Карагандинский университет имени академика Е.А. Букетова

УДК 662.99

На правах рукописи

ОШАНОВ ЕРЛАН ЗЕТКАНОВИЧ

Исследование и создание инерционной гидродинамической установки для повышения эффективности нагрева теплоносителей

6D060400 – Физика

Диссертация на соискание степени

Доктора философии (PhD)

Научные консультанты:
к.т.н., профессор
Б.Р. Нусупбеков

доктор инженерии,
профессор Юго-Западного
университета «Неофит Рильский»
Стоев Митко

Республика Казахстан
Караганда, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Обозначения и сокращения…… 3
Введение…… 4
1 Анализ конструктивных решений для автономных систем теплоснабжения промышленных объектов...…….... 10
1.1 Применяемые конструктивные решения для автономного теплоснабжения…… 10
1.2 Внутренняя энергия жидкости……...……...… 20
1.3 Технологии использующие внутреннюю энергию жидкости…..…. 21
1.4 Области применения дросселирования жидкости в практических целях……..…… 24
1.5 Роль электрической энергии для теплоснабжения……...…..… 35
2 Разработка инерционной гидродинамической установки для нагрева теплоносителей систем отопления…….…… 38
2.1 Схема установки отопительной системы…….....… 38
2.2 Относительный покой жидкости в юбке ротора инерционной гидродинамической установки ……... 40
2.3 Нагрев жидкости дросселированием…… 51
2.4 Стенд по определению расхода жидкости через дроссельные отверстия……...…… 52
2.5 Расход жидкости через дроссельные отверстия…….....… 55
2.6. Стенд для установления истечения различных типов жидкости через дроссельные отверстия и влияния температуры на их расход..… 63
2.7 Режимы работы инерционной гидродинамической установки…….……. 65
2.8 Точность измерения результатов экспериментальных исследований…… 69
3 Результаты экспериментальных исследований…….……. 73
3.1 Результаты нагрева теплоносителей при ее продавливании через дроссельные отверстия…… 73
3.2 Экспериментальные исследования расхода жидкости при ее продавливании через дроссельные отверстия……..…….. 77
3.3 Подача жидкости в систему из централизованного водопровода…. 77
3.4 Влияние направления вылета струи из дроссельных отверстий ротора на расход жидкости …….....…… 86
3.5 Влияние температуры на истечение через дроссельные отверстия различных типов жидкости ……...……..…… 87
Заключение……...…… 93
Список использованных источников…...……..…… 95
Приложения……..…… 103

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящей диссертации применены следующие обозначения и сокращения:

ТЭЦ	- теплоэлектроцентраль
ИГДУ	- инерционная гидродинамическая установка
ГДУ	- гидродинамическая установка
ТГУ	- теплогенераторная установка
ТГ	- теплогенератор
ГУ	- государственное учреждение
ТН	- тепловые насосы
ИК	- инфракрасные
КПД	- коэффициент полезного действия
ГС	- гидросистемы
ЕБРР	- Европейский банк реконструкции и развития
ВИЭ	- возобновляемые источники энергии
СИ	- средства измерения

ВВЕДЕНИЕ

Общая характеристика работы. В современном мире эффективное и устойчивое обеспечение тепловой энергией играет ключевую роль во всех сферах жизнедеятельности человечества. Огромный рост потребления тепловой энергии и стремление к сокращению негативного воздействия на окружающую среду, создает спрос на исследования и разработку новых эффективных технологий в области автономного теплоснабжения [1-3].

Теплоснабжения в Казахстане развивалась по пути централизованных систем отопления. На сегодняшний день в Казахстане централизованные системы отопления требуют колоссальные капиталовложения, так как средний износ основного оборудования теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) на 2023 год составили 66%, а износ тепловых сетей в некоторых городах достигает до 80% [4]. Столь плачевное состояние центрального теплоснабжения аргументируют необоснованными низкими тарифами, хотя такое состояние относится в основном к ТЭЦ, находящимся в государственной собственности. Анализ производства и распределения тепловой энергии европейских стран, показывает, что конкуренция централизованного и автономного теплоснабжения, является сдерживающим фактором необоснованного роста цен и открывает возможности развития инфраструктуры доступа к различным источникам энергии.

Одним из источников тепловой энергии является инерционная гидродинамическая установка, преобразующая электрическую энергию в механическую для активации внутренней энергии жидкости. Активация осуществляется вращением ротора, где из-за центробежных сил жидкость стремится к установленным дроссельным насадкам на периферии и продавливается выделяя тепло. Эффективность применения поля центробежных сил нашло подтверждение в машиностроении, авиастроении, космической технике, жидкостных гироскопах и т.д. Известны методы расчета сложных центрифуг в химической отрасли. Проводятся исследования процессов вращения тел содержанием жидкости, для их стабилизации и управления, важных с точки зрения теории, а также использования гидросистем при высоких температурах окружающей среды, где конвективный теплообмен не способен поддерживать заданную температуру [5]. Однако вопросы динамики систем вращения жидкости все ещё требуют развития и освещения.Для диссертационного исследования разработана схема отопительной системы, основанная на преобразовании электрической энергии в тепловую. Схема включает в себя инерционную гидродинамическую установку (ИГДУ) и частотный преобразователь для вращения ротора с различными угловыми скоростями. Ротор ИГДУ выполнен в виде полого барабана с юбкой, часть которой постоянно находится в жидкости. Для лучшей наполняемости полости ротора и создания давления перед дроссельными отверстиями

барабана расчетами обоснована коническая форма юбки. Установлено, что форма юбки на наполняемость влияет только при угловых скоростях ротора менее 37 рад/с, а при ее возрастании существенной роли не оказывает. Установлена расчетная зависимость давления от радиуса кольца жидкости и угловой скорости ротора, а также рост температуры теплоносителя за один проход дроссельного отверстия, которое составило при давлении 10 МПа для воды 2.33°С [6], а для масла 6°С [7, 8].

Для исключения влияния сечения кольца жидкости разработан стенд, позволяющий проводить экспериментальные исследования продавливания жидкости через дроссельные отверстия различным диаметром, расположенные на расстояние 0,235 м от центра вращения ротора, при статической высоте столба жидкости равной 1,0 м (9796.462 Па). Установлены теоретические расходы жидкости в зависимости от угловой скорости ротора через дроссельные отверстия диаметрами 1.5, 2.0, 3.0 мм. Расчетами также определен коэффициент (k) распределения расхода жидкости от статического давления в общем расходе для различных угловых скоростей ротора. Установлено, что значение коэффициента (k) с увеличением угловой скорости ротора стремится к 1 и не зависит от диаметра дроссельных отверстий.

Для установления истечения различных типов жидкости через дроссельные отверстия и влияния температуры на их расход разработан стенд.

Актуальность темы исследования. В настоящее время использование результатов преобразования одного вида энергии в другую встречается во всех сферах человеческой жизнедеятельности, зачастую это становится для нас обыденностью, что мы даже не задумываемся о тех процессах, которые происходят при этом. Не является исключением преобразование электрической энергии в тепловую путем продавливания теплоносителя через дроссельные отверстия. Преобразование электрической энергии в тепловую имеет ряд преимуществ по сравнению с другими источниками получения тепловой энергии. К основным, из которых можно отнести её легкодоступность, что позволяет создавать тепловые установки там, где это удобно и эффективно, что исключает потери тепла в результате транспортировки теплоносителя на большие расстояния. В случаях производства электроэнергии из возобновляемых источников [9-13], таких как солнечная, ветровая или гидроэнергия, то тепловая энергия является экологически чистым процессом без выбросов вредных газов. Несмотря на эти преимущества, важно учитывать стоимость преобразованной тепловой энергии и сравнивать ее с другими источниками тепловой энергии, чтобы выбрать наиболее экономически и экологически эффективный вариант для конкретных условий.

