вращения соответственно;

f_1, f_2 – частота вращения до и после изменения.

С точки зрения работы системы, можно сказать, что применение ЧРП позволяет изменять частоту вращения насоса в зависимости от фактической нагрузки [1, 32, 37, 58, 72, 73, 79, 152, 157]. При снижении расхода или при низком давлении в системе насос работает медленнее, что приводит к уменьшению потребляемой мощности (рисунок 2.6).

Это особенно важно для периодов низкого водопотребления, когда пневматический бак компенсирует колебания давления. Благодаря плавной регулировке частоты вращения рабочего колеса насоса, ЧРП снижает количество

пусков и остановок, что уменьшает механические и энергетические потери. Пневматический бак в этом случае работает как резервуар, сглаживая колебания, а ЧРП позволяет адаптироваться к изменениям нагрузки без резких скачков.

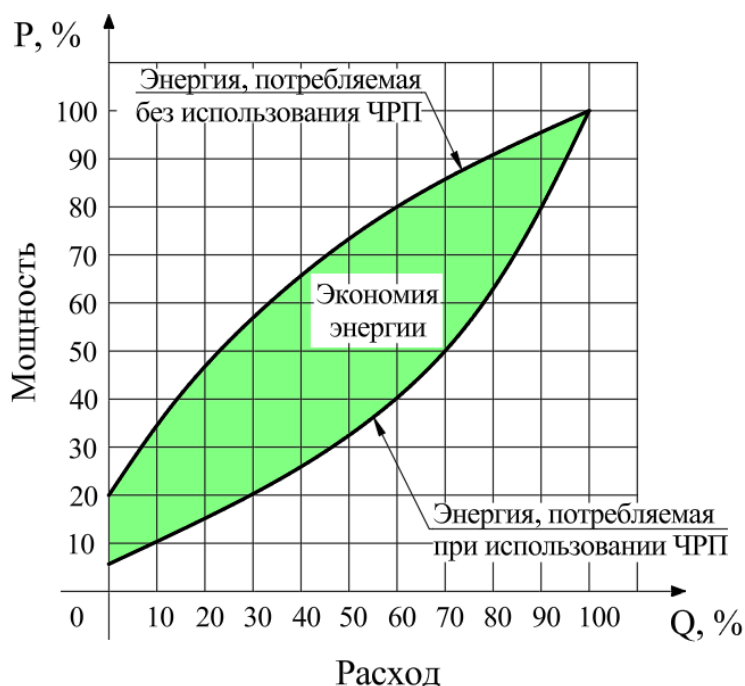


Рисунок 2.6 – Сокращение энергозатрат при использовании ЧРП

Также важную роль играет, как долго по времени наполняется и опорожняется бак. С точки зрения энергоэффективности выгодно, чтобы опорожнение было больше, чем наполнение, так как это обеспечивает более длительное время, когда насос не работает, уменьшая количество его запусков [31]. При этом, длительность цикла работы бака и насоса определяется следующим образом:

$$t_{\text{цикл}} = t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}, \quad (2.101)$$

где $t_{\text{наполн}}$ — время наполнения бака, с;

$t_{\text{опорож}}$ — время опорожнения бака, с;

Факторы, влияющие на длительность цикла:

1. Расход воды (Q). Чем выше расход, тем быстрее происходит заполнение бака, а следовательно, время наполнения уменьшается. Аналогично, при более высоком расходе (более 10 л/мин) система может быстрее достигать точки, когда требуется опорожнение.

2. Рабочие давления. На цикл влияют давление, при котором насос включается (минимальное давление в баке) и выключается (максимальное давление). Если разница между ними ($\Delta P = P_{\text{выкл}} - P_{\text{вкл}}$) большая, то бак должен пройти через более широкий диапазон давления, что может увеличить время наполнения или опорожнения.

3. Характеристики насоса. Насос с частотно-регулируемым приводом может менять свою скорость в зависимости от текущих условий, что влияет на скорость заполнения и опорожнения бака.

4. Емкость бака (V). Большой объем бака обычно означает более длительный цикл, так как требуется больше времени для заполнения и опорожнения.

5. Динамика системы и сопротивление трубопроводов. Потери давления на трубопроводах (зависимые от длины, диаметра, шероховатости и других факторов) также влияют на время, необходимое для достижения требуемых давлений в баке.

Анализируя эти факторы, можно сделать вывод, что с точки зрения энергопотребления решающими параметрами будут являться:

- время наполнения $t_{\text{наполн}}$ – чем меньше, тем выгоднее;
- давление в системе $P_{\text{сист}}$ – это давление в трубопроводах перед пневматическим баком;
- мощность насоса $N_{\text{нас}}$ – ключевой параметр, который зависит от частоты вращения f .

Таким образом, мы видим, что необходимо определить зависимость между этими тремя параметрами.

2.6. Разработка математической модели для прогнозирования работы системы с различными исходными данными

Для определения зависимости между временем наполнения, давлением в системе и мощностью насоса нами было принято решение разработать

математическую модель работы системы [25, 26, 27, 28, 140, 141, 153].

Существует несколько методов построения математических моделей:

1. Метод наименьших квадратов (МНК): прост в реализации и широко используется для построения линейных моделей, однако его возможности ограничены линейными зависимостями, и он не дает оценки неопределенности прогнозов;

2. Метод экспоненциального сглаживания (ES): эффективен для долгосрочных прогнозов и данных с трендом, однако может не адекватно моделировать краткосрочные колебания и сложные нелинейности [15].

3. Метод классификационно-регрессионных деревьев (CART): позволяет выявлять нелинейные взаимосвязи и принимать дискретные решения, но часто склонен к переобучению и может быть менее интерпретируемым.

4. Гауссовский метод (процесс) регрессии (Gaussian Process, GP): этот метод способен моделировать сложные нелинейные зависимости между переменными, предоставлять оценку неопределенности прогнозов, что особенно важно при анализе систем с переменными водопотребления и динамическими характеристиками. Кроме того, GP адаптивен к небольшим объемам данных и позволяет интегрировать априорную информацию о системе. В отличие от МНК, который ограничен линейными зависимостями, или ARIMA и ES, которые могут требовать больших объемов данных и предполагать стационарность, метод Гауссовского процесса более универсален и обеспечивает более точное описание реальных условий работы системы [23].

Для данного исследования наиболее подходящим является гауссовский процесс регрессии, так как необходимо определить зависимость сразу между тремя параметрами и смоделировать работу системы [104].

Гауссовский процесс регрессии, или кригинг, – регрессия на основе гауссовских процессов, используемая для интерполяции недостающих значений.

Метод кригинга основывается на представлении прогнозируемого значения как взвешенной суммы наблюдений, с учетом пространственной корреляции между точками. В основе гауссовского процесса регрессии лежит подход

гауссовских процессов, которые моделируют данные как реализацию случайной функции. Гауссовский процесс задается как множество случайных величин, каждая из которых обладает нормальным распределением, а совокупность любых конечных подмножеств этих величин имеет многомерное нормальное распределение.

Гауссов процесс (GP) определяется следующим образом:

1. Основная идея гауссовских процессов:

– математическое ожидание $m(t_{\text{наполн}})$:

$$m(t_{\text{наполн}}) = E[f(t_{\text{наполн}})], \quad (2.102)$$

где $E[f(t_{\text{наполн}})]$ – среднее ожидаемое значение функции f в точке x , которая является входным вектором (точкой в пространстве признаков).

– ковариационная функция (ядро) $k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}')$:

$$k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}') = E[(f(t_{\text{наполн}}) - m(t_{\text{наполн}}))(f(t_{\text{наполн}}') - m(t_{\text{наполн}}'))]. \quad (2.103)$$

Таким образом, гауссов процесс обозначается как:

$$f(t_{\text{наполн}}) \sim GP(m(t_{\text{наполн}}), k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}')), \quad (2.104)$$

Для упрощения часто предполагается, что $m(t_{\text{наполн}}) = 0$, что позволяет сосредоточиться на ковариационной структуре данных.

2. Постановка задачи.

Пусть у нас есть n -ое количество наблюдений. Тогда массив входных данных:

$$T_{\text{наполн}} = \{t_{\text{наполн}1}, t_{\text{наполн}2}, \dots, t_{\text{наполн}n}\}, \quad (2.105)$$

где $t_{\text{наполн}i} \in \mathbb{R}^d$ – d -мерное вещественное пространство.

А массив наблюдаемых значений:

$$P_{\text{сист}} = \{P_{\text{сист}1}, P_{\text{сист}2}, \dots, P_{\text{сист}n}\}, \quad (2.106)$$

где

$$P_{\text{сист}i} = f(t_{\text{наполн}i}) + \varepsilon, \quad (2.107)$$

где ε – гауссовский шум:

$$\varepsilon \sim N(0, \sigma_n^2), \quad (2.108)$$

Цель – предсказать значение $f(t_{\text{наполн}_*})$ для новой точки $t_{\text{наполн}_*}$.

3. Предсказание с использованием гауссовского процесса.

а) объединенное распределение.

Предполагается, что значения целевой функции в обучающих точках $P_{\text{сист}}$ и значение в новой точке $f(t_{\text{наполн}_*})$ совместно подчиняются многомерному нормальному распределению:

$$\begin{bmatrix} P_{\text{сист}} \\ f(t_{\text{наполн}_*}) \end{bmatrix} \sim N \left(0, \begin{bmatrix} K(T_{\text{наполн}}, T_{\text{наполн}}) + \sigma_n^2 I & K(T_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}_*}) \\ K(t_{\text{наполн}_*}, T_{\text{наполн}}) & K(t_{\text{наполн}_*}, t_{\text{наполн}_*}) \end{bmatrix} \right), \quad (2.109)$$

где $K(T_{\text{наполн}}, T_{\text{наполн}})$ – матрица ковариации для обучающих данных (размером $n \times n$);

$K(T_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}_*})$, $K(t_{\text{наполн}_*}, T_{\text{наполн}})$ – вектор ковариаций между обучающими точками и новой точкой ($n \times 1$);

$K(t_{\text{наполн}_*}, t_{\text{наполн}_*})$ – ковариация новой точки (1×1).

б) условное распределение.

Предсказание для новой точки $f(t_{\text{наполн}_*})$ получается из условного распределения:

$$f(t_{\text{наполн}_*}) | T_{\text{наполн}}, P_{\text{сист}}, t_{\text{наполн}_*} \sim N(\mu_*, \sigma_*^2), \quad (2.110)$$

где μ_* – среднее предсказание:

$$\mu_* = K(t_{\text{наполн}_*}, T_{\text{наполн}}) [K(T_{\text{наполн}}, T_{\text{наполн}}) + \sigma_n^2 I]^{-1} P_{\text{сист}}, \quad (2.111)$$

σ_*^2 – дисперсия предсказания:

$$\begin{aligned} \sigma_*^2 = & K(t_{\text{наполн}_*}, t_{\text{наполн}_*}) - K(t_{\text{наполн}_*}, T_{\text{наполн}}) [K(T_{\text{наполн}}, T_{\text{наполн}}) + \\ & + \sigma_n^2 I]^{-1} K(T_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}_*}). \end{aligned} \quad (2.112)$$

Ковариационная функция (ядро) $k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}')$ определяет связь между точками в пространстве признаков. Выбор ядра влияет на свойства предсказания. Распространенные примеры ядер:

– радиально-базисное ядро:

$$k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}') = \exp\left(-\frac{\|t_{\text{наполн}} - t_{\text{наполн}}'\|^2}{2l^2}\right), \quad (2.113)$$

где $\|t_{\text{наполн}} - t_{\text{наполн}}'\|$ – евклидово расстояние между точками $t_{\text{наполн}}$ и $t_{\text{наполн}}'$;

l – параметр длины масштаба, который регулирует, как быстро корреляция убывает с расстоянием.

– ядро Маттерна:

$$k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}') = \frac{2^{1-v}}{\Gamma(v)} \left(\frac{\sqrt{2v}\|t_{\text{наполн}} - t_{\text{наполн}}'\|}{l}\right)^v K_v\left(\frac{\sqrt{2v}\|t_{\text{наполн}} - t_{\text{наполн}}'\|}{l}\right), \quad (2.114)$$

где v – параметр гладкости, определяющий «шумность» модели;

K_v – модифицированная функция Бесселя;

$\Gamma(v)$ – обобщение факториала на вещественные и комплексные числа.

– линейное ядро:

$$k(t_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}}') = t_{\text{наполн}} \top t_{\text{наполн}}'. \quad (2.115)$$

Линейное ядро применяется, если зависимость между точками предполагается линейной.

Таким образом, алгоритм расчета и интерполяции следующий:

1. Выбирается ковариационная функция (например, RBF);
2. Определяются гиперпараметры (l, σ_n^2) ядра, которые могут быть найдены методом оптимизации;

3. Вычисляются ковариационные матрицы $[K(T_{\text{наполн}}, T_{\text{наполн}}), K(T_{\text{наполн}}, t_{\text{наполн}*}), K(t_{\text{наполн}*}, t_{\text{наполн}*})]$;

4. На основе формул для μ_* и σ_*^2 делаются предсказания для новых точек $t_{\text{наполн}*}$.

Для демонстрации результатов расчетов и наглядности было принято решение построить 3D-графики на основании полученных данных для наглядной демонстрации зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и общего давления в системе. Это было сделано при помощи кроссплатформенной интегрированной среды разработки PyCharm и языка программирования высокого

уровня Python. Непосредственно для построения графиков перед написанием выполняемого кода были подгружены и импортированы библиотеки программного обеспечения MATLAB и ANSYS Fluent для расчетов гауссовских процессов [2, 22, 29, 130, 158, 159].

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. В результате теоретического анализа методов регулирования расхода жидкости в насосных системах, гидравлических особенностей работы пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом, установлены закономерности между давлением воздуха в баке и воды в системе, мощностью насоса и частотой вращения, определены ключевые параметры работы системы, которые позволяют определить фактическую энергоэффективность совместного применения пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом.

2. Разработана математическая модель функционирования системы водоподдачи в составе пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом для прогноза энергоэффективности совместного применения пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом при заданных гидравлических характеристиках исходных условий.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ

3.1. Описание экспериментальной установки, цель и задачи лабораторных исследований

Экспериментальные исследования проводились на базе лаборатории насосов и насосных станций кафедры сельскохозяйственного водоснабжения и водоотведения, насосов и насосных станций института мелиорации, водного хозяйства и строительства имени А.Н. Костякова, ФГБОУ ВО Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева.

Целью лабораторных исследований являлась оценка закономерностей между параметрами в процессе работы системы водоподачи, включая время наполнения, давление в системе и мощность насоса.

Для достижения указанной цели были решены следующие задачи:

- выполнен проект и монтаж оборудования экспериментальной установки, подготовлены и протестированы измерительные приборы и оборудование;
- проведен анализ возможностей оборудования, условий проведения опытов и разработана методика лабораторных экспериментов.
- разработана программа исследований и последовательность выполнения экспериментов.

Исследования проводились в период с декабря 2023 года по декабрь 2024 года, всего было выполнено 352 опыта, при значениях основных параметров установки:

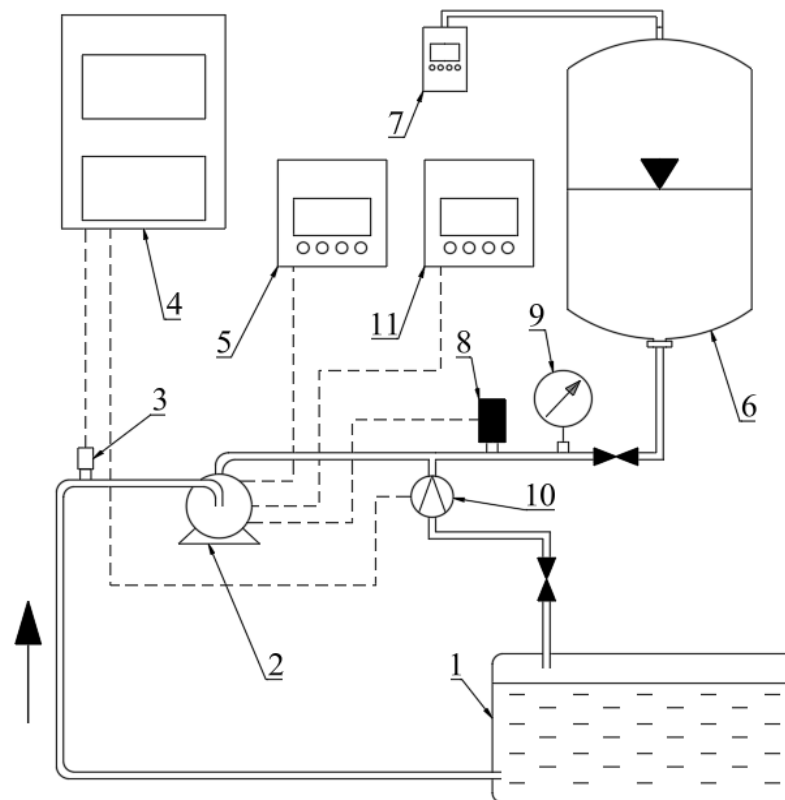
- расход на модели – 1,5; 2,7; 5,4; 10,8 л/мин;
- давление в системе – 50-200 кПа;
- частота вращения рабочего колеса – 60-100%.