На сегодняшний день нагрев жидкости при её продавливании через дроссельные отверстия (насадки) широко применяется в тепловых насосах, холодильных установках, системах охлаждения и т.д. Однако всё ёще остаются мало исследованными физические явления происходящие в

гидродинамических установках, где давление жидкости перед дроссельными отверстиями создаются центробежными силами вращающейся массы жидкости. Понимание процессов в гидродинамической установке окажет непосредственное влияние на расширение сфер его применения и будет содействовать экономии энергоресурсов при выработке тепловой энергии.

Таким образом, разработка ИГДУ с применением дросселирования актуальна в контексте стремления к энергоэффективным и устойчивым системам обогрева помещений.

Цель и задачи исследования. Целью данного исследования является создание инерционной гидродинамической установки дроссельного типа для эффективного нагрева теплоносителей.

Основные **задачи** для решения поставленной цели сформулированы следующим образом**:**

- разработка и изготовление стенда для исследования влияния геометрических параметров дроссельных отверстий и типов теплоносителей на расходные показатели.
- получение расчетных показателей расхода теплоносителей и сравнение результатов с экспериментальными данными;
- изготовление инерционной гидродинамической установки дроссельного типа;
- исследования влияния угловой скорости ротора на нагрев и расход теплоносителя;
- определить оптимальный расход жидкости при ее продавливании через дроссельные отверстия
- определить влияние направления вылета струи из дроссельных отверстий ротора на расход жидкости.

Объектом исследования является инерционная гидродинамическая установка дроссельного типа и физические явления в теплоносителях при получении тепловой энергии.

Методы исследования: современные методы обработки результатов компьютерных расчетов и экспериментальных исследований.

Научная новизна включает следующее:

- впервые исследовано влияние центробежных сил на температуру теплоносителя при продавливании его через дроссельные отверстия различного диаметра.
- установлено, что отвод воздуха из полости ротора позволяет увеличить ежеминутный рост температуры теплоносителя в четыре раза, чем при его запирании;
- получено, что инерционная скорость истечения теплоносителя через дроссельные отверстия равна окружной скорости ротора и не зависит от диаметра дроссельных отверстий. Установлено, что предварительное статическое давление, создаваемое в системе, имеет большое влияние только при низких угловых скоростях ротора. С повышением угловой скорости

ротора до 147 рад/с расход от предварительного давления составил 0,8% от общего расхода;

- впервые установлен коэффициент, учитывающий распределение расхода жидкости от статического давления в общем расходе. Установлено, что малая длина дроссельного канала и наличие фаски на входной кромке способствуют увеличению коэффициента расхода жидкости. При угловой скорости ротора 147 рад/с коэффициент расхода $\mu = 0{,}82$. Значения коэффициентов расхода дроссельных отверстий диаметром 1.5, 2.0, 3.0 мм совпадают;

- установлено, что при направлении вылета струи из дроссельных отверстий совпадающий с направлением вращения ротора усиливается расход жидкости, по сравнению с противоположным вращением ротора;

- впервые разработана полноразмерная экспериментальная инерционная гидродинамическая установка дроссельного типа для нагрева теплоносителей. Установлено, что при продавливании жидкостей через дроссельные отверстия рост их температуры не пропорционально связано с вязкостью. Однако вязкость жидкости оказывает сопротивление движению, что приводит к большим потерям энергии при её прохождении через дроссельные отверстия. Эти потери энергии преобразуются в тепло, что увеличивает выделение тепла по сравнению с менее вязкими жидкостями.

Практическая ценность работы:

- разработка технических решений по конструкции ИГДУ, защищенных патентами РК на изобретение;

- использование центробежных сил, вызванных вращающимися массами жидкости, для создания давления перед дроссельными отверстиями ротора, что позволяет применение в качестве внешнего источника электродвигателей малой мощности;

- теоретические и экпериментальные результаты исследования могут быть полезны при разработке различных гидравлических оборудований и для лучшего понимания процессов дросселирования.

- внедрение инерционной гидродинамической установки для обогрева зданий сооружений.

Положения, выносимые на защиту:

1. В результате проведенных расчетов и экспериментальных испытаний установлено, что эффективный нагрев теплоносителя достигается для инерционной гидродинамической установки с диаметрами дроссельных отверстий от 1.5 мм до 3.0 мм и диапазоном угловых скоростей вращения ротора от 42 рад/с до 248 рад/с.

2. Вращение ротора инерционной гидродинамической установки с угловой скоростью 248 рад/с и увеличение суммарной площади дроссельных отверстий от $31.4*10^{-6}м^2$ до $64.34*10^{-6}м^2$ в течение 20 минут обеспечивает возрастание температуры теплоносителя с 52.5ºС до 82.5ºС.

3. Установлено, что изменение угловой скорости вращения ротора до 147 рад/с обеспечивает возрастание объемного расхода жидкости через дроссельные отверстия в 8,9 раза и увеличение доли инерционного расхода до

99.2% при предварительном давлении 0.01 МПа, в подводящей магистрали экспериментального стенда.

Личный вклад диссертанта.

Личный вклад соискателя состоит в выборе путей и методов достижения цели диссертации, разработке и создание инерционной гидродинамической установки, проведении исследований, анализе результатов, обобщении результатов и выводов, написании и публикации научных статей.

Автор принимал участие в планировании эксперимента. Автором проведен анализ теоретических и практических исследований совместно с научным руководителем.

Автором самостоятельно проведены эксперименты и обработаны результаты измерений расхода теплоносителей через дроссельные отверстия и температуры их нагрева.

Связь темы диссертации с приоритетными научными направлениями, крупными научными программами (проектами), основными научно – исследовательскими работами, проводимыми образовательными и научными учреждениями. Диссертационная работа выполнена в рамках научно-исследовательских проектов, финансируемых грантовой поддержкой:

- Грант университета № 07-ВГ-22 «Разработка и создание теплообменников для обеспечения тепловой энергией технопарка тепловым насосом за счет аккумулирования тепла от низкопотенциальных источников», выполненный в рамках внутривузовского гранта КарУ имени академика Е.А. Букетова на научно-исследовательские работы. (2022г.);

Грант Комитета науки Министерства науки и высшего образования РК: AP14870433 «Создание энергосберегающей установки для повышения эффективности теплообменников» (2022-2024 гг.);

- Грант Комитета науки Министерства науки и высшего образования РК: гидродинамической установки для нагрева теплоносителей» (2023-2025 гг.).

Апробация работы и публикации. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях: V Международная научно-практическая конференция «Интеграция современных научных исследований в развитие общества» (2018, Кемерово, Россия); Республиканская научно-практическая конференция, посвященная 80-летию профессора Ж.С. Акылбаева «Актуальные проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики» (2018, Караганда, Казахстан); Международная научно-практическая конференция «Наука, образование и производство в условиях Четвертой промышленной революции» (2018, Караганда, Казахстан); Восьмая международная конференция «Modern Trends in Science» (2019, Blagoevgrad, Bulgaria); XII международная научная конференция «Хаос структуры в нелинейных системах» (2022, Павлодар, Казахстан); I Международная научно-практическая конференция «Technical sciences new ways of creating scientific ideas for implementation» (2023 г., Varna, Bulgaria).