Общий вид экспериментальной установки и ее принципиальная схема приведены на рисунке 3.1.

а)



б)



а) общий вид; б) принципиальная схема;

- 1 – бак с водой; 2 – насос; 3 – датчик давления на всасывающем трубопроводе;
 4 – модуль управления и индикации; 5 – преобразователь частоты вращения;
 6 – пневматический бак; 7 – компрессор воздуха; 8 – реле давления;
 9 – цифровой манометр; 10 – датчик расхода; 11 – ваттметр

Рисунок 3.1 – Экспериментальная установка:

Ниже приведен состав оборудования, используемого при проведении экспериментов, все применяемые в опытах приборы сертифицированы и имеют технические паспорта, подробная информация об используемых приборах приведена в приложении А.

1. Бак производства «Зарница» (Россия), для хранения и забора воды насосным оборудованием. Объем 80 литров (рисунок 3.2).



Рис. 3.2 – Бак для хранения и забора воды объемом 80 л

2. Насос Acquaer RGJ-602P, Россия (рисунок 3.3). Используется для забора и подачи воды в систему. Паспортная производительность $Q = 50$ л/мин, паспортный напор $H = 30$ м, паспортная мощность $N = 600$ Вт.



Рисунок 3.3 – Насос Acquaer RGJ-602P

3. Датчик-преобразователь избыточного давления «Овен» ПД-100, модель 3х1, Россия (рисунок 3.4), для замеров давления на всасывающей патрубке системы.



Рисунок 3.4 – Датчик-преобразователь избыточного давления «Овен» ПД-100, модель 3х1

4. Модуль управления и индикации «Овен», Россия (рисунок 3.5).



Рис. 3.5 – Модуль управления и индикации «Овен»

Для отображения значений давления и расхода воды. В состав модуля входят двухканальный измеритель давления с универсальным входом TRM200 и индикатор расхода воды.

5. Преобразователь частоты вращения «Автик», модель SD751T2D, Россия. Подключается к насосу для регулирования частоты вращения рабочего колеса (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6 – Преобразователь частоты вращения Автик SD751T2D

6. Пневматический бак Zilmet, Италия (рисунок 3.7). Используется для регулирования подачи воды в систему, объем 60 литров, давление по паспорту 1,5 бар (150 кПа).



Рисунок 3.7 – Пневматический бак Zilmet

7. Для подкачивания воздуха в пневматический бак и регулирования работы

системы использовался компрессор воздуха CARCAM Air Pump, модель CZK-5626, Китай (рисунок 3.8). Тип питания – заряжаемый аккумулятор, максимальное рабочее давление 10 бар (1000 кПа).



Рисунок 3.8 – Компрессор воздуха CARCAM Air Pump CZK-5626

8. Реле давления GENE BRE, модель 3781, Испания (рисунок 3.9) для регулирования работы насоса путем его отключения и включения при достижении установленных значений, подключается к насосу, два входа, диапазон рабочего давления 0-10 бар (0-1000 кПа).



Рисунок 3.9 – Реле давления GENE BRE 3781

9. Для точных измерений избыточного давления воды использовался цифровой манометр «Метрол», модель 100, Россия (рисунок 3.10). Диапазон измерения избыточного давления 0-250 Мпа.



Рисунок 3.10 – Цифровой манометр «Метрол» 100

10. Для измерения параметров опытов в ходе эксперимента использовались измерительные приборы, приведенные на рисунке 3.11:

- мгновенного расхода воды, датчик расхода «Пульсар», Ду20, Россия, порог чувствительности 0,015 м³/час (рисунок 3.11, а);
- мгновенной мощности, цифровой ваттметр (однофазный) TDM ЦП-ВТ72/1 SQ1102-0510, Россия, диапазон измерений 0-9999 МВт (рисунок 3.11, б);
- мгновенного числа оборотов рабочего колеса, цифровой тахометр лазерный СЕМ, АТ-6, Россия, диапазон значений 2-99999 мин⁻¹ (рисунок 3.11, в).

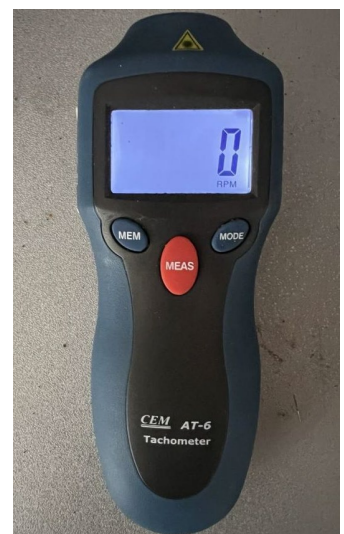
а)



б)



в)



а – датчик расхода «Пульсар» Ду20; б – цифровой ваттметр TDM ЦП-ВТ72/1 SQ1102-0510;
в – цифровой тахометр лазерный СЕМ АТ-6

Рисунок 3.11 – Измерительные приборы:

3.2. Описание методики проведения экспериментов

Проведение экспериментов состояло из следующих этапов [65, 66, 151]:

1. Определение рабочих характеристик насосного оборудования.

В первую очередь необходимо выяснить, соответствуют ли указанные в паспорте насоса характеристики реальным. Для этого насос включается, после чего на индикаторах определяются значения расхода в л/мин и давления в кПа. Значения давления пересчитываются по формуле (3.1), чтобы получить напор:

$$H_{\text{раб}} = \frac{P_{\text{раб}}}{g}, \quad (3.1)$$

где g – ускорение свободного падения ($9,81 \text{ м/с}^2$).

2. Определение рабочих характеристик насосного оборудования при различных частотах вращения.

После этого частота вращения снижается со 100% до 50% (с 50 до 25 Гц) с шагом в 5%. На каждом шаге фиксируются значения расхода и давления (напора).

Результаты измерений в виде кривых связи напора и расхода в зависимости от частоты вращения рабочего колеса приведены на рисунке 3.12.

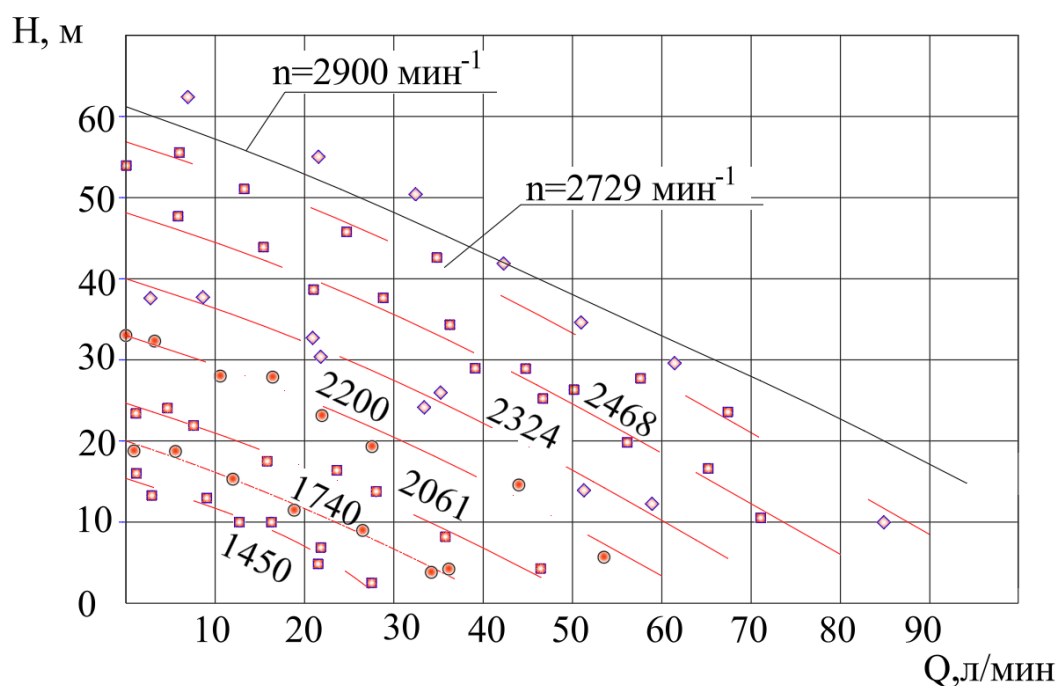


Рисунок 3.12 – Результаты испытаний насоса Asquaer RGJ-602P при различных частотах вращения рабочего колеса

Результаты показывают, что паспортные характеристики насоса в целом соответствуют рабочим значениям. Максимальный расход для проведения дальнейших экспериментов был принят $Q_{\max} = 70$ л/мин, а максимальный напор $H_{\max} = 60$ м.

3. Подключение к системе пневматического бака и определение значений ключевых параметров без использования частотного преобразователя.

Далее к системе подключался пневматический бак. С помощью компрессора регулировалось значение давления воздуха в баке. Диапазон значений давления воздуха принимался от 200 кПа до 50 кПа с замерами ключевых параметров при значениях 200, 150, 100, 75 и 50 кПа. Для точной фиксации замеров значений ключевых параметров времени наполнения $t_{\text{наполн}}$, давления в системе $P_{\text{сист}}$ и мощности насоса $N_{\text{нас}}$ использовалась видеокамера мобильного телефона. Максимальное значение давления воздуха составило 200 кПа, так как максимальный напор насоса для проведения экспериментов $H_{\max} = 25$ м, согласно формуле (2.4). Значения расхода принимались 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин.

4. Определение значений ключевых параметров с использованием частотного преобразователя.

Частота вращения снижалась со 100% до 50% (с 50 до 25 Гц) с шагом в 10%. При каждом значении частоты вращения проверялось каждое давление воздуха в баке из диапазона 230-50 кПа и каждое значение расхода 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин. На низких частотах (60-70%) было добавлено контрольное значение расход 1,5 л/мин.

Расход на каждом шаге регулировался методом дросселирования. Каждый раз, как менялись параметры частоты вращения и давления воздуха в баке определялись значения времени наполнения $t_{\text{наполн}}$, давления в системе $P_{\text{сист}}$ и мощности насоса $N_{\text{нас}}$. Диапазон работы реле давления выбирался, исходя из максимального напора насоса в том или ином случае. Разница между давлением включения $P_{\text{вкл}}$ и давлением выключения $P_{\text{выкл}}$ составляло в среднем 100-130 кПа.

Оценка ошибок измерений приводится в той же последовательности, что

при описании измерительных приборов. Оценка погрешностей измерений выполнялась для всех приборов, использованных в экспериментальных исследованиях, с учетом паспортных характеристик и статистической обработки данных (количество измерений $n = 352$ по каждому параметру).

1. Датчики давления. Использовались датчики ОВЕН ПД100 ($\pm 0,5\%$ ВПИ, $P_{\text{ВПИ}} = 1,0$ МПа) и METROL 100 ($\pm 0,1\%$ диапазона). В эксперименте $P_{\text{min}} = 10$ кПа, $P_{\text{max}} = 270$ кПа. Абсолютная погрешность: $\Delta P = 0,005$ МПа, относительная: $\delta P_{\text{min}} = 5,0\%$, $\delta P_{\text{max}} = 0,19\%$. Среднеквадратическая: $\delta P_{\text{cp}} = 1,3\%$.

2. Датчик расхода. Для ПУЛЬСАР Ду20 ($\pm 2\%$ от $Q_n = 1,5$ м³/ч): $\Delta Q = 0,03$ м³/ч. При $Q = 1,5$ – $10,8$ л/мин: $\delta Q_{\text{min}} = 5,0\%$, $\delta Q_{\text{max}} = 1,1\%$. Среднеквадратическая: $\delta Q_{\text{cp}} = 2,5\%$.

3. Тахометр. Тахометр СЕМ АТ-6 ($\pm 0,05\%$). В эксперименте n изменялось от 1450 до 2900 об/мин: $\Delta n = 1,45$ об/мин, $\delta n = 0,05\%$.

4. Ваттметр. Ваттметр TDM ELECTRIC (0,5% класса). Для $N = 150$ – 454 Вт: $\Delta N = 1,75$ Вт, $\delta N = 0,5\%$.

5. Преобразователь частоты и модуль управления. Погрешность ТРМ200 и SD751T2D — $\pm 0,25\%$, учтена в суммарной оценке.

По данным всех 352-ух замеров: $P_{\text{cp}} \approx 159$ кПа, $s_p \approx 75$ кПа; $N_{\text{cp}} \approx 311$ Вт, $s_N \approx 106$ Вт; $t_{\text{cp}} \approx 190$ с при диапазоне времени $t = 27$ – 421 с. Q_{cp} не рассчитывалось напрямую, так как задавалось дискретно.

По результатам проведенной оценки ошибок измерений:

- для давления – в среднем 1,3 %;
- для расхода – в среднем 2,5 %;
- для частоты вращения – 0,05 %;
- для мощности – 0,5 %.

Погрешности находятся в допустимых пределах и не снижают достоверность экспериментальных данных.

Результаты испытаний приведены в таблицах 3.1–3.5.

Таблица 3.1 – Данные испытаний при давлении воздуха в баке 200 кПа

2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
			100%					
0	131	0	0	171	0	—	—	—
14	220	448	14	215	446	—	—	—
28	231	452	28	216	447	—	—	—
42	238	447	42	221	447	—	—	—
56	244	447	56	222	446	—	—	—
70	248	447	70	225	448	—	—	—
84	253	453	84	228	442	—	—	—
98	261	448	100	231	448	—	—	—
			90%					
0	178	0	—	—	—	—	—	—
21	212	345	—	—	—	—	—	—
42	215	345	—	—	—	—	—	—
63	218	336	—	—	—	—	—	—
84	220	332	—	—	—	—	—	—
105	220	335	—	—	—	—	—	—
126	222	336	—	—	—	—	—	—
152	225	336	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.2 – Данные испытаний при давлении воздуха в баке 150 кПа

2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
			100%					
0	136	0	0	75	0	0	80	0
30	189	447	14	169	424	53	171	429
60	215	445	28	178	421	106	175	417
90	231	450	42	187	431	159	178	431
120	242	453	56	194	432	212	179	419
150	256	453	70	198	423	265	180	431
180	263	454	84	204	423	318	180	424
212	270	446	101	214	425	373	181	424
			90%					
0	133	0	0	84	0	—	—	—
32	176	330	28	172	344	—	—	—
64	192	326	56	179	346	—	—	—
96	202	333	84	184	346	—	—	—
128	209	348	112	188	346	—	—	—
60	214	347	140	192	347	—	—	—
192	221	343	168	193	347	—	—	—
226	224	344	202	192	347	—	—	—
			80%					
0	81	0	—	—	—	—	—	—

Продолжение таблицы 3.2

2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
47	169	261	—	—	—	—	—	—
94	174	261	—	—	—	—	—	—
141	178	262	—	—	—	—	—	—
188	179	264	—	—	—	—	—	—
235	183	264	—	—	—	—	—	—
282	182	264	—	—	—	—	—	—
331	183	264	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.3 – Данные испытаний при давлении воздуха в баке 100 кПа

2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
			100%					
0	119	0	0	111	0	0	41	0
23	148	449	29	145	447	20	123	427
46	174	451	58	169	447	40	135	426
69	200	453	87	189	449	60	144	431
92	221	454	116	207	443	80	152	424
115	237	450	145	219	445	100	158	424
138	249	449	174	226	449	120	163	431
164	259	450	207	232	449	141	168	434
			90%					
0	101	0	0	75	0	0	101	0
37	141	346	24	124	346	15	126	345
74	166	348	48	140	347	30	130	343
111	191	349	72	154	349	45	134	345
148	207	350	96	166	348	60	136	344
185	216	351	120	172	349	75	138	345
222	223	350	144	172	348	90	140	344
262	227	351	173	180	347	107	141	345
			80%					
0	88	0	0	46	0	0	21	0
42	132	260	56	127	259	4	99	258
84	147	262	112	139	259	8	103	258
126	159	261	168	146	260	12	104	258
168	166	261	224	150	260	16	105	258
210	172	262	280	152	261	20	105	259
252	176	262	336	153	260	24	106	258
297	178	262	392	153	260	27	106	258
			70%					
0	33	0	—	—	—	—	—	—
46	118	197	—	—	—	—	—	—
92	124	197	—	—	—	—	—	—
138	127	198	—	—	—	—	—	—