Публикации. По результатам диссертационной работы опубликовано 15 печатной работы: 5 статей в журналах, входящих в базы WOS и Scopus (2 статьи Bulgarian Chemical Communications, (процентиль 17%); 1 статья Heat Transfer Research, (процентиль 55%); 2 статьи Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, (процентиль 39%)); 3 статьи в журналах, рекомендованных Комитетом по обеспечению качества в сфере науки и высшего образования МНиВО РК, и 5 публикаций в материалах международных конференций, в том числе 3 статьи в странах дальнего зарубежья. Получены два Патента РК на изобретения.

Структура и объем диссертации. Структура диссертационной работы определена поставленными задачами и состоит из введения, трех разделов, заключения и библиографии. Она изложена на 115 страницах машинописного текста, иллюстрируется 46 рисунками, 12 таблицами, содержит список цитируемой литературы из 123 наименований.

1 АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБЪЕКТОВ

1.1 Применяемые конструктивные решения для автономного теплоснабжения

Автономное теплоснабжение является важной темой в современном обществе, поскольку оно предлагает ряд преимуществ относительно централизованного отопления и может сыграть важную роль в достижении устойчивого развития страны.

Одним из главных преимуществ автономного теплоснабжения является независимость от централизованных систем. Это особенно важно для отдаленных районов, где стоимость подключения к главной сети может быть высокой или физически невозможной. Автономное теплоснабжение позволяет объектам быть самодостаточными и не зависеть от внешних факторов.

Существует множество конструктивных решений для автономного теплоснабжения промышленных объектов, которые могут различаться в зависимости от типа здания, климатических условий, бюджета и других факторов. Рассмотрим некоторые из них:

Котельные установки. Это одно из наиболее распространенных решений для автономного теплоснабжения.

Котельные установки по назначению подразделяются на:

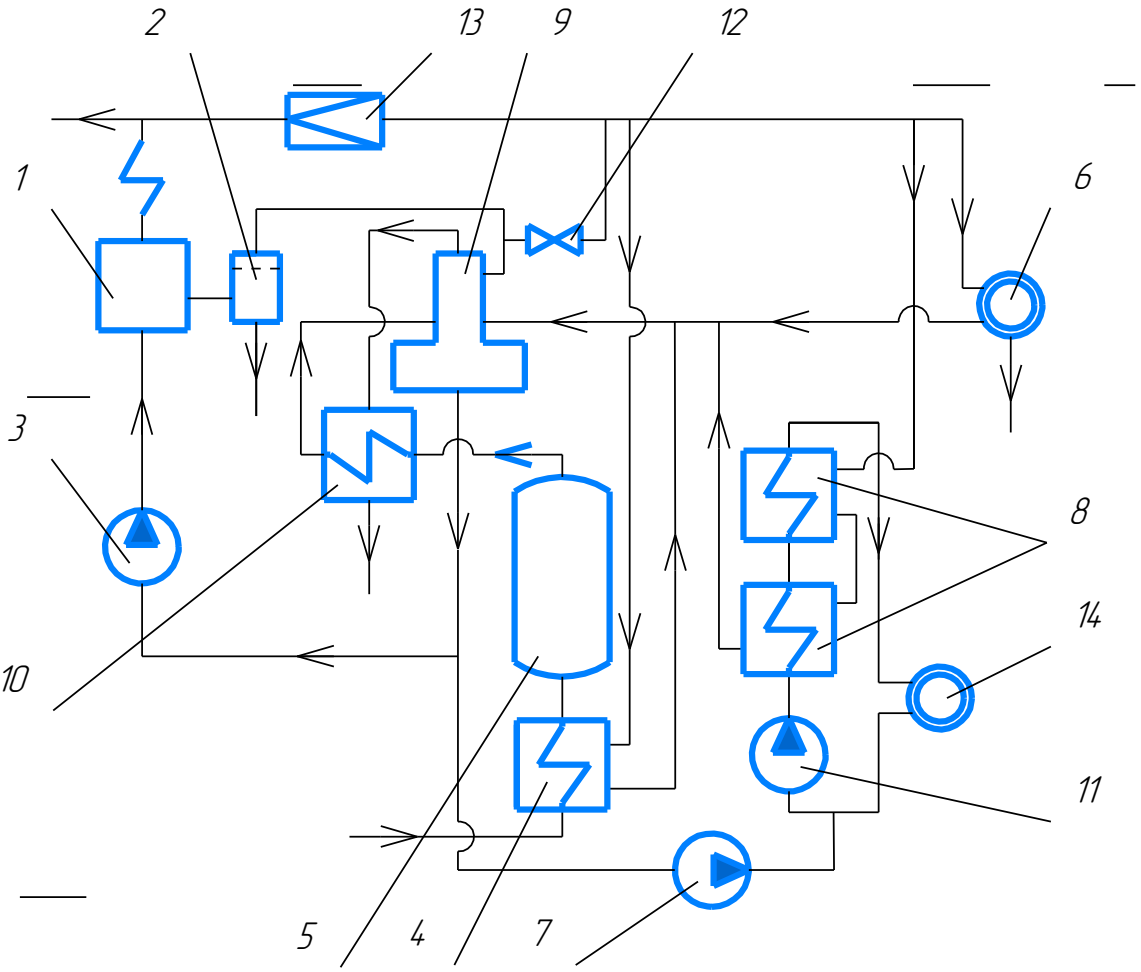
- отопительные;
- отопительно-производственные (рис. 1.1);
- производственные [14-16].

На сегодняшний день существуют различные типы котельных установок, используемых для генерации тепла в промышленных объектах, такие как на жидком топливе, твердом топливе, газовые, электрические.

Котлы на жидком топливе - используют мазут, дизельное топливо или биотопливо в качестве источника тепла для отопления зданий. Такие котлы могут быть использованы в различных объектах, начиная от жилых домов до промышленных предприятий [17].

Газовые котлы - используют природный газ или пропан для производства тепла. Такие котлы являются наиболее распространенными вариантами для гражданских зданий.

Котлы на твердом топливе - используют дрова, уголь или другие твердые топлива для генерации тепла. Такие котлы могут быть полезны в случае наличия доступа к дешевым источникам твердого топлива.



1-котел, 2-расширитель (сепаратор) непрерывной продувки, 3 – питательный насос, 4-подогреватель сырой воды, 5 – химводоочистка, 6- потребитель технологического пара, 7 – насос для подпитки тепловых сетей, 8 – подогреватель сетевой воды, 9- атмосферный деаэратор, 10 – охладитель выпара из деаэратора, 11 – сетевой насос, 12 – регулирующий клапан, 13 – редукционный клапан, 14 – потребитель, использующий тепло на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

Рисунок 1.1. Принципиальная схема отопительно-производственной котельной с паровым котлом для закрытой системы теплоснабжения [18]

Электрические котлы - используются для небольших объектов или там, где нет доступа к другим видам топлива. Они используют электрический нагревательный элемент для производства тепла.

Высокие эксплуатационные расходы, выброс вредных веществ в атмосферу, взрывоопасность и использование первичных источников энергии [19] являются требованиями к ограничению их использования.

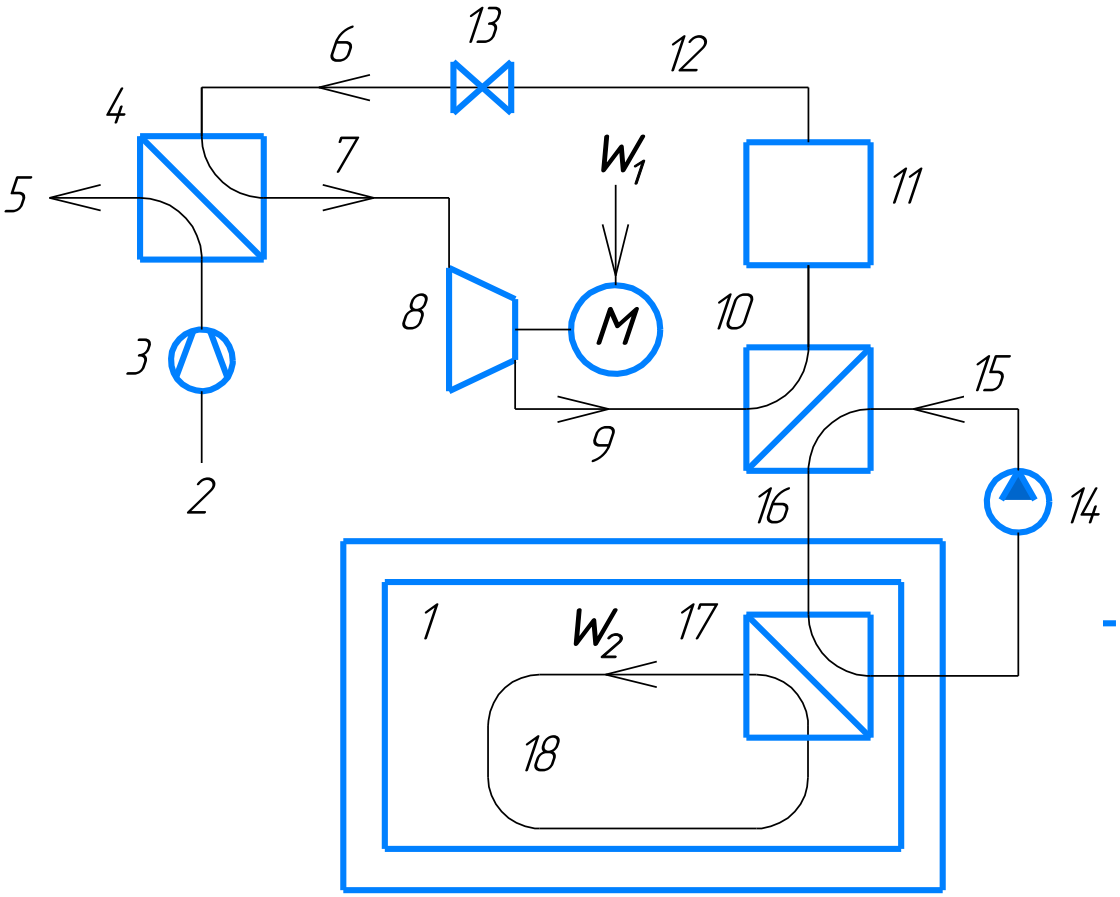
Тепловые насосы. Тепловые насосы (ТН) эффективны и экономичны в использовании, потому что они используют уже имеющееся в окружающей среде тепло, вместо того чтобы генерировать его самостоятельно [20-22].

ТН насос работает по принципу обратного холодильника, он использует компрессор и цикл работы жидкости, которая испаряется при низком давлении, а затем сжимается при высоком давлении, что повышает ее

температуру. Затем горячая жидкость переносит тепло в помещение через теплообменник.

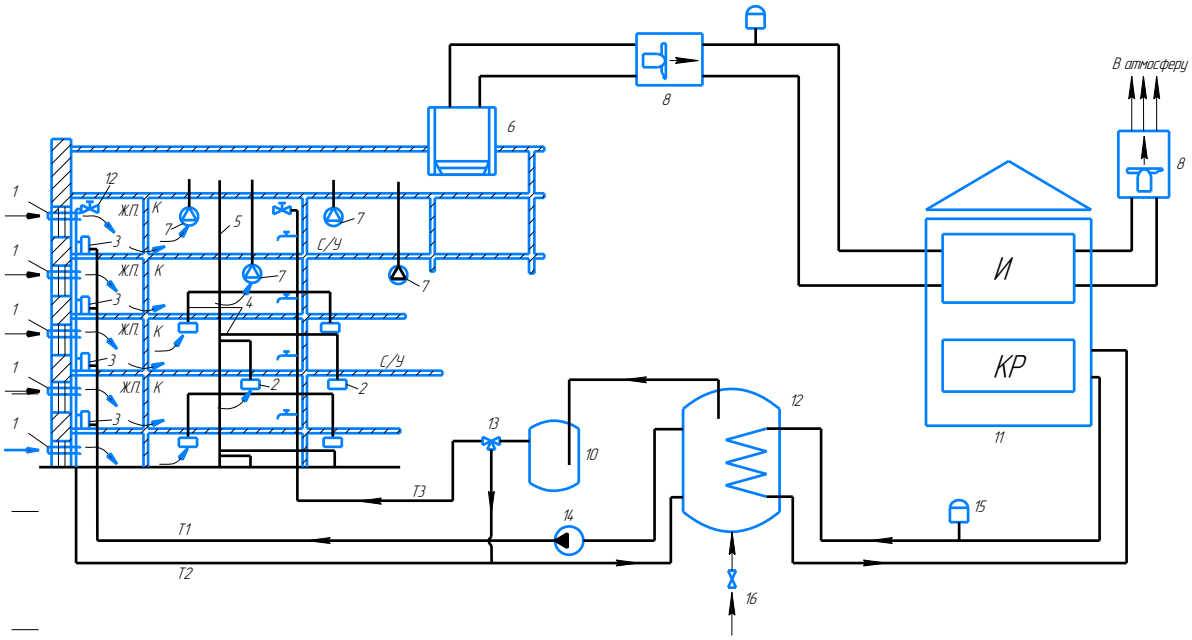
По первичному источнику тепла тепловые насосы делятся на следующие виды:

- воздух-воздух (рис. 1.2) [23];
- воздух-вода (рис. 1.3) [24];
- вода-вода;
- грунт-вода [25].



1 - отапливаемое помещение, 2 - наружный воздух (например, +6°С), 3 - вентилятор, 4 - испаритель, 5 - охлажденный наружный воздух (например, до +2°С), 6 - жидкий хладагент (например, 0°С), 7 - испарившийся хладагент (с той же температурой, что и перед испарителем, например, 0°С), 8 - компрессор, 9 - сжатый горячий пар (например, +60°С), 10 - конденсатор, 11 -сосуд хладагента, 12 - жидкий охладившийся хладагент (например, +40°С), 13 - дроссельный вентиль (расширитель), 14 - циркуляционный насос центрального отопления, 15 - охлажденная вода (например, +35°С), 16 - нагревшаяся в конденсаторе вода (например, +50°С), 17 - батарея центрального отопления, 18 - воздух, циркулирующий в отапливаемом помещении, W1 энергия, потребляемая компрессором, W2 тепло, отдаваемое в отапливаемое помещение

Рисунок 1.2. Принципиальная схема воздушного теплового насоса [23, с.1]



1 - приточное устройство (в стене или переплете); 2 - вытяжное устройство (клапан); 3 - отопительный прибор; 4 - вытяжные каналы спутники; 5 -сборный вытяжной канал; 6 – вытяжная шахта; 7 индивидуальный вытяжной вентилятор (на предпоследнем и последнем этажах); 8 – основные вентиляторы; 9 - расширительный сосуд воздуха; 10 - расходный бак горячей воды; 11 -тепловой насос типа «воздух - вода»; 12 - бак аккумулятор горячей воды; 13 -трехходовой вентиль; 14 - циркуляционный насос; 15 - расширительный сосуд горячей воды; 16 - подпиточная вода. Условные обозначения: КР – конденсатор теплового насоса; И - испаритель; Т1, Т2 - подающий и обратный трубопровод системы отопления; Т3 - трубопровод на ГВС; ж.п. – жилое помещение; к - кухня; с/у – санузел