Продолжение таблицы 3.3

2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
322	134	198	—	—	—	—	—	—
184	130	198	—	—	—	—	—	—
230	133	198	—	—	—	—	—	—
276	131	198	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.4 – Данные испытаний при давлении воздуха в баке 75 кПа

1,5 л/мин			2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
100%											
—	—	—	0	135	0	0	50	0	0	31	0
—	—	—	20	174	444	12	107	438	22	109	436
—	—	—	40	193	440	24	116	429	44	120	423
—	—	—	60	214	448	36	129	431	66	138	435
—	—	—	80	227	448	48	139	436	88	150	432
—	—	—	100	237	450	60	145	429	110	151	425
—	—	—	120	249	448	72	158	428	132	161	436
—	—	—	141	257	450	88	170	433	158	174	425
90%											
—	—	—	0	120	0	0	87	0	0	56	0
—	—	—	32	156	345	31	121	344	32	104	346
—	—	—	64	181	347	62	141	344	64	116	343
—	—	—	96	198	348	93	160	346	96	124	343
—	—	—	128	209	348	124	175	346	128	131	345
—	—	—	160	219	349	155	184	346	160	137	344
—	—	—	192	221	349	186	191	346	192	139	344
—	—	—	229	225	348	217	192	347	225	144	345
80%											
—	—	—	0	76	0	0	54	0	—	—	—
—	—	—	40	112	262	46	109	261	—	—	—
—	—	—	80	139	263	92	126	262	—	—	—
—	—	—	120	148	263	138	137	263	—	—	—
—	—	—	160	159	264	184	146	263	—	—	—
—	—	—	200	170	265	230	149	262	—	—	—
—	—	—	240	174	264	276	152	262	—	—	—
—	—	—	285	178	265	326	155	263	—	—	—
70%											
0	47	0	0	10	0	—	—	—	—	—	—
50	105	198	15	89	197	—	—	—	—	—	—
100	120	199	30	98	197	—	—	—	—	—	—
150	131	199	45	101	198	—	—	—	—	—	—
200	137	199	60	105	197	—	—	—	—	—	—
250	142	200	75	109	199	—	—	—	—	—	—
300	145	199	90	111	198	—	—	—	—	—	—

Продолжение таблицы 3.4

1,5 л/мин			2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
350	146	200	106	115	198	—	—	—	—	—	—
60%											
0	10	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	92	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	98	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	102	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
240	103	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	105	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
360	107	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—
421	107	151	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.5 – Данные испытаний при давлении воздуха в баке 50 кПа

1,5 л/мин			2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
100%											
—	—	—	0	134	0	0	113	0	0	53	0
—	—	—	21	172	440	30	159	432	28	87	438
—	—	—	42	196	443	60	184	441	56	111	437
—	—	—	63	216	442	90	204	437	84	131	435
—	—	—	84	230	439	120	217	441	112	146	439
—	—	—	105	240	442	150	225	443	140	153	433
—	—	—	126	251	439	180	232	439	168	161	436
—	—	—	147	257	448	213	233	445	200	170	438
90%											
—	—	—	0	115	0	0	79	0	0	44	0
—	—	—	26	153	344	21	104	343	38	85	344
—	—	—	52	174	346	42	127	344	76	105	348
—	—	—	78	191	347	63	143	345	114	121	345
—	—	—	104	205	348	84	156	346	152	131	346
—	—	—	130	209	349	105	165	346	190	138	346
—	—	—	156	220	349	126	175	346	228	140	346
—	—	—	183	225	349	153	182	346	269	142	345
80%											
—	—	—	0	76	0	0	57	0	—	—	—
—	—	—	32	113	262	43	94	261	—	—	—
—	—	—	64	133	262	86	119	262	—	—	—
—	—	—	96	148	263	129	134	262	—	—	—
—	—	—	128	159	263	172	142	263	—	—	—
—	—	—	160	169	264	215	149	263	—	—	—
—	—	—	192	173	264	258	151	263	—	—	—
—	—	—	226	176	265	306	153	263	—	—	—
70%											
0	49	0	0	11	0	0	2	0	—	—	—

Продолжение таблицы 3.5

1,5 л/мин			2,7 л/мин			5,4 л/мин			10,8 л/мин		
t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт	t _{наполн} , сек	P _{сист} , кПа	N _{насос} , Вт
37	84	197	20	74	196	21	62	196	—	—	—
74	103	198	40	84	197	42	71	197	—	—	—
111	115	198	60	91	197	63	78	197	—	—	—
148	125	199	80	100	197	84	84	197	—	—	—
185	133	199	100	104	198	105	88	197	—	—	—
222	139	199	120	110	198	126	93	197	—	—	—
262	142	199	141	116	198	152	98	197	—	—	—
60%											
0	14	0	0	2	0	—	—	—	—	—	—
37	73	150	28	73	150	—	—	—	—	—	—
74	80	150	56	80	150	—	—	—	—	—	—
111	89	151	84	84	150	—	—	—	—	—	—
148	95	151	112	86	150	—	—	—	—	—	—
185	98	151	140	87	151	—	—	—	—	—	—
222	101	151	168	90	151	—	—	—	—	—	—
261	103	151	201	93	151	—	—	—	—	—	—

По результатам анализа данных проведенных экспериментов (таблицы 3.1-3.5) можно сделать вывод, что при увеличении расхода давление в системе и время наполнения уменьшаются. При этом со снижением частоты вращения рабочего колеса при увеличении расхода, насос чаще переставал включаться либо выключаться.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Разработка экспериментальной установки в виде фрагмента системы водоподачи с пневматическим баком и регулируемым насосом, проведение и обработка результатов исследований позволили получить общие закономерности взаимодействия гидравлической и воздушной составляющих системы, оценить взаимосвязь гидравлических и технических параметров, основными из которых являются наполняемость и давление в системе, а также характеристики насосно-силового оборудования.

2. По результатам экспериментов определены рабочие характеристики насосно-силового оборудования системы водоподачи, как функции частоты вращения рабочего колеса, а также значения ключевых параметров работы системы – время наполнения, давления в системе и мощность насоса.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОЦЕНКЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

4.1 Обработка данных, полученных в ходе проведения экспериментов

Для обработки полученных данных использовалась выбранная математическая модель, основанная на гауссовском процессе регрессии (кригинг). Алгоритм ее работы представлен на рисунке 4.1.

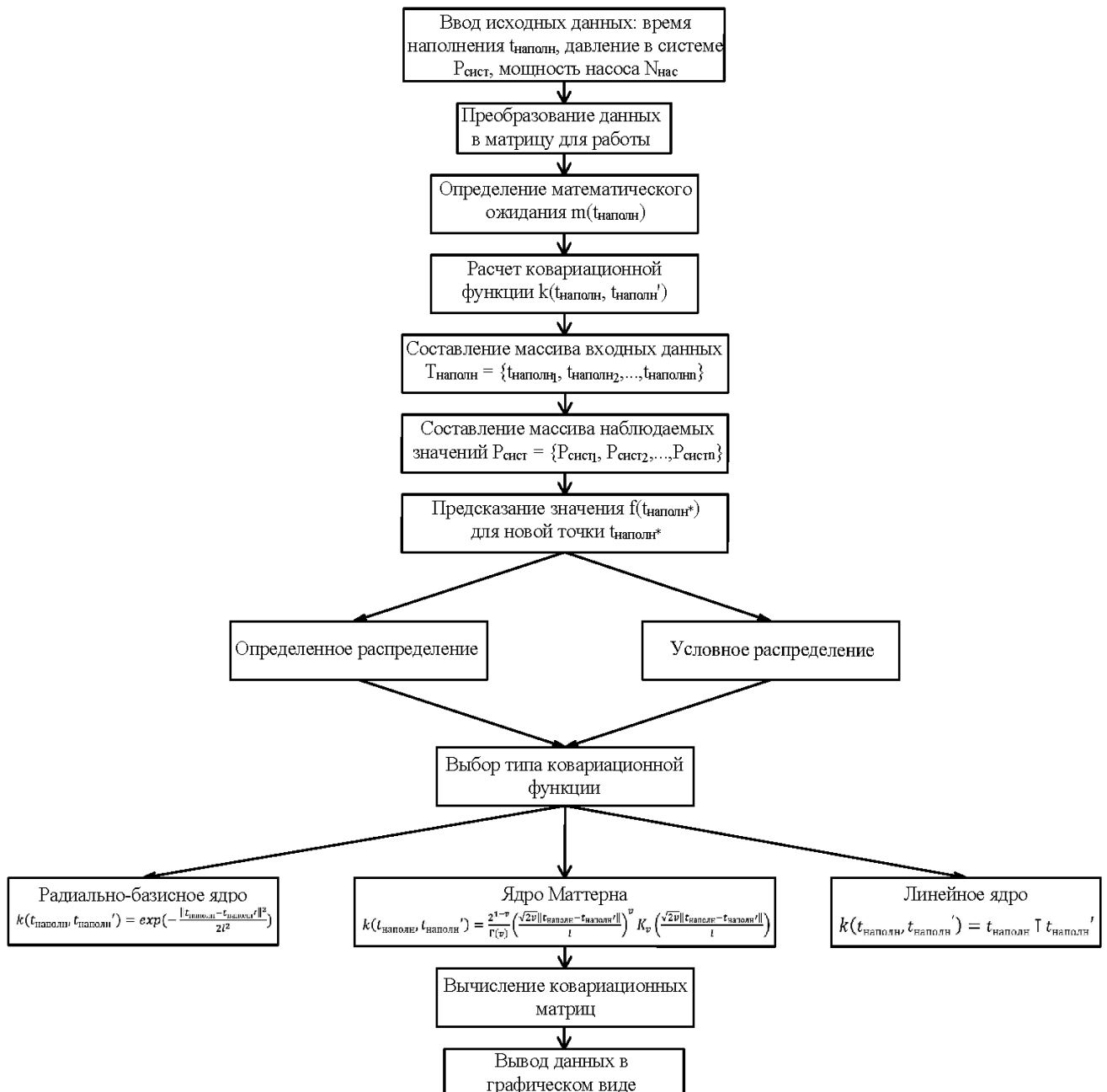
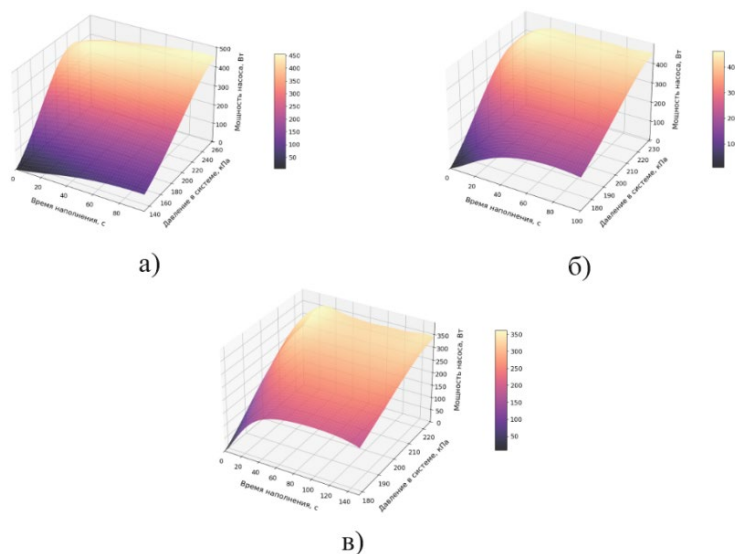


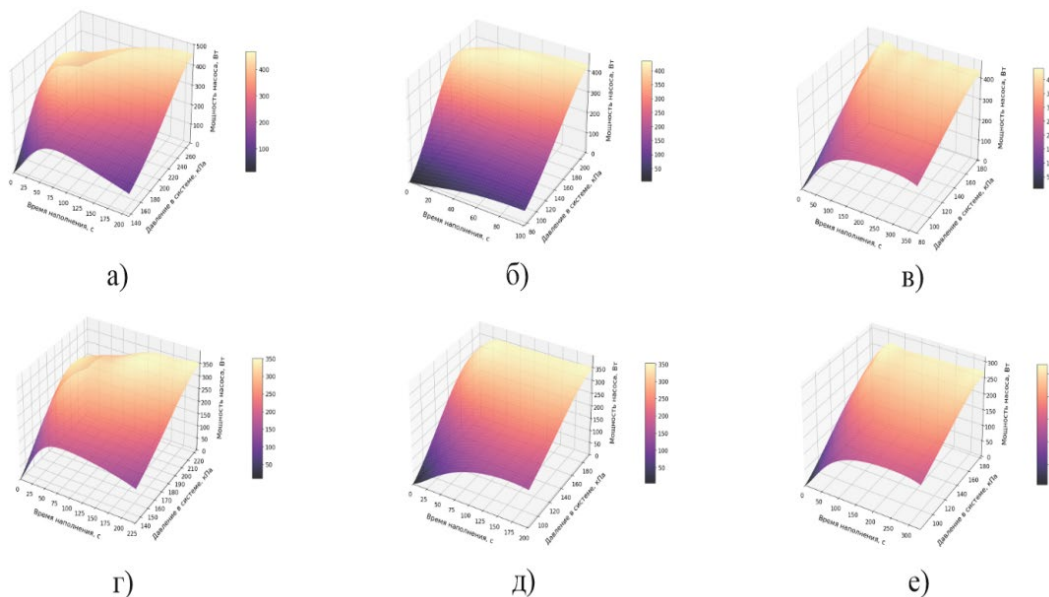
Рис. 4.1 – Алгоритм работы математической модели

3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе, построенные на основании полученных данных, приведены ниже на рисунках 4.2-4.6.



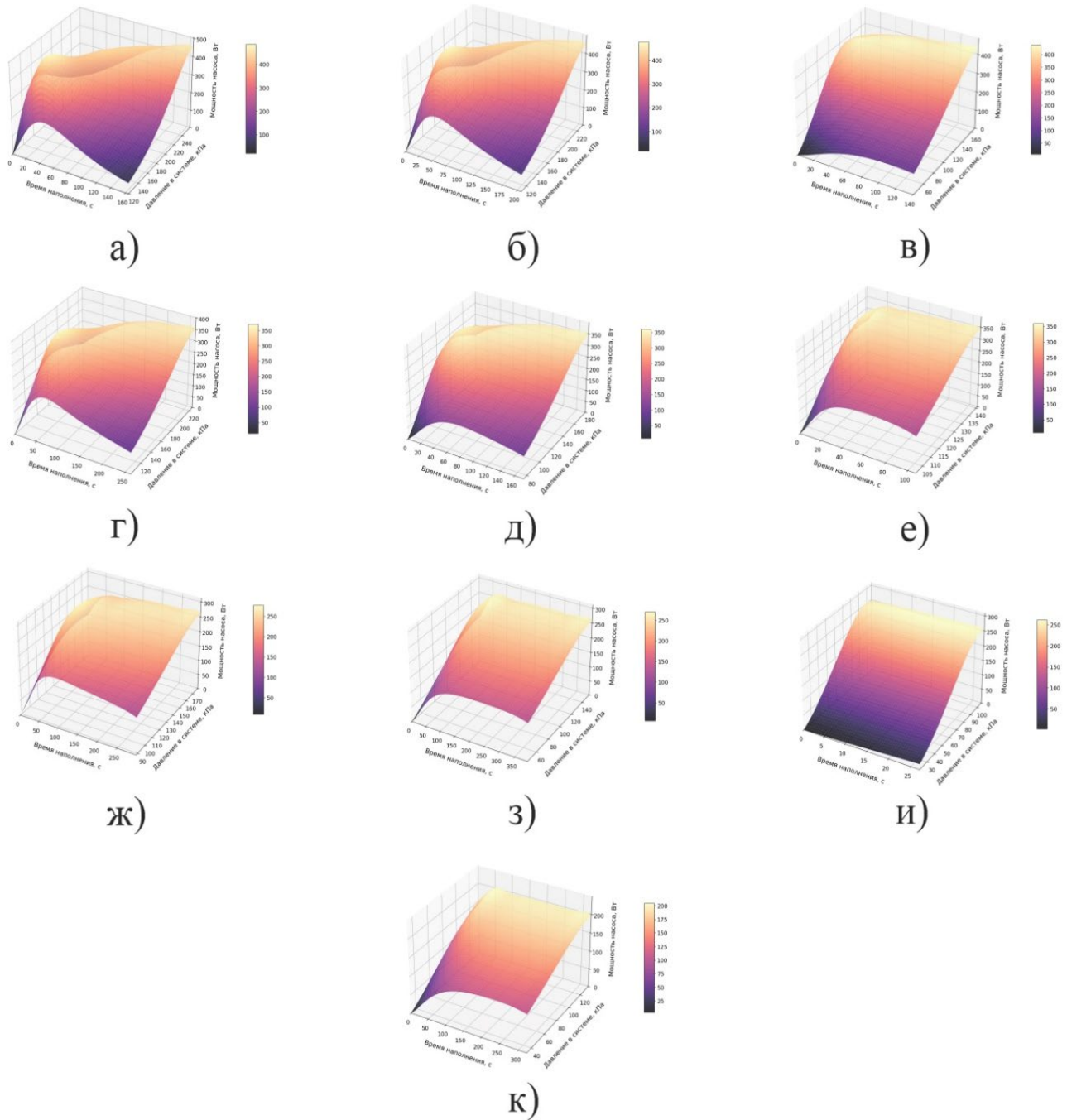
а, б – с частотой вращения 100% при расходах 2,7 и 5,4 л/мин;
в – с частотой вращения 90% при расходе 2,7 л/мин