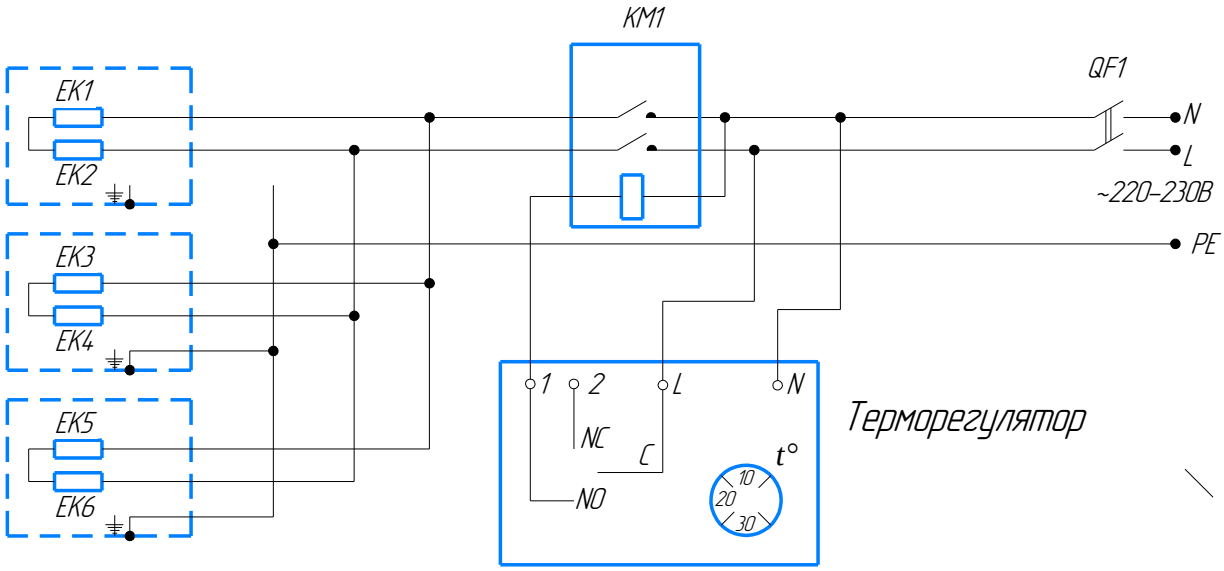
Рисунок 1.3. Система отопления и горячего водоснабжения жилого здания на тепловом насосе типа воздух-вода [24, с. 4]

Эффективность системы теплоснабжения на тепловом насосе типа «воздух-вода» достигается за счет использования утилизационного сбросного тепла из вентиляционных систем здания в качестве низкопотенциального тепла, а также применения в нем двухступенчатого сжатия хладагента. Как технология повышения энергоэффективности и энергоресуросбережения [26], позволяющая частично вытеснить органическое топливо и обеспечить автономное теплоснабжение с минимальными затратами первичной энергии ТН во всем мире получают большое распространение [27]. Однако, они остаются довольно дорогими в установке и требуют тщательного проектирования и подбора оборудования.

Инфракрасные обогреватели. Инфракрасные (ИК) обогреватели используют инфракрасное излучение для нагрева объектов и поверхностей (рис. 1.4). Все современные модели ИК-обогревателей, различаются по диапазону излучения, типу источника энергии и прочим параметрам, однако все имеют общий конструктивный элемент – излучатель [28]. Под воздействием нагрева излучатель испускает поток световых лучей. Чтобы

излучение было направленным, корпус обогревателя оборудуется рефлектором (отражателем).

Применение ИК-обогревателей существенно позволяет сократить расход тепла на отопление и вентиляцию. Это происходит за счет локального нагрева зон помещения, высокого коэффициента полезного действия (КПД) излучателей [29]. Кроме того, к преимуществам систем с ИК-обогревателями можно отнести легкость монтажа, автоматизация и бесшумность их работы.



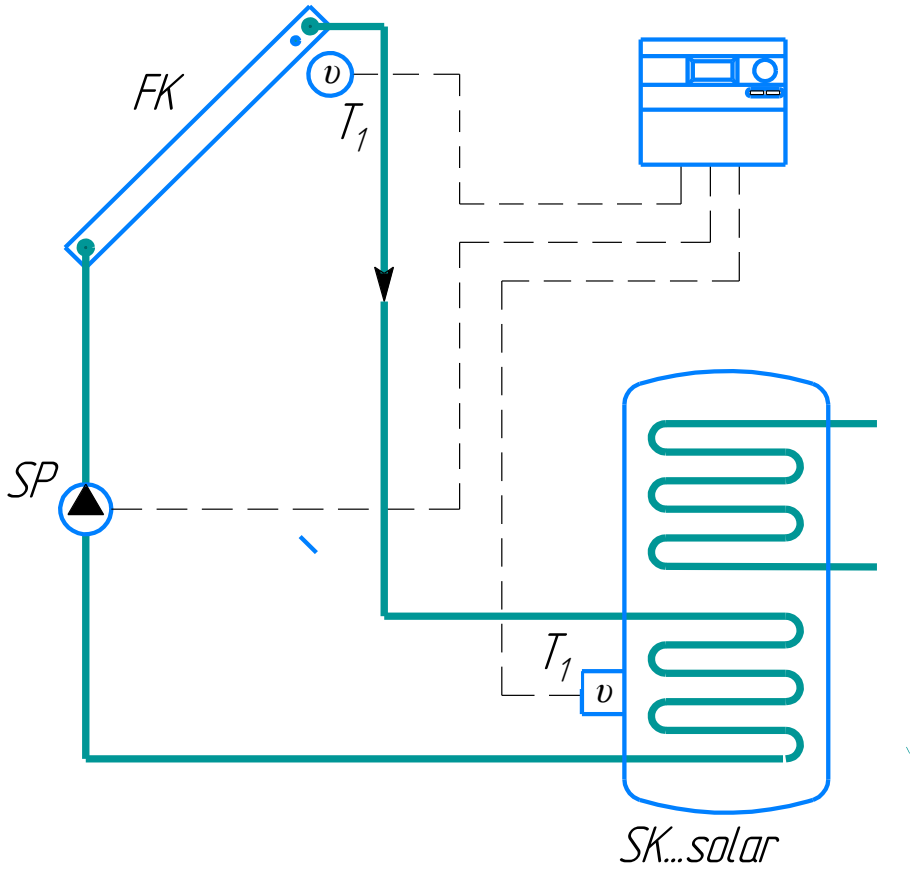
EK1, *EK2*, *EK3*, *EK4*, *EK5*, *EK6* – нагревательные элементы,
KM1 - контактор, *QF1* - выключатель автоматический

Рисунок 1.4. Электрическая принципиальная схема инфракрасных обогревателей *LIN-2.0* при групповом подключении к электрической сети с использованием магнитного пускателя

Наряду с преимуществами инфракрасные обогреватели имеют недостатки такие как ограниченный радиус действия, малая эффективность обогрева больших помещений, относительно высокая цена.

Солнечные коллекторы. Солнечные коллекторы применяются для преобразования солнечной энергии в тепло или электричество, а также в другие виды энергии.

Обычно солнечные коллекторы, предназначенные для производства тепла, включают в себя плоские (рис. 1.5) [30] или цилиндрические панели, которые поглощают солнечное излучение и преобразуют его в тепловую энергию. Эта энергия может использоваться для нагрева воды в бытовых или промышленных системах, а также для отопления зданий.