Рисунок 4.2 – 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении воздуха в баке 200 кПа:



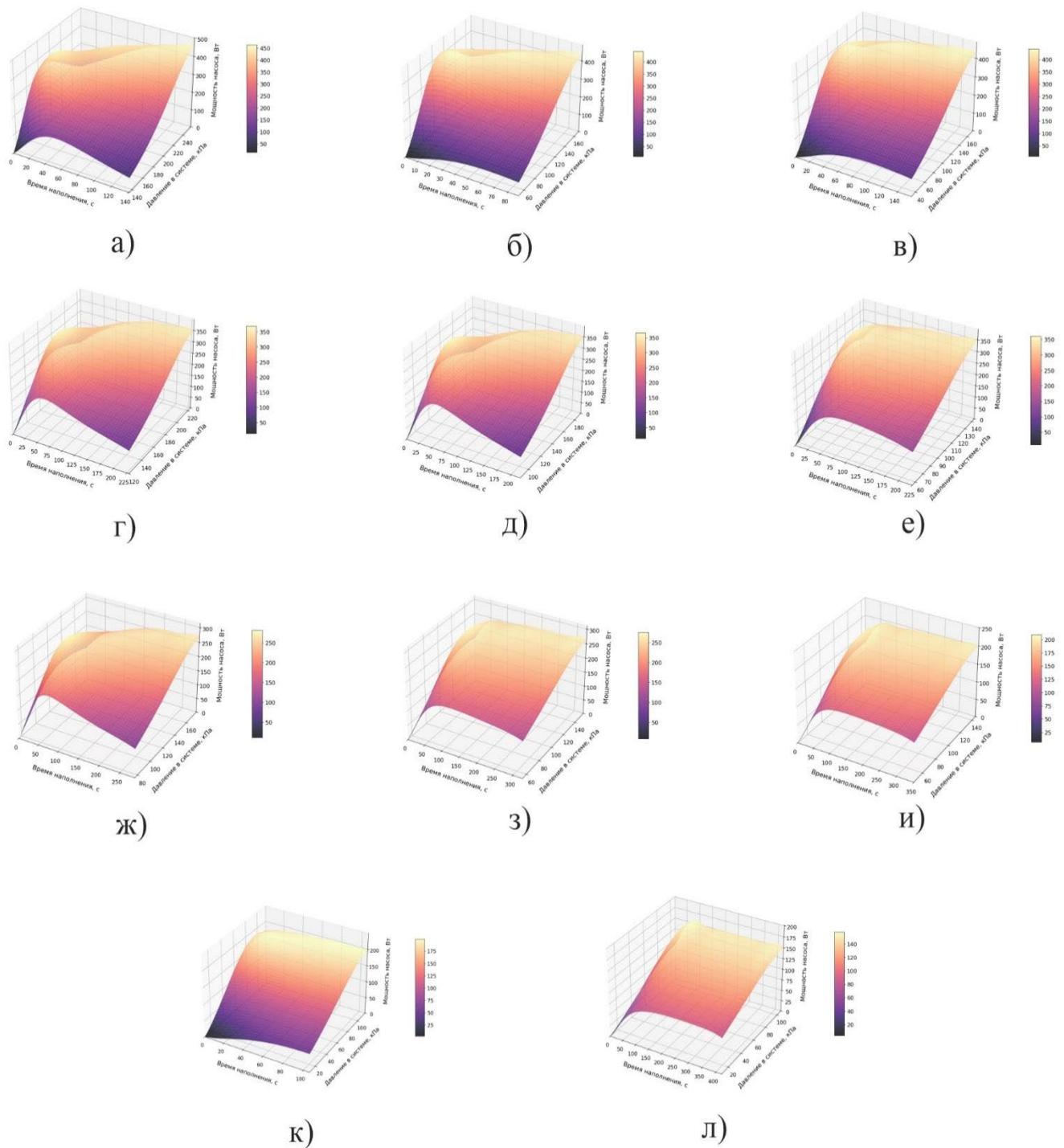
а, б, в – с частотой вращения 100% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; г, д – с частотой вращения 90% при расходах 2,7 и 5,4 л/мин; е – с частотой вращения 80% при расходе 2,7 л/мин

Рисунок 4.3 – 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении в баке 150 кПа:



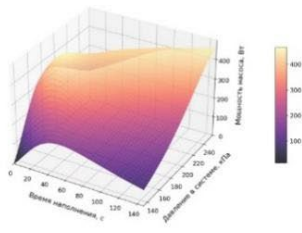
а, б, в – с частотой вращения 100% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; г, д, е – с частотой вращения 90% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; ж, з, и – с частотой вращения 80% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; к – с частотой вращения 70% при расходах 2,7 л/мин

Рисунок 4.4 – 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении в баке 100 кПа:

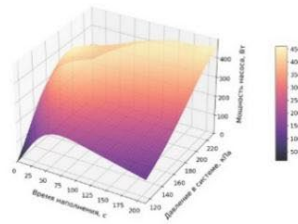


а, б, в – с частотой вращения 100% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; г, д, е – с частотой вращения 90% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; ж, з – с частотой вращения 80% при расходах 2,7 и 5,4 л/мин; и, к – с частотой вращения 70% при расходах 1,5 и 2,4 л/мин; л – с частотой вращения 60% при расходе 1,5 л/мин

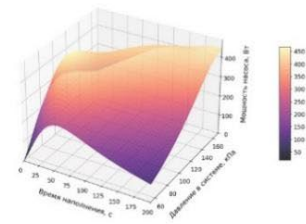
Рисунок 4.5 – 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении в баке 75 кПа:



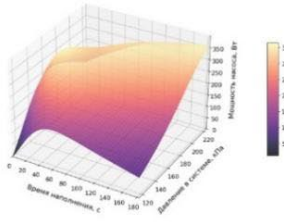
а)



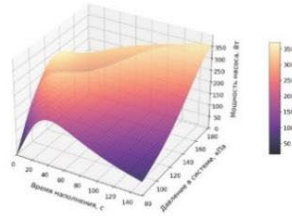
б)



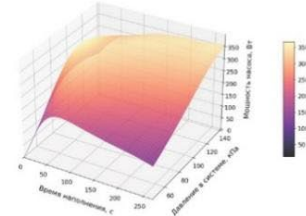
в)



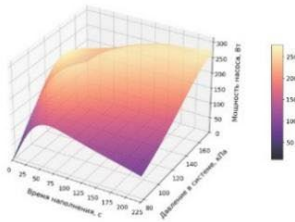
г)



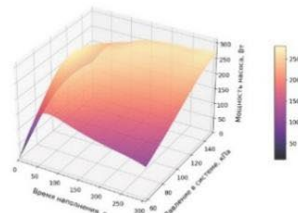
д)



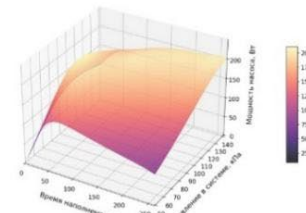
е)



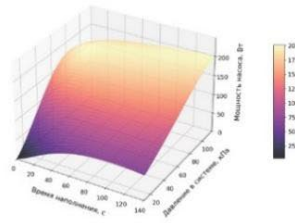
ж)



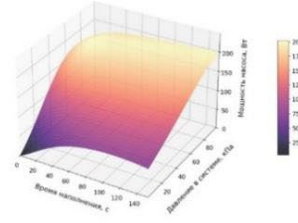
з)



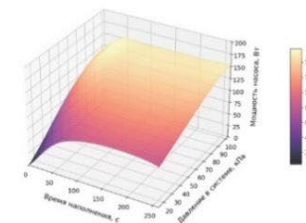
и)



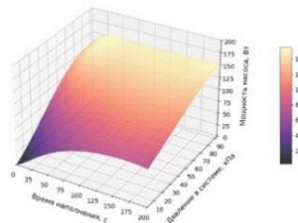
к)



л)



м)



н)

а, б, в – с частотой вращения 100% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; г, д, е – с частотой вращения 90% при расходах 2,7, 5,4 и 10,8 л/мин; ж, з – с частотой вращения 80% при расходах 2,7 и 5,4 л/мин; и, к, л – с частотой вращения 70% при расходах 1,5, 2,4 и 5,4 л/мин; м, н – с частотой вращения 60% при расходах 1,5 и 2,7 л/мин

Рисунок 4.6 – 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении в баке 50 кПа:

На основе анализа представленных графиков выявлены ключевые закономерности работы пневматического бака при различных режимах работы насоса и расходах жидкости:

1. Анализ времени наполнения бака и мощностных характеристик насоса.

Проведённые эксперименты продемонстрировали чёткую закономерность: по мере снижения частоты вращения насоса возрастает длительность цикла наполнения пневматического бака. Эта тенденция обусловлена двумя основными факторами.

Во-первых, при снижении частоты вращения изменяется рабочая характеристика насоса — снижается напор, который насос способен развивать при заданной производительности. Это уменьшает разницу между давлением в трубопроводе и давлением воздуха в баке, вследствие чего уменьшается скорость поступления воды в бак. Поскольку пневматический бак представляет собой замкнутый сосуд, заполненный частично сжимаемым воздухом, подача воды требует постоянного преодоления противодействующего давления воздуха. Чем меньше напор со стороны насоса — тем медленнее проходит наполнение, особенно в финальной фазе, когда давление воды приближается к давлению воздуха в баке.

Во-вторых, с уменьшением частоты возрастает время, необходимое на восстановление давления в системе после включения насоса. Это особенно заметно при начальной фазе работы, когда насос должен заполнить опорожнённый участок трубопровода [33] перед тем, как начнётся фактическое накопление воды в баке [10]. Такие переходные процессы говорят о том, что динамика запуска насосной установки значительно влияет на общее время цикла, особенно при частотном регулировании [82, 83, 106, 129].

Анализ графиков на рисунках 4.2-4.6 при различных расходах выявил, что:

– при расходе 2,7 л/мин время наполнения остаётся относительно стабильным даже при снижении частоты до 70% и 60%. Это говорит о высокой энергоэффективности и устойчивости системы при низких нагрузках. В этом случае насос работает в режиме, близком к оптимальному, создавая достаточный

напор при минимальной мощности. Таким образом, бак наполняется за короткое время (5-8 минут) даже при существенно сниженной потребляемой энергии;

– напротив, при увеличении расхода до 10,8 л/мин и снижении частоты вращения до 90% и 80%, наблюдается резкое увеличение времени наполнения. Это связано с тем, что насос при этих условиях не в состоянии развить достаточный напор, чтобы преодолеть давление воздуха в баке и обеспечить требуемый объёмный расход. Как следствие – система начинает работать на грани стабильности [42], особенно в моменты, когда давление воды становится недостаточным для эффективного наполнения. Это подтверждает важность точного подбора как пневматического бака, так и режима работы насоса.

Таким образом, при проектировании систем водоподачи с частотно-регулируемым приводом и пневматическим баком необходимо учитывать взаимосвязь между частотой вращения, расходом и временем наполнения бака. Недостаточная точность в выборе объёма бака или несоответствие давления воздуха заданным гидравлическим характеристикам может привести к потере эффективности, чрезмерному числу включений насоса и даже к отказу системы в обеспечении требуемого напора.

В таблице 4.1 представлены наиболее используемые параметры работы пневматического бака для различных расходов и рекомендуемые значения давления воздуха и объемов (рабочий объем и общий объем), полученные в ходе проведения экспериментов. Как видно из таблицы, в некоторых случаях данные не были получены из-за недостаточной величины объема бака, что означает необходимость увеличения этого объема для нормального функционирования работы системы и реального энергосбережения.

2. Обоснование выбора диапазонов давления.

Для расчета диапазона давления в системе можно воспользоваться формулой:

$$P_{\text{сист}} = P_{\text{мин}} + \frac{\Delta P}{2}, \quad (4.1)$$

где $P_{\text{мин}}$ – минимальное давление, ниже которого нельзя опускаться из-за риска кавитации.

Это значение определяет нижний предел, допустимый для настройки системы. В данном исследовании оптимальный диапазон давления составляет 100 ± 25 кПа, что соответствует безопасным и эффективным режимам работы.

Таблица 4.1 – Параметры работы пневматического бака

Расход Q , л/мин	Частота f , %	Время наполн., $t_{\text{наполн}}$, с	Время опорож., $t_{\text{опорож}}$, с	$P_{\text{вкл}}$, кПа	$P_{\text{выкл}}$, кПа	Реком. давл. воздуха $P_{\text{возд. рек}}$, кПа	Реком. раб. объем $V_{\text{раб}}$, Л	Реком. объем бака $V_{\text{бак}}$, Л
1,5	60	261	391	14	103	50	25	50
	70	262	865	49	142	50	25	50
2,7	60	201	310	2	93	50	30	60
	70	141	348	11	116	50	30	60
	80	226	420	76	176	50	30	60
	90	262	529	101	227	100	30	60
	100	164	577	119	259	100	30	60
5,4	70	—	—	—	—	—	40	70
	80	—	—	—	—	—	40	70
	90	153	234	79	182	50	40	60
	100	88	193	50	170	75	40	60
10,8	60	—	—	—	—	—	45	100
	70	—	—	—	—	—	45	100
	80	—	—	—	—	—	45	90
	90	—	—	—	—	—	45	90
	100	—	—	—	—	—	45	80

Такой диапазон позволяет:

- обеспечить достаточный запас давления для нормальной работы насоса с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) и стабильного функционирования пневматического бака;
- избежать кавитационных процессов за счет сохранения минимального давления, необходимого для предотвращения возникновения вакуумных условий;
- обеспечить долговечность оборудования благодаря минимизации пиковых колебаний давления и переходных процессов в системе;
- обеспечить достаточное время опорожнения пневматического бака для полноценного повышения энергоэффективности его работы, так как меньший диапазон будет приводить к слишком быстрому включению насоса, а больший приведет к тому, что насос может не включиться [4, 6].

Таким образом, применение формулы (4.1) позволяет точно определить, что рабочее давление в системе должно быть централизованным значением, равным $P_{\text{сист}} = 100$ кПа с допустимым отклонением в ± 25 кПа. Это условие соответствует оптимальному балансу между энергоэффективностью работы насоса и надежностью работы системы водоподачи.

На основании таблицы 4.1 можно сделать вывод, что при увеличении расхода вне зависимости от частоты вращения насос начинал работать нестабильно, о чем говорит отсутствие данных.

4.2. Определение энергетической эффективности систем водоподачи с пневматическими баками

В рамках исследования были проведены экспериментальные испытания насосной системы с пневматическим баком при различных расходах воды и давлениях воздуха в баке. Измерения проводились при разных частотах вращения насоса: 100%, 90%, 80%, 70% и 60%.

Исходные данные эксперимента:

- давление воздуха в баке: 200, 150, 100, 75, 50 кПа;
- частота вращения насоса: 100, 90, 80, 70, 60%;
- расход воды: 10,8, 5,4, 2,7, 1,5 л/мин;
- мощность насоса в зависимости от частоты вращения: 100% — 450 Вт, 90% — 347 Вт, 80% — 260 Вт, 70% — 200 Вт, 60% — 150 Вт.

Рассматриваются два ключевых параметра:

- снижение потребляемой мощности насоса при частотном регулировании. При снижении частоты на 20-40% мощность насоса снижается примерно на 70% (из 450 Вт до 150 Вт);
- чередование работы насоса и опорожнения бака, так как насос не работает во время опорожнения.

Однако нельзя просто усреднять эти два процента, поскольку энергопотребление во время работы насоса и в паузах принципиально различается

[74, 117, 127, 128, 156, 177].

Для расчета средней мощности нами была выведена следующая формула:

$$P_{\text{сред}} = \frac{P_{\text{насоса}} \cdot t_{\text{наполн}}}{t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}}, \quad (4.2)$$

где $P_{\text{сред}}$ – средняя мощность насоса во время одного цикла работы, Вт;

$P_{\text{насоса}}$ – мгновенная мощность насоса, Вт;

$t_{\text{наполн}}$ – время наполнения пневматического бака, с;

$t_{\text{опорож}}$ – время опорожнения пневматического бака, с.

Данные расчета средней мощности приведены в таблице 4.2. Параметры, для которых имеются пропуски (см. таблицы 3.1-3.5 и 4.1), в данной таблице не указаны.

Таблица 4.2 – Средняя мощность насоса за время одного цикла

Давление воздуха в баке $P_{\text{возд}}$, кПа	Частота f , %	Расход Q , л/мин	Время наполнения $t_{\text{наполн}}$, с	Время опорожнения $t_{\text{опорож}}$, с	Мощность насоса $P_{\text{насоса}}$, Вт	Средняя мощность насоса $P_{\text{сред}}$, Вт
200	100	5,4	100	33	448	337
		2,7	98	216	456	142
	90	10,8	2	1	345	230
		5,4	2	1	345	230
		2,7	152	70	345	236
	80	10,8	2	1	284	189
		5,4	2	1	284	189
		2,7	2	1	284	189
	70	5,4	2	1	197	131
		2,7	5	2	197	141
150	100	10,8	405	24	456	430
		5,4	101	116	430	200
		2,7	212	411	456	155
	90	10,8	3	1	345	259
		5,4	202	75	345	252
		2,7	226	278	345	155
	80	5,4	10	2	284	237
		2,7	327	88	284	224
	70	2,7	1	2	197	66
100	100	10,8	141	81	456	290
		5,4	207	235	456	214
		2,7	164	577	456	101
	90	10,8	107	25	345	280
		5,4	173	168	345	175
		2,7	262	529	345	114
	80	10,8	27	2	284	264
		5,4	392	118	284	218
		2,7	297	349	284	131

Продолжение таблицы 4.2

Давление воздуха в баке $P_{\text{возд}}$, кПа	Частота f , %	Расход Q , л/мин	Время наполнения $t_{\text{наполн}}$, с	Время опорожнения $t_{\text{опорож}}$, с	Мощность насоса $P_{\text{насоса}}$, Вт	Средняя мощность насоса $P_{\text{сред}}$, Вт
100	70	5,4	6	4	197	118
		2,7	322	140	197	137
75	100	10,8	158	125	430	240
		5,4	88	193	433	136
		2,7	141	379	456	124
	90	10,8	225	86	345	250
		5,4	217	250	345	160
		2,7	229	361	345	134
	80	5,4	326	201	284	176
		2,7	285	496	284	104
	70	2,7	106	178	197	74
		1,5	350	623	197	71
	60	1,5	421	284	150	90
50	100	10,8	200	162	456	252
		5,4	213	190	456	241
		2,7	147	343	456	137
	90	10,8	269	139	345	227
		5,4	153	234	345	136
		2,7	183	339	345	121
	80	5,4	306	262	284	153
		2,7	226	420	284	99
	70	5,4	152	188	197	88
		2,7	141	348	197	57
		1,5	262	865	197	46
	60	2,7	201	310	150	59
		1,5	261	391	150	60

На основании данных таблицы 4.2 можно сделать вывод о том, что при снижении давления воздуха в пневматическом баке насос начинал работать более стабильно, о чем говорит увеличение времени наполнения и опорожнения.

Также, на основании таблицы 4.2 можно определить, сколько электроэнергии и денежных средств экономится при совместном использовании пневматического бака и насоса с ЧРП, а также сравнить с другими методами регулирования.

Для начала определялась длительность цикла работы насоса по формуле (4.1). Затем рассчитывается количество циклов насоса $n_{\text{циклов}}$ за один час:

$$n_{\text{циклов}} = \frac{1}{t_{\text{цикл}}}, \quad (4.3)$$

где $t_{\text{цикл}}$ – длительность цикла работы бака и насоса, ч.

Так как насос включается и выключается по одному разу за цикл, то максимальное количество включений насоса из формул (2.4) и (2.8) равняется количеству циклов, то есть:

$$n_{\text{max}} = n_{\text{циклов}}. \quad (4.4)$$

На основании этого определялось суммарное время наполнения, а значит и работы насоса, в течение часа:

$$t_{\text{сумм.раб.нас.}} = n_{\text{max}} \cdot t_{\text{наполн.}} \quad (4.5)$$

Данные расчетов суммарного времени работы насоса в течение часа в зависимости от исходных параметров приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Общая продолжительность времени работы насоса в течение одного часа

Время наполнения $t_{\text{наполн.}}$, ч	Время опорожнения $t_{\text{опорож.}}$, ч	Длительность цикла $t_{\text{цикл}}$, ч	Количество включений (циклов) за час n_{max} , ВКЛ	Суммарное время работы насоса в течение часа $t_{\text{сумм.раб.нас.}}$, ч
0,028	0,009	0,037	27	0,752
0,027	0,060	0,087	11	0,312
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,042	0,0194	0,062	16	0,685
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,001	0,0003	0,001	1200	0,667
0,001	0,0006	0,002	514	0,714
0,113	0,0067	0,119	8	0,944
0,028	0,0322	0,060	17	0,465
0,059	0,1142	0,173	6	0,340
0,001	0,0003	0,001	900	0,750
0,056	0,0208	0,077	13	0,729
0,063	0,0772	0,140	7	0,448
0,003	0,0006	0,003	300	0,833
0,091	0,0244	0,115	9	0,788
0,0003	0,0006	0,001	1200	0,333
0,0392	0,0225	0,062	16	0,635
0,0575	0,0653	0,123	8	0,468
0,0456	0,1603	0,206	5	0,221
0,0297	0,0069	0,037	27	0,811
0,0481	0,0467	0,095	11	0,507
0,0728	0,1469	0,220	5	0,331
0,0075	0,0006	0,008	124	0,931

Продолжение таблицы 4.3

Время наполнения $t_{\text{наполн}}, \text{ч}$	Время опорожнения $t_{\text{опорож}}, \text{ч}$	Длительность цикла $t_{\text{цикл}}, \text{ч}$	Количество включений (циклов) за час $n_{\text{max}}, \text{ВКЛ}$	Суммарное время работы насоса в течение часа $t_{\text{сумм.раб.нас.}}, \text{ч}$
0,1089	0,0328	0,142	7	0,769
0,0825	0,0969	0,179	6	0,460
0,0017	0,0011	0,003	360	0,600
0,0894	0,0389	0,128	8	0,697
0,0439	0,0347	0,079	13	0,558
0,0244	0,0536	0,078	13	0,313
0,0392	0,1053	0,144	7	0,271
0,0625	0,0239	0,086	12	0,723
0,0603	0,0694	0,130	8	0,465
0,0636	0,1003	0,164	6	0,388
0,0906	0,0558	0,146	7	0,619
0,0792	0,1378	0,217	5	0,365
0,0294	0,0494	0,079	13	0,373
0,0972	0,1731	0,270	4	0,360
0,1169	0,0789	0,196	5	0,597
0,0556	0,0450	0,101	10	0,552
0,0592	0,0528	0,112	9	0,529
0,0408	0,0953	0,136	7	0,300
0,0747	0,0386	0,113	9	0,659
0,0425	0,0650	0,108	9	0,395
0,0508	0,0942	0,145	7	0,351
0,0850	0,0728	0,158	6	0,539
0,0628	0,1167	0,179	6	0,350
0,0422	0,0522	0,094	11	0,447
0,0392	0,0967	0,136	7	0,288
0,0728	0,2403	0,313	3	0,232
0,0558	0,0861	0,142	7	0,393
0,0725	0,1086	0,181	6	0,400

Как видно из таблицы 4.3, в некоторых случаях количество включений насоса n_{max} превышает рекомендуемое производителями пневматических баков (например, Zilmet) количество в 20-30 включений за час как неэффективное. Поэтому для расчета энергетического эффекта брались параметры, для которых выполнялось условие:

$$n_{\text{max}} \leq 30. \quad (4.6)$$

Для расчета потребляемой электроэнергии нами использовалась следующая формула:

$$E_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{сред}}}{1000} \cdot t_{\text{сумм.раб.нас.}}, \quad (4.7)$$

где $E_{\text{потр}}$ – потребляемая электроэнергия, кВт·ч;

$P_{\text{сред}}$ – средняя мощность насоса, Вт;

$t_{\text{сумм.раб.нас.}}$ – суммарное время работы насоса в течение часа, ч.

Определив потребляемую электроэнергию, рассчитали ее стоимость [101]:

$$C = E_{\text{потр}} \cdot A_{\text{ср}}, \quad (4.8)$$

где C – стоимость потребляемой за час электроэнергии, руб.;

$A_{\text{ср}}$ – средняя стоимость 1-го кВт·ч, руб.

Таблица 4.4 – Стоимость затрачиваемой электроэнергии при совместном применении пневматического бака и насоса с ЧРП

Средняя мощность насоса $P_{\text{сред}}, \text{Вт}$	Суммарное время работы насоса в течение часа $t_{\text{сумм.раб.нас.}}, \text{ч}$	Потребление электроэнергии $E_{\text{потр}}, \text{кВт} \cdot \text{ч}$	Стоимость потребляемой электроэнергии C , руб
337	0,752	0,253	1,20
142	0,312	0,044	0,21
236	0,685	0,162	0,76
430	0,944	0,406	1,92
200	0,465	0,093	0,44
155	0,340	0,053	0,25
252	0,729	0,183	0,87
155	0,448	0,069	0,33
224	0,788	0,176	0,83
290	0,635	0,184	0,87
214	0,468	0,100	0,47
101	0,221	0,022	0,11
280	0,811	0,227	1,07
175	0,507	0,089	0,42
114	0,331	0,038	0,18
218	0,769	0,168	0,79
131	0,460	0,060	0,28
137	0,697	0,096	0,45
240	0,558	0,134	0,63
136	0,313	0,042	0,20
124	0,271	0,034	0,16
250	0,723	0,181	0,85
160	0,465	0,074	0,35
134	0,388	0,052	0,25
176	0,619	0,109	0,51
104	0,365	0,038	0,18
74	0,373	0,027	0,13
71	0,360	0,025	0,12
90	0,597	0,053	0,25
252	0,552	0,139	0,66

Продолжение таблицы 4.4

Средняя мощность насоса $P_{\text{сред}}, \text{Вт}$	Суммарное время работы насоса в течение часа $t_{\text{сумм.раб.нас.}}, \text{ч}$	Потребление электроэнергии $E_{\text{потр}}, \text{кВт}\cdot\text{ч}$	Стоимость потребляемой электроэнергии C , руб
241	0,529	0,127	0,60
137	0,300	0,041	0,19
227	0,659	0,150	0,71
136	0,395	0,054	0,25
121	0,351	0,042	0,20
153	0,539	0,082	0,39
99	0,350	0,035	0,16
88	0,447	0,039	0,19
57	0,288	0,016	0,08
46	0,232	0,011	0,05
59	0,393	0,023	0,11
60	0,400	0,024	0,11

По данным Росстата и прогнозам Федеральной антимонопольной службы (ФАС), в 2025 году средняя по России стоимость 1-го кВт·ч составила 4,72 руб.

Данные по стоимости электроэнергии приведены в таблице 4.4 [120, 150, 154, 155, 167-169, 174].

Как можно заметить, по всем параметрам системы водоподачи с пневматическим баком и насосом с ЧРП наблюдается многократное снижение экономических затрат по сравнению со средней стоимостью 1-го кВт·ч.

Для окончательного анализа необходимо сравнить стоимость затрат электроэнергии системы «бак + насос с ЧРП» с системами «бак + насос без ЧРП», «насос с ЧРП без бака» и «насос без ЧРП и без бака». Для систем, где не используется пневматический бак, средняя мощность насоса будет равняться его фактической мгновенной мощности. Для системы, где используется бак, но не используется преобразователь частоты вращения, средняя мощность будет равняться:

$$P_{\text{сред}} = \frac{450 \cdot t_{\text{наполн}}}{t_{\text{наполн}} + t_{\text{опорож}}}, \quad (4.9)$$

где $P_{\text{насос}} = 450 \text{ Вт}$ – фактическая мощность насоса без использования ЧРП.

Данные сравнения энергоэффективности приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Сравнение энергоэффективности применения различных систем с пневмобаком и насосом с ЧРП

Р _{возд} , кПа	f, %	Q, л/мин	Бак + насос с ЧРП		Бак + насос без ЧРП		Насос с ЧРП без бака		Насос без ЧРП и без бака	
			Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб
200	100	5,4	0,253	1,20	0,448	2,11	0,254	1,20	0,45	2,12
		2,7	0,044	0,21	0,456	2,15	0,044	0,21		
	90	2,7	0,162	0,76	0,345	1,63	0,211	1,00		
150	100	10,7	0,406	1,92	0,456	2,15	0,401	1,89		
		5,4	0,093	0,44	0,430	2,03	0,097	0,46		
		2,7	0,053	0,25	0,456	2,15	0,052	0,25		
	90	5,4	0,183	0,87	0,345	1,63	0,239	1,13		
		2,7	0,069	0,33	0,345	1,63	0,090	0,43		
	80	2,7	0,176	0,83	0,284	1,34	0,279	1,32		
100	100	10,7	0,184	0,87	0,456	2,15	0,182	0,86		
		5,4	0,100	0,47	0,456	2,15	0,099	0,47		
		2,7	0,022	0,11	0,456	2,15	0,022	0,10		
	90	10,7	0,227	1,07	0,345	1,63	0,296	1,40		
		5,4	0,089	0,42	0,345	1,63	0,116	0,55		
		2,7	0,038	0,18	0,345	1,63	0,049	0,23		
	80	5,4	0,168	0,79	0,284	1,34	0,266	1,25		
		2,7	0,060	0,28	0,284	1,34	0,095	0,45		
	70	2,7	0,096	0,45	0,197	0,93	0,219	1,03		
75	100	10,7	0,134	0,63	0,430	2,03	0,140	0,66		
		5,4	0,042	0,20	0,433	2,04	0,044	0,21		
		2,7	0,034	0,16	0,456	2,15	0,033	0,16		
	90	10,7	0,181	0,85	0,345	1,63	0,236	1,11		
		5,4	0,074	0,35	0,345	1,63	0,097	0,46		
		2,7	0,052	0,25	0,345	1,63	0,068	0,32		
	80	5,4	0,109	0,51	0,284	1,34	0,172	0,81		
		2,7	0,038	0,18	0,284	1,34	0,060	0,28		

Продолжение таблицы 4.5

Р _{возд} , кПа	f, %	Q, л/мин	Бак + насос с ЧРП		Бак + насос без ЧРП		Насос с ЧРП без бака		Насос без ЧРП и без бака	
			Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб	Е _{потр} , кВт*ч	С, руб
75	70	2,7	0,027	0,13	0,197	0,93	0,063	0,30	0,45	2,12
		1,5	0,025	0,12	0,197	0,93	0,058	0,27		
	60	1,5	0,053	0,25	0,150	0,71	0,160	0,76		
50	100	10,7	0,139	0,66	0,456	2,15	0,137	0,65		
		5,4	0,127	0,60	0,456	2,15	0,126	0,59		
		2,7	0,041	0,19	0,456	2,15	0,041	0,19		
	90	10,7	0,150	0,71	0,345	1,63	0,196	0,92		
		5,4	0,054	0,25	0,345	1,63	0,070	0,33		
		2,7	0,042	0,20	0,345	1,63	0,055	0,26		
	80	5,4	0,082	0,39	0,284	1,34	0,131	0,62		
		2,7	0,035	0,16	0,284	1,34	0,055	0,26		
	70	5,4	0,039	0,19	0,197	0,93	0,090	0,42		
		2,7	0,016	0,08	0,197	0,93	0,037	0,18		
		1,5	0,011	0,05	0,197	0,93	0,024	0,11		
	60	2,7	0,023	0,11	0,150	0,71	0,070	0,33		
		1,5	0,024	0,11	0,150	0,71	0,072	0,34		

Как можно заметить из таблицы 4.5, использование системы «бак + насос с ЧРП» позволяет значительно экономить электроэнергию и денежные средства. Так, по сравнению с работой системы «бак + насос без ЧРП» средняя экономия средств составляет 26%, с работой системы «насос с ЧРП без бака» 72%, а с работой системы «насос без ЧРП и без бака» – 79%.