FK - плоский коллектор, *SK.…solar* – гелиобойлер, *SP* - насос контура солнечного коллектора, T_1 - датчик температуры гелиоколлектора, T_2 - датчик температуры в бойлере, нижний (гелиобойлер)

Рисунок 1.5. Схема подключения солнечного коллектора

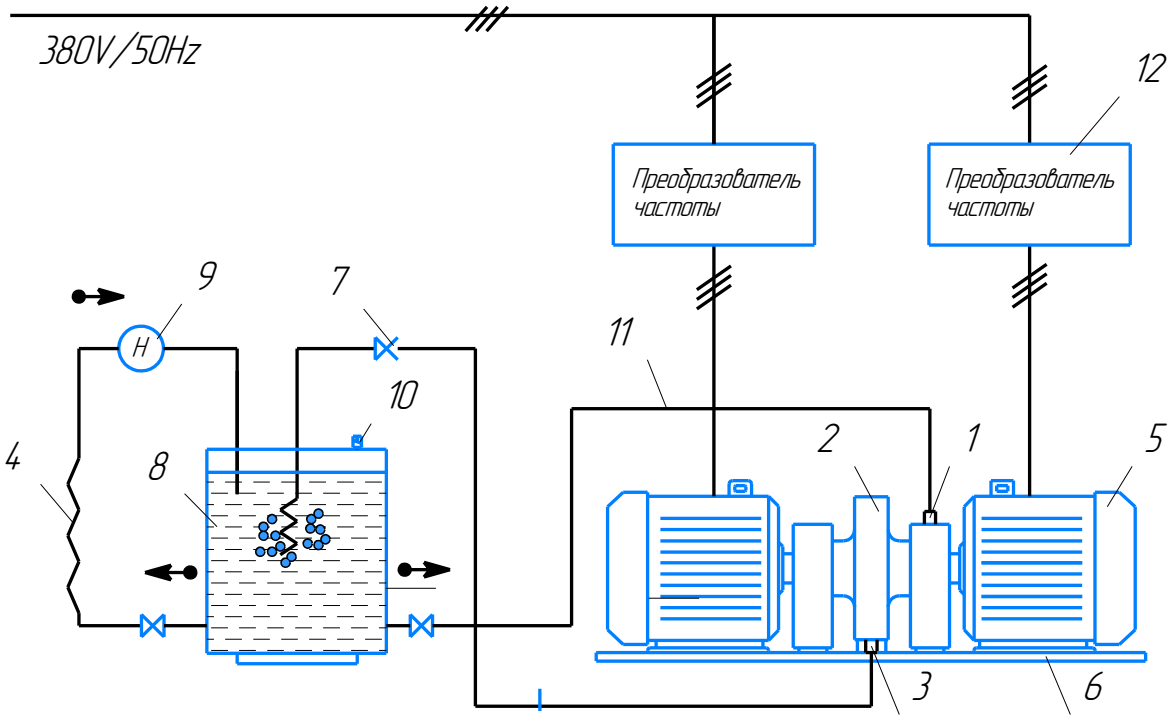
Солнечные коллекторы имеют ряд преимуществ. Они используют бесплатную и экологически чистую энергию солнца, что снижает зависимость от традиционных источников энергии, таких как ископаемые топлива. Они могут быть особенно полезны в удаленных районах, где нет доступа к сети электроснабжения, или в регионах с частыми солнечными условиями. Кроме того, солнечные коллекторы обладают долгим сроком службы и требуют минимального обслуживания [31].

Однако на данный момент времени высокая стоимость установки солнечных коллекторов и зависимость их эффективности от солнечной активности и климатических условий являются сдерживающими факторами. Несмотря на данные факторы, солнечные коллекторы представляют собой важную технологию для использования возобновляемой энергии и снижения негативного влияния на окружающую среду. Поэтому они продолжают развиваться и улучшаться, и их использование становится все более привлекательным.

Гидродинамические нагреватели. В гидродинамических нагревателях тепловая энергия вырабатывается путем активации внешними источниками

внутренней энергии жидкости. К ним относятся вихревые [32], кавитационно-вихревые [33] и дроссельные типы теплогенераторов [34].

Вихревые нагреватели жидкости являются типом теплообменных устройств, которые используют для нагрева или охлаждения жидкостей эффект Ж. Ранка [35]. Вихревой эффект, или эффект Ранка, проявляется в закрученном потоке вязкой сжимаемой жидкости и реализуется в очень простом устройстве, называемой вихревой трубой [36]. При прохождении жидкости через вихревую трубу создаются вихри и турбулентные потоки. Это способствует более интенсивному смешиванию жидкости и более эффективному теплообмену между нагреваемой жидкостью и окружающей средой (рис. 1.6).



1-вход воды, 2-вихревой теплогенератор, 3-выход воды, 4-отопительный прибор, 5-электромотор, 6-рама, 7-вентиль, 8-котел, 9-циркуляционный насос, 10-воздушный клапан, 11-трубопровод, 12-преобразователь частоты

Рисунок 1.6. Принципиальная схема работы вихревого теплогенератора

Рассмотрим запатентованные устройства, позволяющие использовать вихревой и кавитационный эффект для обеспечения обогрева помещений:

- теплогенератор (ТГ) включает в себя насос с электродвигателем, входной трубопровод, вихревой энергопреобразователь, устройство для формирования вихря, установленное на некотором расстоянии от формирователя вихря, на конце вихревой трубы конфузор [37];

- кавитационно-вихревой ТГ включает в себя вихревую камеру с двумя инжекционными патрубками, размещенными под углом 45-90° друг к другу и имеющими разную высоту внутри камеры. Дно нижнего инжекционного

патрубка исполнено в криволинейной форме. Корпус выполнен в виде цилиндрической трубы, где к ее основанию через байпас соединена вихревая камера. В установке предусмотрены тормозные приспособления одна перед вихревой камерой, а второе дополнительное в байпасе. В тормозных приспособлениях предусмотрены по осям корпуса и байпаса ребра и отверстия. Закручивания потока в инжекционных патрубках вихревой камеры осуществляются цилиндрическими втулками с внутренними винтовыми каналами. Корпус к вихревой камере соединяется патрубком с криволинейной формой [38];

- ТГ механический, имеет корпус в виде статора, в верхней части которой имеются для подачи воды два входных отверстия, а в нижней части равноудаленные отверстия для отвода воды и пара. Образующая поверхность корпуса выполнена в виде двух симметричных к оси ответвлений. Входные отверстия расположены под углом к оси статора. Ответвления имеют вихреобразователи и на выходе диффузор, который гидролиниями соединяется с контуром теплопотребления. Причем диффузор на выходе переходит в конфузор с винтовыми каналами [39];