Материалы выполненных исследований прошли проверку в условиях АО «АТТРАКЦИОН-ЭКСПО» г. Москва при обеспечении работы систем водоподачи аквапарков в период июль-август 20225 года. По результатам внедрения, наряду с оптимизацией условий водопользования и снижением экономических и эксплуатационных затрат, получено повышение энергоэффективности работы насосно-силового оборудования до 60% (Приложение Б).

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Анализ результатов экспериментальных исследований позволил установить закономерность взаимодействия гидравлической и воздушной составляющих исследуемой системы, в частности, снижение частоты вращения насоса и увеличение длительности цикла наполнения пневматического бака, что обуславливается изменением характеристики насоса и увеличением влияния переходных процессов на наполнения трубопроводов и пневматического бака.

2. По результатам оптимизации системы водоподачи в составе пневматического бака с регулируемым насосом, обоснован выбор диапазона давления, при котором обеспечивается достаточный запас давления для работы насоса при высоких значениях КПД с частотно-регулируемым приводом и достаточное время опорожнения бака, с отношением 2:1 ко времени опорожнения.

3. Дана технико-экономическая оценка работы исследуемой модели водоподачи с частотно-регулируемым приводом, которая свидетельствует о снижении мощности насосно-силового оборудования при обеспечении требуемых гидравлических показателей и повышение энергоэффективности работы оборудования до 60 % по сравнению с существующими системами водоподачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ современного состояния инженерных сооружений водохозяйственного комплекса страны, условий использования башенных и безбашенных систем водоподачи, а также современных методов регулирования режимов работы насосно-силового оборудования показал, что использование пневматически баков даёт ряд преимуществ по сравнению с водонапорными башнями, их работа зависит от расчетного давления и растворенного воздуха, а наиболее перспективным методом управления является применение частотно-регулируемого привода, оценка эффективности работы которой требует дальнейшего исследования.

2. По результатам теоретического анализа методов регулирования расхода жидкости в насосных системах, гидравлических особенностей работы пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом, установлены закономерности между давлением воздуха в баке и воды в системе, мощностью насоса и частотой вращения, определены ключевые параметры работы системы, которые позволяют определить фактическую энергоэффективность совместного применения пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом.

3. Разработана математическая модель функционирования системы водоподачи в составе пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом для прогноза энергоэффективности совместного применения пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом при заданных гидравлических характеристиках исходных условий.

4. Разработка экспериментальной установки в виде фрагмента системы водоподачи с пневматическим баком и регулируемым насосом, проведение и обработка результатов исследований позволили оценить взаимосвязь гидравлических и технических параметров, основными из которых являются наполняемость и давление в системе, а также характеристики насосно-силового

оборудования. По результатам экспериментов определены рабочие характеристики насосно-силового оборудования системы водоподачи, как функции частоты вращения рабочего колеса, а также значения ключевых параметров работы системы – время наполнения, давления в системе и мощность насоса.

5. Установлены закономерности взаимодействия гидравлической и воздушной составляющих исследуемой системы, в частности, снижение частоты вращения насоса и увеличение длительности цикла наполнения пневматического бака, что обуславливается изменением характеристики насоса и увеличением влияния переходных процессов на наполнения трубопроводов и пневматического бака. По результатам оптимизации системы водоподачи в составе пневматического бака с регулируемым насосом, обоснован выбор диапазона давления, при котором обеспечивается достаточный запас давления для работы насоса при высоких значениях КПД с частотно-регулируемым приводом и достаточное время опорожнения бака, с отношением 2:1 ко времени опорожнения.

6. Дана технико-экономическая оценка работы исследуемой модели водоподачи с частотно-регулируемым приводом, которая свидетельствует о снижении мощности насосно-силового оборудования при обеспечении требуемых гидравлических показателей и повышение энергоэффективности работы оборудования до 60 % по сравнению с существующими системами водоподачи.

ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШЕЙ РАЗРАБОТКИ ТЕМЫ

Перспективы дальнейших исследования по теме диссертации связаны с необходимостью изучения гидрогазодинамики систем водоподачи с целью оптимизации конструкции мембраны как наиболее уязвимой части пневматических баков, а также для сокращения затрат на обслуживание систем водоподачи и экономии электроэнергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агроводком. Методы регулирования насосов – [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.agrovodcom.ru/info_regular_pumps.php.
2. Агуров, П. Последовательные интерфейсы ПК. Практика программирования / П. Агуров. – СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 496 с. – ISBN 5-94157-468-1.
3. Али, М.С. Насосы и насосные станции / М. С. Али, Д. С. Бегляров, В. Ф. Чебаевский. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2015. – 330 с. – ISBN 978-5-9675-1301-5.
4. Али, М.С. Особенности расчёта переходных процессов в водоводах насосных станций в условиях образования разрывов сплошности потока / М.С. Али, Д.С. Бегляров, Э.Е. Назаркин // Природообустройство. – 2020. – № 4. – С. 122-128.
5. Али, М.С. Решение практических задач с использованием модели насосов при переходных режимах в напорных системах / М.С. Али, Д.С. Бегляров, А.Ю. Титаева, Е.А. Лентяева // Природообустройство. – 2020. – № 1. – С. 100-103.
6. Алышев, В.М. Рекомендации по расчету неустановившегося движения многофазной жидкости в напорных системах / В.М. Алышев, Е.И. Масс. – М.: ЦНИИС МТС СССР, 1984. – 104 с.
7. Алышев, В.М. Методика определения скорости волны гидравлического удара в многофазном потоке // Труды МГИ. – Т.61. – М, 1979. – С. 52-57.
8. Алышев, В.М. Неустановившиеся напорные движения реальной жидкости в трубопроводных системах: автореф. дис. д-ра техн. наук. – М.: 1987. – 43с.
9. Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
10. Аршеневский, Н.Н. Исследование пуска насосного агрегата на

опорожненный трубопровод / Н.Н. Аршеневский, Б.Б. Пospelов // Гидротехническое строительство. – 1979. – № 3.

11. Атавин, А.А. Численные методы расчета неустановившегося течения жидкости в сложных гидросистемах / А.А. Атавин, В.В. Тарасевич // Автоматизация закрытых оросительных систем : сб. ст. / под общ. ред. Н.А. Картвелишвили. – Новочеркасск, 1975. – С. 98-106.

12. Аудит насосных систем. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://ru.grundfos.com/audit/audit-pumps>.

13. Барбул, М.Л. Определение рабочей точки насосного агрегата при наличии противодействия / М. Л. Барбул, Ю.Т. Котов // Научный журнал "Естественные и технические науки". – 2016. – №10. – С. 152-159.

14. Барбул, М. Л. Оптимизация работы многонасосных станций повышения давления систем водоснабжения с учетом прогнозирования водопотребления в режиме реального времени : специальность 05.23.04 "Водоснабжение, канализация, строительные системы охраны водных ресурсов" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Барбул Михаил Леонидович, 2021. – 121 с. – EDN DMHERE.

15. Барбул, М.Л. Прогнозирование водопотребления населением на основе авторегрессионной модели / М. Л. Барбул, С. В. Староверов // Журнал «Энергобезопасность и энергосбережение». – 2018. – №6. – С. 40-43.

16. Барбул, М.Л. Способы повышения эффективности работы многонасосных станций с использованием средств автоматического контроля и управления / М. Л. Барбул, В.М. Васильев, Ю.Т. Котов, С.В. Староверов // Журнал С.О.К. – 2020. – № 3. –С. 16-19.

17. Бегляров, Д.С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподачи с насосными станциями: дис. докт. техн. наук: 05.23.16 / Д.С. Бегляров. – М. : МГУП, 2007. – 311 р.

18. Бегляров, Д.С. Расчетно-теоретические исследования пуска насосного агрегата на заполненный трубопровод / Д.С. Бегляров, М.С. Али // Логистика, транспорт, природообустройство. – 2015. – Р. 83-88.

19. Бегляров, Д.С. Методика расчета переходных процессов с учетом клапанов впуска и заземления воздуха и длины зоны разрыва сплошности потока / Д.С. Бегляров, И.Ю. Сахаров // Природообустройство. – 2013. – № 2. – Р. 76-79.
20. Берлин, В.В. Некоторые особенности динамических характеристик гидромашин / В.В. Берлин // Сборник трудов МИСИ, № 171. – М. : МИСИ, 1978. – Р. 125-129.
21. Берлин, В.В. Пуски насосных агрегатов в системах технического водоснабжения с градирнями на ТЭС и АЭС / В.В. Берлин, О.А. Муравьев, А.В. Голубев // Гидротехническое строительство. – 2016. – № 10. – Р. 27-34.
22. Буйначев, С. К. Основы программирования на языке Python : учебное пособие / С. К. Буйначев, Н. Ю. Боклаг. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 91 с.
23. Бурнаев, Е.В. Сравнительный анализ критериев адаптивного планирования экспериментов на основе гауссовских процессов / Е.В. Бурнаев, М.Е. Панов // «Информационные технологии и системы - 2012», 35-я конференция молодых ученых и специалистов, 19 - 25 августа, Петрозаводск, Россия. – С. 54-59.
24. Викулин, П.Д. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения. 3-е изд / П.Д. Викулин, В.Б. Викулина – М.: Изд-во МИМИ-МГСУ, 2017. – 2018. – 72 с.
25. Виссарионов, В.И. Математическое моделирование переходных процессов в насосных установках / В.И. Виссарионов // Сб.: Проблемы и направления развития гидромашиностроения. – М., 1978.
26. Виссарионов, В.И. Численное моделирование гидравлических процессов в подводных устройствах низконапорных насосных станций / В.И. Виссарионов, В.В. Елистратов // Гидротехника и мелиорация. – 1985. – № 3. – Р. 18-24.
27. Виссарионов, В.И. Исследования переходных процессов в насосных станциях / В.И. Виссарионов, В.В. Елистратов, Р.С. Ишан-Ходжаев // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1980. – № 5.

28. Виссарионов, В.И. Математические модели переходных процессов в насосной станции при самозапуске электродвигателя после кратковременного перерыва питания / В.И. Виссарионов, И.С. Трусов // Известия вузов СССР. Энергетика. – Минск, 1986. – Р. 115-119.
29. Вишневский, К.П. Использование ЭВМ для расчета переходных процессов / К.П. Вишневский // Гидротехника и мелиорация. – 1978. – № 9. – Р. 69-70.
30. Воробьев, С.В. Энергосбережения в системах водоснабжения и водоотведения / С.В. Воробьев, Ю.Б. Исхаков, Б.С. Лезнов // Труды II международной научно-практической конференции: Экология в энергетике – 2005. М.: Издательство МЭИ, 2005.
31. Голубев, А.В. Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения / А.В. Голубев // Гидротехническое строительство. – 2023. – № 3. – Р. 47-53.
32. ГОСТ Р МЭК 60034-2-1-2009. Машины электрические вращающиеся. Часть 2-1. Стандартные методы определения потерь и коэффициента полезного действия по испытаниям (за исключением машин для подвижного состава). Введ. 2011-01-01. – М.: Стандартинформ, 2011. – 58 с.
33. Гуревич, Д.Ф. Трубопроводная арматура. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1981. – С.368.
34. Гузынин, А.И. Расчет оптимальных параметров реконструкции систем подачи и распределения воды. – Автореф. диссерт. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Москва: ВНИИВОДГЕО. – 1986. – 21 С.
35. Дикаревский, В.С. Напорные водоводы железнодорожного водоснабжения / В.С. Дикаревский, И.И. Краснянский. – М.: Транспорт, 1978. – С.380.
36. Дмитриев, А.В. Городские инженерные сети / А.В. Дмитриев, А.Б. Кетаев. – М.: Стройиздат. – 1988. – 175 С.
37. Дюбей Гопал, К. Основные принципы устройства электроприводов / К. Дюбей Гопал – М.: Техносфера, 2009. – 480 с.

38. Жмаков, Г.Н. Эксплуатация оборудования и систем водоснабжения – М. : ИНФРА-М. 2007. 352 с.
39. Журба, М.Г. Водоснабжение: Проектирование систем и сооружений : учебное пособие / М.Г. Журба, Л.И. Соколов, Ж.М. Говорова ; общ. ред. М. Г. Журба. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ), 2010. – Том 3. Системы распределения и подачи воды.– 408 с.
40. Зезин, В. Г. Гидрогазодинамика : Учебное пособие / В. Г. Зезин. – Челябинск : Издательство ЮУрГУ, 2010. – 132 с.
41. Зезин, В. Г. Механика жидкости и газа : Учебное пособие / В. Г. Зезин. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2016. – 250 с. – EDN DDHKMH.
42. Зоркий, Е. М. Сравнительный анализ устойчивости замкнутых по напору систем водоподачи с регулируемым насосным агрегатом / Е.М. Зоркий. – М: Вода: технология и экология, 2008. – № 3, С. 32-39.
43. Ижигов, В.Н. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках / В. Н. Ижигов // Водоснабжение и канализация. – 2010. – № 3. – С. 99-105.
44. Ильин, Ю. А. Методика выбора энергосберегающих устройств при реконструкции повысительных насосных станций / Ю. А. Ильин // СПб.: Материалы 4-х академических чтений. – 2009. – С. 53-58.
45. Ильин, Ю.А. Надежность водопроводных сооружений и оборудования. – М.: Стройиздат, 1985 – 240 с.
46. Ильинский, Н.Ф. Общий курс электропривода / Н.Ф. Ильинский, В.Ф. Козаченко. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 544 с.
47. Калицун, В.И. и др. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. Пособие для вузов / В.И. Калицун, В.С. Кедров, Ю.М. Ласков. – М.: Стройиздат, 2001. – 4-е изд. перераб. и доп. – 397 с. ил.
48. Карамбиров Н.А. Сельскохозяйственное водоснабжение. Изд. 2-е, переработ. и дополн. / Н.А. Карамбиров // Москва Агропромиздат, 1986 г. 352 с.
49. Карамбиров, С.Н. Новые подходы в моделировании и оптимизации

трубопроводных систем. Основы, концепции, методы / С.Н. Карамбиров // LAP Lambert Academic Publishing, 2012. 355 с.

50. Карамбиров, С.Н. Совершенствование методов расчета систем подачи и распределения воды в условиях многорежимности и неполной исходной информации: специальность 05.23.16 «Гидравлика и инженерная гидрология», 05.23.04 «Водоснабжение, канализация, строительные системы охраны водных ресурсов» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Карамбиров Сергей Николаевич. – Москва, 2005. – 346 с.

51. Карелин, В.Я. Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп / В.Я. Карелин, А.В. Минаев. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.

52. Карелин, В.Я. Насосные станции с центробежными насосами / В.Я. Карелин, Р.А. Новодережкин. – М. : Стройиздат, 1983.

53. Каталог продукции. Насосы Kordis KR, KRM, KRL центробежные / АО «ГМС Ливгидромаш», 2025. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/kordis.html>.

54. Кемелев, А.А. Водопотребление и рационализация систем сельскохозяйственного водоснабжения / А.А. Кемелев – Алма-Ата: Кайнар. – 1979. – 124 С.

55. Кемелев, А.А. Групповые системы сельскохозяйственного водоснабжения и повышения их эффективности. – Автореф. диссер. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук. – Новосибирск: НИСИ. – 1973. – 47 С.

56. Ким, А. Н. Оптимизация насосных систем подачи воды при различных напорно-расходных параметрах водопотребления / А.Н. Ким, О.А. Штейнмиллер. – СПб: Сборник докладов 5-й международной научно-практической конференции (выставка "Baltic Build — 2006"). – С. 25 - 27.

57. Китаев, А.И. Анализ работы асинхронного двигателя по данным каталога / А.И. Китаев, В.И., Глухова // Научно-технический журнал «Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – Издание Херсонского национального технического университета. – 2008. – №1(21). – С. 40-48.

58. Колесников, С.М. Разработка и исследование энергосберегающего частотно-регулируемого электропривода турбомеханизмов: дис. канд. техн. наук / С.М. Колесников. – Воронеж, 2005. – 138 с.

59. Комиссарова, А. О. О проблемах водоснабжения на муниципальном уровне / А. О. Комиссарова // Энергосбережение и Водоподготовка. – 2016. – №3. – С.15-17.

60. Копытин, А. Н. Современные подходы в определении эффективности работы насосных агрегатов / А. Н. Копытин, О. Ю. Царинник // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2007. – №8. – С. 14-16.

61. Корчевская, Ю.В. Модернизация насосной станции технического водоснабжения на примере АО «Омский каучук» / Ю. В. Корчевская, И. А. Троценко, Э. Е. Назаркин // Природообустройство. – 2021. – № 5. – С. 111-116. – DOI 10.26897/1997-6011-2021-5-111-116.