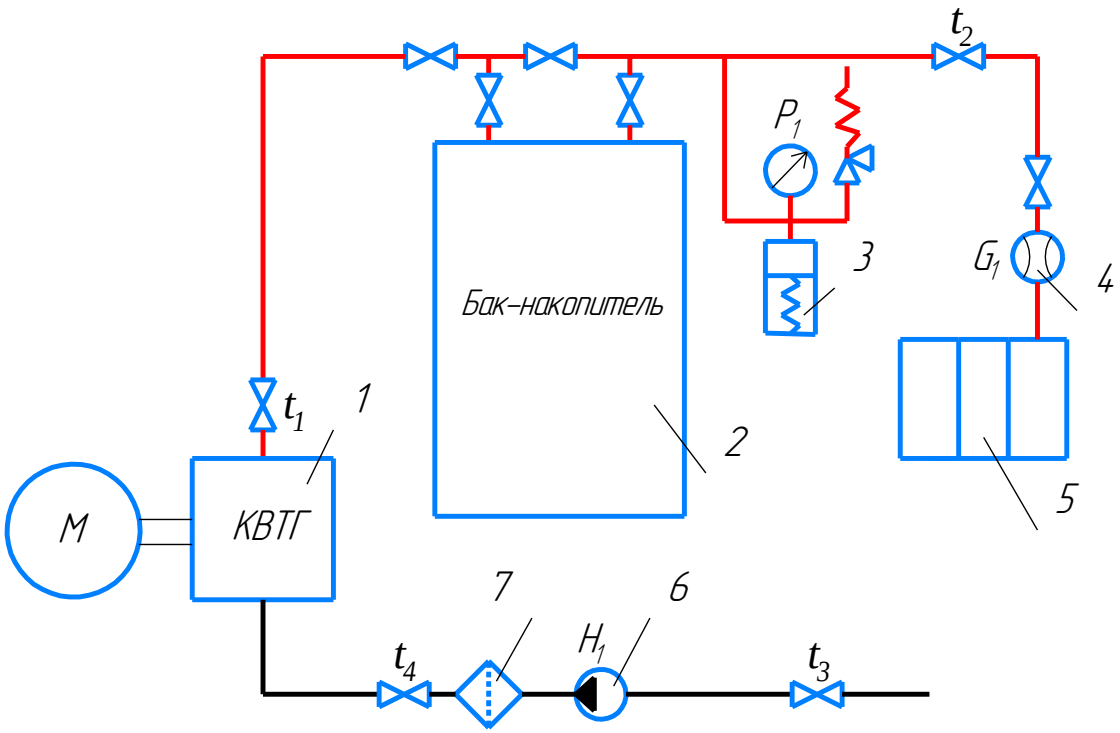
- ТГ кавитационно-вихревой, состоит из подводящего конфузора, сопла (кавитатора), диффузора и рабочей камеры, расположенной между соплом и диффузором, отличается от механического теплогенератора тем, что дополнительно установлен вихреобразователь, исполненный в виде замкнутых криволинейных труб, по внутренней поверхности сопла и криволинейных труб выполнены геликоидальные каналы однонаправленного исполнения [40];

- ТГ состоит из электродвигателя, корпуса с цилиндрической внутренней полостью, внутри которой жестко на валу электродвигателя установлен ротор с множеством углублений и отверстий, он снабжен емкостью, охватывающей электродвигатель и сообщающейся через отверстия с внутренней полостью корпуса [41].

Одним из основных преимуществ вихревых нагревателей является высокая эффективность теплообмена, так как вихревые движения и турбулентность, создаваемые внутри устройства, способствуют более интенсивному перемешиванию жидкости, что повышает эффективность передачи тепла.

Однако у вихревых ТГ есть некоторые недостатки. Вихревые элементы могут подвергаться износу и требовать регулярного обслуживания и замены. Кроме того, применение вихревых ТГ может потребовать более высоких начальных инвестиций по сравнению с традиционными способами получение тепла.

Кавитационный нагрев жидкости основан на использовании физического явления, где за счет локального снижения давления образуются мельчайшие пузырьки пара в жидкости и в момент попадания их в зону высокого давления лопаются, что приводит к нагреву (рис. 1.7).



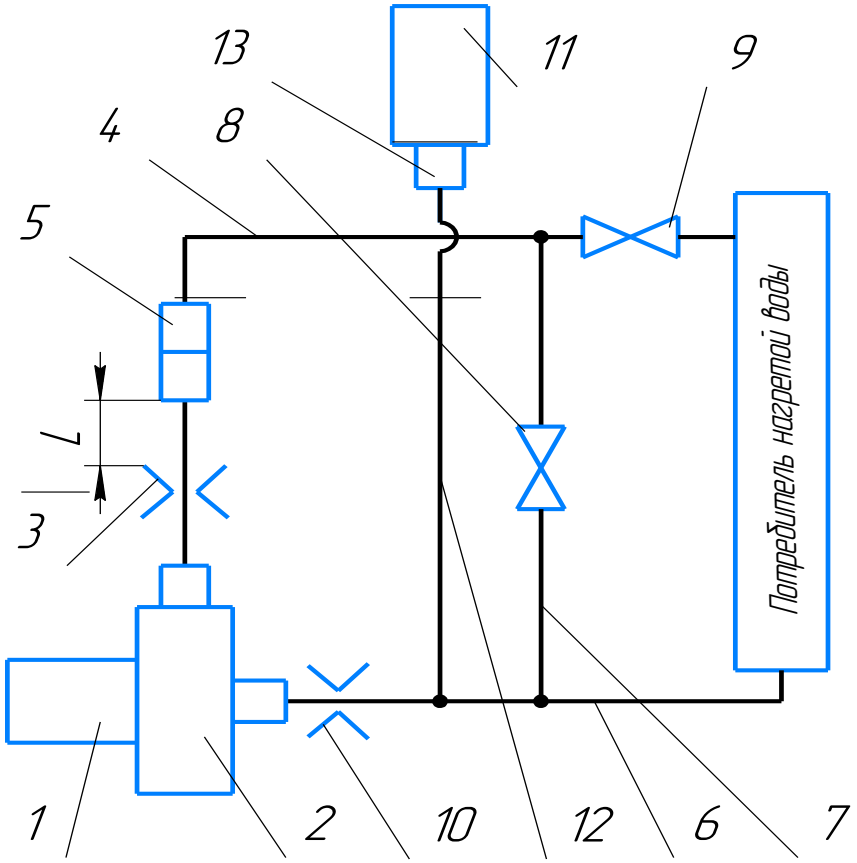
1-кавитационно-вихревой теплогенератор, 2-бак-накопитель, 3-расширительный бак, 4-расходомер, 5-отопительный прибор, 6-насос, 7-фильтр

Рисунок 1.7. Схема работы кавитационно-вихревого теплогенератора

Кавитационный нагрев может быть очень интенсивным и неоднородным. Возникающие в процессе кавитации зоны высокой температуры и давления могут вызывать локальные повреждения или деструкцию материалов в поддержания кавитационных пузырьков. Это может приводить к большим энергетическим затратам и повышенным операционным расходам.

Нагрев теплоносителей продавливанием через дроссельные отверстия является одним из способов контролируемого нагрева. Этот процесс основан на принципах гидродинамики и закона Бернулли, который описывает изменение давления, скорости в сужениях канала, через который пропускается поток теплоносителя (рис. 1.8).

Когда теплоноситель продавливается через дроссельное отверстие, происходит снижение давления и увеличение скорости ее движения. Это приводит к повышению ее кинетической энергии, которая затем преобразуется в тепловую энергию из-за трения между молекулами теплоносителя. Таким образом, при дросселировании теплоносителя происходит повышение ее температуры. Этот принцип может быть использован для нагрева теплоносителей в различных системах, таких как системы отопления, промышленные процессы или лабораторные исследования. В данных гидравлических системах тепловая сеть имеет замкнутую схему, в которой жидкость постоянно циркулирует через дроссели и насос.



1-привод, 2-насос, каноидальная насадка, 3- сужающее устройство в виде коноидального насадка, 4-прямой трубопровод, 5-тормозящее устройство, 6-обратный трубопровод, 7-трубопроводная перемычка, 8-вентиль, 9-дополнительный вентиль, 10-диффузорная насадка, 11-расширительный сосуд, 12-трубопровод, 13-штуцер

Рисунок 1.8. Схема работы теплогенератора дроссельного типа [34, с. 1]

Существует способ получения тепловой энергии, внутри полого ротора теплогенератора имеются два кольцевых ободка с калиброванными дроссельными отверстиями расположенные на разных расстояниях от оси вращения. В установке коническая юбка ротора постоянно находится в воде. При вращении ротора жидкость по юбке поступает в полость ротора и продавливаясь через дроссельные отверстия переходит от одной стенки к другой. На внешней стенке кольцевой стенки отражательные пластины [42].