62. Короткоручко, Д.Ю. Исследование режима работы гидравлических аккумуляторов в системах водоподачи / Д. Ю. Короткоручко, М. С. Али, Д. С. Бегляров [и др.] // Естественные и технические науки. – 2024. – № 5(192). – С. 195-204. – DOI 10.25633/ETN.2024.05.17.

63. Короткоручко, Д.Ю. Изучение работы гидравлических аккумуляторов в системах водоснабжения с целью повышения ее энергоэффективности / Д. Ю. Короткоручко // Материалы Международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 150-летию со дня рождения А.Я. Миловича: Сборник статей, Москва, 03–05 июня 2024 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, 2024. – С. 71-76.

64. Короткоручко Д.Ю. Исследование влияния наличия и отсутствия мембраны на работу пневматических баков в системах водоподачи с точки зрения энергоэффективности / Д. Ю. Короткоручко, М. С. Али // Природообустройство. – 2025. – № 4. – С. 118-124 – DOI 10.26897/1997-6011-2025-4-118-124

65. Короткоручко, Д.Ю. Определение мощностных и энергетических характеристик насосов с регулируемой частотой вращения в системах водоподачи

с гидравлическими мембранными баками / Д. Ю. Короткоручко, М. С. Али // Природообустройство. – 2025. – № 1. – С. 104-110. – DOI 10.26897/1997-6011-2025-1-104-110.

66. Короткоручко, Д. Ю. Повышение энергоэффективности в локальных системах водоподачи с применением пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом / Д. Ю. Короткоручко // Наилучшие доступные технологии водоснабжения и водоотведения. – 2025. – № S1. – С. 56-62.

67. Короткоручко, Д. Ю. Экспериментальное исследование влияния гидравлических мембранных баков на работу центробежных насосов с регулируемой частотой вращения в локальных системах водоснабжения / Д. Ю. Короткоручко // Гидротехника. – 2025. – № 1(78). – С. 46-55. – EDN GQKMTB.

68. Кохановский, В.А. Организация и планирование эксперимента: уч. пос. / В.А. Кохановский, М.Х. Сергеева – Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2003. – 167 с.

69. Красильников, А. Автоматизированные насосные установки с каскадно-частотным управлением в системах водоснабжения [Электронный ресурс] / А. Красильников // Строительная инженерия. — Электрон. дан. — [М.], 2006. — № 2. — Режим доступа: <http://www.archive-online.ru/read/stroing/347>. Яз. рус. – (Дата обращения: 11.10.2024).

70. Кривченко, Г.И. // Гидравлические машины: Учебник / М.: Энергоатомиздат, 1989. 320 с.

71. Лапшев, Н. Н. Основы гидравлики и теплотехники / Н. Н. Лапшев, Ю. Н. Леонтьева. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 400 с.

72. Лезнов, Б.С. Современные проблемы использования регулируемого электропривода в насосных установках. Б.С. Лезнов // Водоснабжение и санитарная техника. –2007. – № 11, ч. 2, – С. 2-5.

73. Лезнов, Б.С. Диспетчеризация и автоматизация систем водоснабжения / Б.С. Лезнов, А.С. Дмитриев под ред. М.Г. Журбы // Водоснабжение. Проектирование систем и сооружений. Т.3. – М.: АСВ, 2004.

74. Лезнов, Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных

установок / Б.С. Лезнов – М.: Машиностроение, 2013. — 176 с., ил.

75. Лезнов, Б.С. Применение регулируемого электропривода в насосных установках городских водопроводных сетей / Б.С. Лезнов, В.Б. Чебанов // Бюллетень «Энергоменеджер». 2001. Вып. 22.

76. Лезнов, Б.С. Технологические основы энергосбережения в насосных установках / Б.С. Лезнов, В.Б. Чебанов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – №7.

77. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздухоудных установках / Б.С. Лезнов – М. Энергоатомиздат 2006г. 360 с.

78. Лезнов, Б.С. Энергосберегающие автоматизированные системы в водоснабжении и водоотведении // Водоснабжение и санитарная техника. 2004. №2.

79. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый электропривод в МУП «Уфаводоканал» / Б.С. Лезнов, Б.С., С.В. Воробьев, А.Г. Гильманов, С.В. Пинчук // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – №4. – Ч. 2.

80. Лелеева, Е. Н. Гидрогазодинамика / Е. Н. Лелеева, Н. М. Лелеева, В. М. Овсянников. – Москва : Издательство МГОУ, 2013. – 28 с. – EDN TUTSZN.

81. Лиходедов, А.Д. Внедрение частотного регулирования в системах автоматизации теплоснабжения и водоснабжения / А.Д. Лиходедов, В.А. Ткаченко, А.В. Ткаченко // Труды Камчатского филиала Дальневосточного федерального университета / отв. ред. Л.А. Геготаулина. - Вып. 13. - Петропавловск-Камчатский: Камчатпресс, 2014. - 140 с., С.93-96.

82. Лобачёв, П. В. Насосы и насосные станции / П. В. Лобачёв. – М.: Стройиздат, 1983. – 192 с.

83. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Изд-во «Наука», 1978. – 736 с.

84. Лямаев, Б.Ф. Гидравлические расчеты в переходных процессах / Б.Ф. Лямаев. – 1980 г.

85. Лямаев, Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольсин, В.А. Нелюбов. – Л. :

Машиностроение, 1972.

86. Мембранные расширительные емкости для систем водоснабжения, отопления и кондиционирования Zilmet®. Технический паспорт, руководство по монтажу и эксплуатации.

87. Моргунов, К. П. Насосы и насосные станции. Учебное пособие / К.П. Моргунов // СПб: Лань. – 2018. – 308 с.

88. Мрочек, В. И. Исследование центробежных насосов и способов регулирования их подачи / В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. С. Бураков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – № 2 (35). – С. 50-56.

89. Мугалимова, А.Р. Электропривод насосного агрегата на основе энергосберегающего асинхронного двигателя: диссертация ... кандидата технических наук : 05.09.03 / Мугалимова Алия Рифовна. – Магнитогорск, 2010.- 190 с.

90. Назаркин, Э.Е. Сравнение существующих способов регулирования работы центробежных насосов / Э.Е. Назаркин // Аллея науки. – 2017. – Т. 2. – № 10. – С. 721-736.

91. Николадзе, Г. И. Водоснабжение / Г. И. Николадзе, М. А. Сомов // Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1995 – 688 с.

92. Николаев, В. Потенциал энергосбережения при переменной нагрузке лопастных нагнетателей / В. Николаев // Сантехника. — 2007. — № 6. — С. 68–73; 2008. — № 1. — С. 72–79.

93. Николаев, В.Г. Энергосберегающие методы управления режимами работы насосных установок систем водоснабжения и водоотведения: специальность 05.23.04 «Водоснабжение, канализация, строительные системы охраны водных ресурсов» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Николаев Валентин Георгиевич. – Москва, 2010. – 375 с.

94. Николенко, И. В. Анализ энергетической эффективности силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения и водоотведения по удельным показателям / И. В. Николенко // Строительство и техногенная безопасность. – 2020. – № 18 (70). – С. 143-148.

95. Николенко, И.В. Анализ энергоэффективности частотного регулирования по относительным параметрам силовых агрегатов насосных станций и водопроводных сетей систем водоснабжения / И. В. Николенко // Строительство и техногенная безопасность. – 2019. – № 14 (66). – С. 101-111.
96. Николенко, И. В. Метод оптимизации режимов работы силовых агрегатов насосной станции / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Строительство и техногенная безопасность. – 2016. – № 5 (57). – С. 77-82.
97. Николенко, И.В. Анализ влияния условий эксплуатации насосной станции на параметры насосных агрегатов / И. Николенко, А. Пастушенко, Е. Котовская // MOTROL: Polish Academy of sciences. Lublin. – 2010. – Vol. 12D. – P. 33–44.
98. Николенко, И.В. Нелинейная модель оптимизации параметров силовых агрегатов насосной станции подкачки системы водоснабжения / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2019. – № 4 (724). – С. 47-63.
99. Николенко, И.В. Повышение энергетической эффективности регулирования силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков, Р. С. Умаров // Строительство и техногенная безопасность: Сб. науч. тр. АСиА. Симферополь. – 2016. – Вып. 55. – С. 75–82.
100. Новодережкин, Р.А. Насосные станции систем технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р.А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 265 р.
101. Новодережкин, Р.А. Насосные станции систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС / Р.А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 265 р.
102. Онищенко, Г.Б. Энергетическая эффективность станций водоподготовки систем водоснабжения / Г. Б. Онищенко, А. Н. Горюнов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2015. – № 6. – С. 48-51.
103. Оптимизация (обоснование) удельных нормативов водопотребления: отчет о НИР. – М.: НИИСФ, 2017. – 342 с.

104. Осинцев, К.В. Экспериментальное исследование эксергетических потерь грунтового теплового насоса и их оптимизация на основе аппроксимации кусочно-линейных функций / К.В. Осинцев, С.В. Алюков // Каталог библиотеки БГТУ – 2022 г., т. 95, № 1. - С. 11-21.

105. Пальмов, С.В. Классификация гауссовских процессов как инструмент прогнозирования / С.В. Пальмов // ЭКОНОМИКА в ТЕОРИИ и на ПРАКТИКЕ: АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ и современные АСПЕКТЫ : сборник статей XV Международной научно-практической конференции, Пенза, 05 апреля 2023 года. – Пенза: Наука и Просвещение (ИП Гуляев Г.Ю.), 2023. – С. 102-104.

106. Панов М. Я. Модели управления функционированием систем подачи и распределения воды / М. Я. Панов, Ю. Ф. Петров, В. И. Щербаков // монография – Воронеж: ВГАСУ, 2013. – 271 с.

107. Питолин В. Е. Оптимальное регулирование гидравлических систем / В. Е. Питолин // Вестник полоцкого государственного университета. – 2018. – №4 – С. 135-140.

108. Полянская, Л.В. Расчет неустановившегося движения жидкости в трубопроводе, оборудованном центробежными насосами / Л.В. Полянская // Нефтяное хозяйство. – 1975. – № 10. – Р. 66-70.

109. Порядин, А.Ф. Развитие водоснабжения в России, XX век. – Министерство природных ресурсов РФ. – М.: Издательский дом НП, 2003. 35 с.

110. Правила технической эксплуатации систем и сооружений коммунального водоснабжения и канализации. МКД 3-02.2001/Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2002. – 155 с.

111. Прозоров И. В. Гидравлика, водоснабжение и канализация городов / И. В. Прозоров, Г. И. Николадзе, А.В. Минаев . –М.: Высш. шк., 1975. – 422 с.

112. Рожков, А.Н. Экономическая эффективность применения насосных установок с регулируемым электроприводом при малых подачах воды / А.Н. Рожков, М.С. Али // Журнал «Водоснабжение и санитарная техника» ООО «Издательство ВСТ», № 5, М. 2015. С. 69-74.

113. Рульнов, А.А. Автоматизация систем водоснабжения: учебник / А.А.

Рульнов, К.Ю. Евстафьев –М.: ИНФРА- М, 2007. 201 с.

114. Сабра, К. Особенности работы центробежных насосов с использованием преобразователя частоты вращения / К. Сабра, М.С. Али // Природообустройство. – 2013. – № 5. – С. 64-67.

115. Симашев, А.О. Устройство для снижения электрозатрат при работе асинхронных двигателей / А. О. Симашев, К. И. Чижик // Наука и мир. –2016. – Т.1. №1(29). – С 77-78.

116. СП 30.13330.2020. Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85.

117. СП 31.13330.2021. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 2.04.02-84.

118. Справочник по гидравлическим расчётам / Под ред. П.Г. Киселева. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергия, 1972. – 352 с.

119. Твердохлеб, И. Б. Энергоэффективная эксплуатация насосного оборудования / И. Б. Твердохлеб, А. В. Костюк // Водоснабжение и канализация. – 2010. – №1. – 124 - 127 с.

120. Теоретические основы гидравлики // Москва: ООО "Грундфос". – 41с.

121. Теория перекачивания жидкостей // Москва: ООО "Грундфос". – 44с.

122. Тихонов, Э.Е. Прогнозирование в условиях рынка / Э. Е. Тихонов // Невинномысск, –2006. –221 с.

123. Товстолес, Ф. П. Гидравлика и насосы. Часть III. Насосы / Ф.П. Товстолес. – М.: ГОНТИЛ, –1938.

124. Турк, В. И. Насосы и насосные станции / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин // М. Стройиздат, 1976. – 304 с.

125. Ухин, Б.В. Гидравлические машины. Насосы вентиляторы компрессоры и гидропривод. учебное пособие / Б.В. Ухин. – М: Сер. Высшее образование. – 2011. – 320 с.

126. Фащиленко, В.Н. Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий: Учеб. пособие. / В.Н. Фащиленко. – М.: Горная книга, 2011. –260 с.: ил.

127. Федеральный закон Российской Федерации от 23.11.2009 г. № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».

128. Федеральный закон Российской Федерации от 07.11.2011 г. № 416-ФЗ «О водоснабжении и водоотведении».

129. Фисенко, В. Н. Оценка энергоэффективности насосов в системах водоснабжения / В.Н. Фисенко // Сборник: Яковлевские чтения XIII Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти академика РАН С.В. Яковлева. М-во образования и науки Рос. Федерации, Московский государственный строительный университет. – 2018. – С. 116-123.

130. Фисенко, В. Н. Энергетическая эффективность насосов в системах водоснабжения и водоотведения / В. Н. Фисенко // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 6. – С. 52-63.

131. Фокс, Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / Д.А. Фокс Перевод с англ. – М.: Энергоиздат, 1981.

132. Хайкин, С. Нейронные сети: полный курс. / С. Хайкин. – М.: ООО «И. Д. Вильямс», 2006. – 1104 с.

133. Халиков, У.Р. Основные параметры применения регулируемого электропривода в насосных установках на участках ПВ / У.Р. Халиков, О.М. Курбонов // Вестник Науки и Творчества. – 2016. – № 4(4). – С. 230-235.

134. Хованский, С.О. Повышение эффективности эксплуатации центробежных насосов в системе водоснабжения жилищно-коммунального хозяйства, диссертация, канд. тех. наук / С. О. Хованский // Суми : Сумский государственный университет. – 2010.

135. Хомутильников, В. В. Сравнение частотного регулирования и дросселирования центробежных насосов / В. В. Хомутильников // Инновационные научные исследования: теория, методология, практика. Сборник статей XVI Международной научно-практической конференции. – № 3. – 2019. – С. 24-29.

136. Хусаинов С. К. Анализ эффективности работы центробежных насосов системы городских водоканалов / С. К. Хусаинов, Р. Н. Сулейманов //

Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – №7 – С. 21-25.

137. Чебаевский, В.Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов – М.: Колос, 2000. – С.376.

138. Черносвитов, М.Д. Динамика режимов и величин удельного водопотребления населением города, диссертация, канд. тех. наук/ М. Д. Черносвитов // Самара : Самарский государственный архитектурно-строительный университет. – 2011.

139. Чугаев, Р. Р. Гидравлика. 4-е изд. перераб. и доп. / Р. Р. Чугаев. – Л.: Стройиздат, 1982. – 672 с.

140. Чупин, В.Р. Оптимизация развивающихся систем подачи и распределения воды: диссертация ... доктора технических наук : 05.23.04 / Всесоюз. комплекс. науч.-исслед. и конструктор.-технол. ин-т водоснаб., канализ., гидротехн. сооруж. и нж. гидрогеологии. – Иркутск, 1991. – 387 с.

141. Чупин, Р. В. Оптимизация структуры и параметров развивающихся систем группового водоснабжения / Р. В. Чупин, Н. М. Фам // Водоснабжение и санитарная техника. – 2019. – № 1. – С. 30-37.

142. Чучуева, И.А. Модель прогнозирования временных рядов по выборке максимального подобия, диссертация, канд. тех. наук / И. А. Чучуева // Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. Москва, – 2012.

143. Шмиголь, В.В. Интегральное регулирование работы повысительных насосов / В. В. Шмиголь, М. Д. Черносвитов, Н. А. Атанов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2013. – № 8. – С. 23-27.

144. Штейнмиллер, О. А. Оптимизация систем водоотведения, водоснабжения и водоподготовки. Вопросы энергоэффективности / О. А. Штейнмиллер // СПб. : Инженерные системы АВОК Северо-Запад. Тематический выпуск "Реконструкция и эксплуатация". – 2009. — № 1 (39) –2 (42). — С. 38–41.

145. Штейнмиллер, О. А. Проблемы в системах хозяйственно-питьевого водоснабжения зданий. Установки повышения давления / О. А. Штейнмиллер //

СПб.: Инженерные системы АВОК Северо-Запад. —2004. — № 2 (14). — С. 26–28.

146. Штейнмиллер, О.А. Оптимизация насосных систем водоснабжения на уровне районных, квартальных и внутридомовых сетей, диссертация, канд. тех. наук // СПб.: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – 2010.

147. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика: Учебник для вузов, 5-е изд., стер. – М.: Лань, 2015. – 656 с.

148. Щербаков, В. И. К выбору энергосберегающих технологий на ВПС / В. И. Щербаков, И. Ю. Пурусова // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2005. – №2. – С. 90-92.

149. Эгильский, И.С. Автоматизированные системы управления технологическими процессами подачи и распределения воды / И.С. Эгильский – Л.: Стройиздат, 1988. – 216 с.

150. Ali, M.S., Features of transient processes in pumping stations with controlled shut-off devices / D.S. Beglyarov, D.M. Benin, N.V. Gavrilovskaya, L.A. Zhuravleva. Advances in Dynamical Systems and Applications. 2021. T. 16. № 2. С. 1033-1041.

151. Ali, M.S. Modeling the operation of reclamation pumping stations during transition processes/ D.S. Beglyarov, E.E. Nazarkin, Yu.V. Korchevskaya, I.A. Trotsenko. IOP Conference Series: Earth and Environmental, 2022, 954 (1).

152. Armstrong, J.S. Forecasting for Marketing / J.S. Armstrong // Quantitative Methods in Marketing // London: International Thompson Business Press. – 1999. – Pp. 92–119.

153. Arun Shankar, V.K. Real time simulation of Variable Speed Parallel Pumping system. Energy Procedia / V.K. Arun Shankar, S. Umashankar, S. Paramasivam, H. Norbert 142. 2102-2108. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.612>.

154. Arun Shankar, V.K. Sensorless Parameters Estimation of VFD Based Cascade Centrifugal Pumping System Using Automatic Pump Curve Adaption Method

/ V.K. Arun Shankar, S. Umashankar, M. E. Rajvikram, R. Kannadasan, S. Paramasivam. Energy Reports. 7. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.01.002>.

155. Bello, O. Solving management problems in water distribution networks: A survey of approaches and mathematical models. / O. Bello, A.M. Abu-Mahfouz, Y. Hamam, P.R. Page, K.B. Adedeji, O. Piller // Water.- 2019.-Vol.11, pp. 562.

156. Brun, E. The right pump lowers total cost of ownership / E. Brun, W. Leiber // World Pumps. – 2007. – No. 491. – P. 30-35.

157. Catalao, J. An Artificial Neural Network Approach for Day-Ahead Electricity Prices Forecasting [at al.] / J. Catalao // 6th WSEAS international conference on Neural networks, USA, Stevens Point. – 2005. – Pp. 80–83.

158. Dai, P.D. Efficient Optimization of Pressure Regulation in Water Distribution Systems Using a New-Relaxed Pressure Reducing Valve Model / P.D. Dai // Vietnam J. Sci. Technol. 2018, 56, 503–514.

159. Delgado, J. Variable speed operation of centrifugal pumps running as turbines / J. Delgado, J. P. Ferreira, D.I. Covas, F. Avellan // Experimental investigation. Renewable energy. 2019. – V.142. – 437 p.

160. Draper, N., Applied Regression Analysis, 3rd Edition / Norman R. Draper, Harry Smith // John Wiley & sons, Inc. – 1998. – 736 p.

161. Gheyas, I.A. A Neural Network Approach to Time Series Forecasting / I.A. Gheyas, L.S.Smith // Proceedings of the World Congress on Engineering, London. – 2009. – Vol 2 [электронный ресурс] / Pp. 1292–1296. – Режим доступа : URL: www.iaeng.org/publication/WCE2009/WCE2009_pp1292-1296.pdf (Дата обращения: 28.08.2024).

162. Hamilton, M. Water management and water loss / M. Hamilton. – London. Water management and Water loss., 2014. – 91 p.

163. Hydropneumatic Tanks for Variable Speed Pressure Boosters. R. L. Deppmann. USA, October-November, 2015.

164. Joao S.T. Hydropneumatic Storage Methodology Towards a New Era of Hybrid Energy System's Efficiency and Flexibility. Results in Engineering / S.T. Joao, Modesto Perez-Sanchez, E. Oscar Coronado-Hernandez, Besharat Mohsen, Rui-Lin

Feng, Elias Tasca, Ling Zhou, Helena M. Ramos. 24. 103117.
<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2024.103117>.

165. Karamouz, M. Water Resources Systems Analysis Анализ Систем Водных Ресурсов / M. Karamouz, F. Szidarovszky, B. Zahraie. – Lewis Publishers/CRC. – 2003. – 608 p.

166. Khokhlov, V. A. Energy saving methods of regulation of the pumping stations operating modes / V. A. Khokhlov, A. V. Khokhlov, Ja. O. Titova // Europäische Fachhochschule. – 2015. – No 12. – P. 50-51.

167. Korotkoruchko Dmitrii Yu. Improving energy efficiency in local water supply systems using pneumatic tanks and pumps with variable frequency drive / Dmitrii Yu. Korotkoruchko (2025). Proceedings of the YSU C: Geological and Geographical Sciences, 59(2 (266), 319-328. DOI 10.46991/PYSUC.2025.59.2.319

168. León Celi, C. F. Energy optimization of supplied flows from multiple pumping stations in water distributions networks / C.F. León Celi, P.L. Iglesias-Rey, F.J. Martínez Solano // Procedia Engineering, volume 186. – 2017. Pp.93-100.

169. Luna, T. Improving energy efficiency in water supply systems with pump scheduling optimization / T. Luna, J. Ribau, D. Figueiredo, R. Alves // Journal of Cleaner Production. – 2019. – Vol. 213. – P. 342-356. – DOI 10.1016/j.jclepro.2018.12.190.

170. Marlene Brás. Cost efficiency in water supply systems: An applied review on optimization models for the pump scheduling problem / Marlene Brás, Ana Moura, António Andrade-Campos // European Journal of Operational Research. 323. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2024.07.039>.

171. Mazengia, D.H. Forecasting Spot Electricity Market Prices Using Time Series Models: Thesis for the degree of Master of Science in Electric Power Engineering / D.H. Mazengia. – Gothenburg, Chalmers University of Technology. – 2008. – 89 p.

172. Noll, P. Determining the real cost of powering pump / P. Noll // World pumps. 2008. – № 496. – P. 32-34.

173. Operating problems of pump stations and power plants/ 11th symposium

IAHR (AIHR), section of fluid machinery, equipment and cavitation/ Amsterdam, Sept. 13-17, 1982. Vol. 1: proceedings, – p.1-28.

174. Prachyl, S. Variable Frequency Drives and Energy Savings / Siemens Industry, Inc. 2010.

175. Saeed Asadi Bagloe. Minimization of water pumps' electricity usage: A hybrid approach of regression models with optimization / Saeed Asadi Bagloe, Mohsen Asadi, Michael Patriksson // Expert Systems with Applications, Volume 107. – October 2018. Pp. 222-242.

176. Thomas, M. Advanced water distribution modeling and management / M. Thomas, D. Chase, S. Dragan // Bentley Institute Press, 2004. – P. 800.

177. Tolvanen, J. Life cycle energy cost savings through careful system design and pump selection / J. Tolvanen // World pumps 490. – 2007 – P. 34–37.

178. Neuberger, T. Variable frequency drives: energy savings for pumping applications / Tom Neuberger, Steven B. Weston – Eaton Corporation, Industry Application IA04008002E. – November, 2012.

179. Variable frequency drive. Operation and application of variable frequency drive (VFD) technology. Carrier Corporation, Syracuse, New York. October, 2005.

180. Vogellsand H. An introduction to energy consumption in pumps / H. Vogellsand // World pumps. – 2008. – No. 496. – P. 28-31.

181. Wei Guo. Variable-speed pump efficiency calculation for fluid flow systems with and without static head / Wei Guo, Josage Chathura Perera, Daryl Cox, Sachin Nimbalkar, Thomas Wenning, Kiran Thirumaran, Eli Levine // – International Journal of Energy Management. – June, 2020, volume 2, issue 3, p. 38-50.

182. Xingcheng Gan. Application of intelligent methods in energy efficiency enhancement of pump system: A review / Xingcheng Gan, Ji Pei, Giorgio Pavesi, Shouqi Yuan, Wenjie Wang // Energy Reports. 8. 11592-11606. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.09.016>.

183. Zuo, Z. Transient Characteristic Analysis of Variable Frequency Speed Regulation of Axial Flow Pump / Z. Zuo, L. Tan, W. Shi, C. Chen, J. Ye, E.M Francis // Sustainability 2022, 14, 11143. <https://doi.org/10.3390/su141811143>.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Параметры и характеристики контрольно-измерительных приборов и насосного оборудования

Таблица А.1 – Характеристики датчика давления, установленного на всасывающем трубопроводе

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Овен Энерго
	Модель	ПД100 модель 3х1
	Измеряемая среда	Жидкости (в том числе техническая вода), пар, газы, нейтральные к керамике
	Выходной сигнал	4...20 мА, 2-х проводная схема
	Верхний предел измерения	от 0,1 до 10,0 МПа
	Диапазон рабочих температур измеряемой среды	–40...+100 °С
	Основная приведенная погрешность	1,0; 0,5 % ВПИ
	Напряжение питания	12...36 В
	Степень защиты корпуса	IP65

Таблица А.2 – Характеристики цифрового манометра, установленного на подающем трубопроводе

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Метрол
	Модель	METROL 100
	Диапазон измерения избыточного давления	-0,1...250 МПа
	Погрешность	± 0,025%; ±0,05%; ± 0,1%; ±0,2% от ДИ
	Рабочая среда	жидкость / газ
	Рабочая температура / влажность	-10...50°С / 5-85%
	Питание прибора	3,7 В, 4000 мА/ч
	Максимальная перегрузка	110%

Таблица А.3 – Характеристики насосного оборудования

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Асquaег
	Модель	RGJ-602P
	Вид/тип/конструкция	Поверхностный/самовсасывающий/центробежный
	Мощность	600 Вт
	Высота подъема	35 м
	Производительность	50 л/мин
	Макс. температура жидкости	35 °C
	Напряжение	220 В
	Давление	3,5 атм
	Глубина всасывания	7 м

Таблица А.4 – Характеристики модуля управления и индикации

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Овен Энерго
	Модель	ТРМ200
	Тип	Двухканальный измеритель
	Напряжение питания	90...245 В
	Частота напряжения питания	47...63 Гц
	Модуль интерфейса	RS-485
	Количество универсальных входов	2
	Время опроса входа	1 с
	Предел допустимой основной погрешности	±0,25 %

Таблица А.5 – Характеристики пневматического бака

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Zilmet
	Модель	ULTRA-PRO 60
	Тип	Гидроаккумулятор вертикальный
	Объем	60 л
	Исполнение	Вертикальное
	Макс. рабочее давление	10 бар
	Макс. температура воды	99 °C
	Общая высота	860 мм
	Диаметр бака	380 мм
	Материал бака	углеродистая сталь
	Материал фланца	оцинкованная сталь
	Материал мембраны	синтетический каучук

Таблица А.6 – Характеристики реле давления

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Genebre
	Модель	3781
	Рабочее давление	10 бар
	Размер присоединения	1/4"
	Электропитание	1x230 В
	Макс. ток коммутации	10 А
	Присоединение	резьбовое

Таблица А.7 – Характеристики преобразователя частоты вращения

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Автик
	Модель	SD751T2D
	Входные параметры	1x220В
	Выходные параметры	3x220В
	Мощность	0,75 кВт
	Ток	4 А
	Тип управления	векторный
	Диапазон частоты	0-999
	Перегрузочная способность	150%

Таблица А.8 – Характеристики цифрового ваттметра

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	TDM ELECTRIC
	Модель	ЦП-ВТ72/1
	Индикация	цифровой
	Диапазон измеряемой мощности	от 1 Вт до 9999 МВт
	Класс точности	0,5
	Рабочая температура	от -10 до +40 °С
	Номинальное напряжение	85–264 В
	Частота измерительной сети	50–60 Гц
	Степень защиты	IP54
	Собственное потребление электроэнергии	3 ВА

Таблица А.9 – Характеристики компрессора воздуха

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	CARCAM
	Модель	Air Pump CZK-5626
	Индикация	цифровой
	Максимальное рабочее давление	10 бар
	Производительность	15 л/мин
	Питающее напряжение	7,4 В
	Аккумулятор	2000 мА·ч
	Мощность	70 Вт

Таблица А.10 – Характеристики датчика расхода

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	Пульсар
	Модель	Ду20
	Порог чувствительности	0,015 м3/ч
	Максимальный расход	3 м3/ч
	Номинальный расход	1,5 м3/ч
	Переходный расход	0,12 м3/ч
	Минимальный расход	0,03 м3/ч
	Напряжение питания	от 4 до 24 В
	Максимальный выходной ток	50 мА

Таблица А.11 – Характеристики тахометра

Внешний вид	Параметр	Значение
	Производитель	СЕМ
	Модель	АТ-6
	Дисплей	ЖК, 5 разрядов
	Погрешность	$\pm 0,05\%$
	Дальность бесконтактного измерения	50...500 мм
	Диапазон бесконтактного измерения	2...99999 об/мин
	Разрешение	0,1 об/мин (2...9999.99 об/мин); 1 об/мин (>10000 об/мин)
	Элемент питания	Батарея 9 В типа «Крона», адаптер 6 В

Акт о внедрении

АО «АТТРАКЦИОН-ЭКСПО»

инн 7717506139

кпп 771301001

8 (495) 136-23-25

info@attraexpo.ru

127238, г. Москва, Дмитровское шоссе, д. 59, корп. 1,
этаж 2, помещение I, кабинет 14



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

АО «АТТРАКЦИОН-ЭКСПО»



Анисимов А.А.

« 25 » « августа » 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов

кандидатской диссертационной работы

Короткоручко Дмитрия Юрьевича

Комиссия в составе:

председатель Анисимов Андрей Анатольевич,

члены комиссии: Жижикин Павел Александрович, Смирнов Илья Викторович

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Короткоручко Дмитрия Юрьевича «Обоснование совместного применения пневматических баков и насосов с регулируемым приводом в системах водоподдачи», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в работе аквапарков, обслуживаемых АО «АТТРАКЦИОН-ЭКСПО», при разработке систем обеспечения водоподдачи с учетом технического регламента Евразийского экономического союза «О безопасности аттракционов» (ТР ЕАЭС 038/2016) и постановления Правительства Российской Федерации от 30 декабря 2019 г. № 1939 «Об утверждении Правил государственной регистрации аттракционов», которыми установлены строгие требования к эксплуатации и техническому обслуживанию аттракционов, в том числе оборудования аквапарков, в целях предупреждения аварий и несчастных случаев.

Результаты диссертационной работы Короткоручко Д.Ю.:

1. Точный расчет объема и подбора пневматических баков на основе проведенных экспериментов и методе математического моделирования;

2. Определение мощностных и энергетических характеристик локальных систем водоподдачи;

3. Общее повышение энергоэффективности работы насосного оборудования на 60%;

4. Оптимизация водопользования;

5. Снижение экономических и эксплуатационных затрат на 55%.

Заключение: Использование указанных результатов позволяет:

1. Повысить качество проектирования и эффективность работы насосного оборудования;

2. Повысить качество предоставляемых услуг;

3. Сократить затраты на проведение ремонтных работ;

Результаты внедрялись при выполнении НИР и ОКР по темам:

1. «Обоснование совместного применения пневматических баков и насосов с регулируемым приводом в системах водоподдачи»

Председатель комиссии:

Генеральный директор



Анисимов А.А.

Члены комиссии:

Исполнительный директор

Жижикин П.А.

Главный конструктор

Смирнов И.В.

Диплом молодежной научно-практической конференции



ДИПЛОМ

КОРОТКОРУЧКО ДМИТРИЙ ЮРЬЕВИЧ

ДОКЛАДЧИК МОЛОДЕЖНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
«АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ»

В РАМКАХ IX ВСЕРОССИЙСКОГО ВОДНОГО КОНГРЕССА

10 АПРЕЛЯ 2025 ГОДА

ПРЕДСЕДАТЕЛЬ ОРГКОМИТЕТА,
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ДИРЕКТОР РАВВ
Е.В. ДОВЛАТОВА



IX ВСЕРОССИЙСКИЙ
ВОДНЫЙ КОНГРЕСС