Недостатком данного способа является малое сечение кольца жидкости перед дроссельными отверстиями, что непосредственно влияет на величину давления и рост температуры теплоносителя.

Однако стоит отметить, что дросселирование может привести к значительным потерям энергии из-за трения и образования турбулентности в потоке теплоносителя. Поэтому для эффективного нагрева теплоносителя дросселированием необходимо учитывать оптимальные параметры дросселя, такие как его размер, форма и материал, а также скорость и давление теплоносителя.

1.2 Внутренняя энергия жидкости

В научных работах многих авторов описаны возможности получения избыточной энергии из внутренней энергии жидкостей [43]. Внутренняя энергия представляет собой суммарную энергию всех молекул и атомов, составляющих вещество в системе. Она включает в себя кинетическую энергию движения частиц и потенциальную энергию, связанную с их взаимодействием и расположением.

Кинетическая энергия движения молекул жидкости связана с их скоростью и массой. Молекулы жидкости находятся в непрерывном тепловом движении, постоянно сталкиваясь друг с другом и с корпусом, в котором находится жидкость. Их случайное движение приводит к созданию тепла, и эта кинетическая энергия является частью внутренней энергии.

Потенциальная энергия взаимодействия молекул связана с их притяжением друг к другу. В жидкостях молекулы находятся достаточно близко друг к другу, чтобы испытывать взаимодействие в виде притяжения или отталкивания. Это приводит к наличию потенциальной энергии внутри жидкости.

Величина внутренней энергии жидкости напрямую зависит от ее вида, температуры и давления. При повышении температуры увеличивается кинетическая энергии молекул, следовательно, и внутренняя энергия жидкости. Влияние давления и состава на внутреннюю энергию может быть более сложным и зависит от свойств конкретной жидкости. При этом внутренняя энергия системы остается постоянной и согласно первому закону термодинамики может переходить из одной формы в другую [44].

Для данного количества вещества, содержащегося в термодинамической системе, температура t, объем V и давление p не являются независимыми величинами, они связаны соотношением

$$f(p,V,t)=0,$$

которое называется уравнением состояния [44, с. 18]. Вид его зависит от свойств используемого вещества. Одну из трех переменных в данном соотношении можно выразить как функцию двух других. Поэтому состояние системы определяется какими-нибудь двумя из трех величин.

Изменения состояния термодинамическая система получает от внешней среды или, наоборот, отдает ей энергию в виде тепла (Q) и работы (L), в результате чего внутренняя энергия системы U изменяется. Переход из состояния 1 в состояние 2 описывается уравнением

$$U_2 - U_1 = Q_{1-2} - L_{1-2}.$$

Правая часть уравнения в отличие от левой не относится к переменным состояния. Переменные правой части уравнения зависят от начальных и

конечных условий состояния. В связи с чем показатели количества тепла могут иметь различные значения [45].

1.3 Технологии использующие внутреннюю энергию жидкости

Известны устройства, использующие вихревую технологию для получения тепла. При воздействии на жидкость внешним силовым полем механического типа, например, создаваемого насосом с электроприводом, возможно получение тепловой энергии за счет [46]:

1) диссипации энергии вихревого движения вследствие необратимого процесса рассеивания части механической энергии движения вследствие вязкого трения и перехода этой энергии в тепло [46, с.14];

2) обратимых фазовых переходов воды из свободного состояния в упорядоченное, близкое к жидкокристаллическому состоянию, в котором удельная теплоемкость воды в этой фазе в два раза меньше чем в свободном состоянии. Так как при механической обработке воды в реакторе фиксированного объема, сопровождаемое кавитацией, часть жидкости переходит в жидкокристаллическое состояние, то этот экзотермический фазовый переход сопровождается выделением избыточного тепла [46, с.14].

Вихревые технологии для автономной отопительной системы основаны на эффекте Ранка−Хилша [47]. Сущность эффекта, классификация и принцип работы систем более полно раскрыты в работе [48]. Однако нет ещё единой выстроенной теории эффекта. В основном работы посвящены разделению потока на холодные и горячие слои, а также в реализуемые в вихревом эффекте термогазодинамические параметры установок. Экспериментальные исследования показали в потоках наличие вихревых структур, а также существенное воздействие прецессии вихревого ядра на процесс разделения энергии [49]. Согласно предположениям о взаимодействии вихрей, процесс разделения энергии является следствием взаимодействия двух вихрей, движущихся вдоль оси навстречу друг другу. При этом периферийный вихрь вращается в соответствии с законом потенциального вихря, а приосевой вихрь в соответствии с законом квазитвердого тела [50]. Важно отметить, что энергоразделение в гипотезе взаимодействия вихрей является сложным и многогранным явлением, которое требует детального изучения и анализа с использованием численных моделей, экспериментов и теоретических подходов.

Физическое явление как кавитация возникает, когда давление в определенной области жидкости снижается до уровня, при котором она начинает испаряться, образуя пузырьки [51]. Затем, когда давление вокруг пузырьков вновь повышается, кинетическая энергия микровзрывов в момент смыкания пузырьков, сопровождаются выбросами давления и температуры (согласно результатам расчетов, показатели температуры достигают 1000-1500°С, а давление 150-200 МПа) [52]. В случае, когда смыкания пузырьков происходит вблизи стенок гидравлической системы, то беспрерывные

микроудары могут вызвать механическую эрозию и местные повреждения поверхностей. Кроме того, высокие температуры и насыщения кислородом зоны смыкания пузырьков приводят к активному окислению соприкасающихся поверхностей. Растворенный в жидкости воздух содержит практически в полтора раза больше кислорода, чем атмосферный [8, с. 29].

Основные способы борьбы с кавитацией:

- повышение давления в зонах возможной кавитации;
- покрытие поверхностей хромом и бронзой;
- применение сталей с добавкой хрома, никеля;
- сплавы титана, кобальта, керамические композиты и т.д.

Возможность управления интенсивностью и эффектами кавитации в жидкости открыла возможность использования данного явления для различных целей, таких как очистка и дезинфекция жидкостей, смешивание реакционных смесей, а также нагрев жидкости для обогрева зданий и сооружений.

Термодинамические процессы при дросселировании жидкости во многом схожи с процессами дросселирования газов, но с некоторыми отличиями, связанными с физическими свойствами жидкостей [53, 54].

При дросселировании жидкости происходит ограничение или сужение её потока, что влияет на давление, скорость и другие параметры жидкости. Рассмотрим основные термодинамические процессы, которые могут происходить при дросселировании жидкости:

1) Адиабатическое сужение [8, с. 235]. Когда жидкость проходит через дроссель, происходит снижение давления. В результате этого процесса уменьшается потенциальная энергия жидкости, а ее кинетическая энергия увеличивается. Во время адиабатического сжатия энергия сохраняется в системе, и внутренняя энергия среды повышается, что приводит к увеличению температуры.

Свойства различных типов жидкостей при адиабатическом сужении:

- вязкость определяет способность жидкости сопротивляться деформации под воздействием сдвигающих сил. При адиабатическом сжатии, вязкие жидкости могут проявлять повышенное сопротивление изменению объема и увеличению температуры;
- адиабатическое сжатие влияет на плотность жидкости. Увеличение плотности может привести к изменению её свойств, таких как инерционные и гравитационные характеристики;
- адиабатическое сжатие приводит к повышению температуры, что в свою очередь влияет на теплоемкость жидкости. Теплоемкость определяет количество теплоты, необходимое для изменения температуры среды на определенную величину;
- адиабатическое сжатие может вызвать изменения в фазовом состоянии жидкости. Например, некоторые жидкости могут переходить в более плотные фазы или испытывать изменение в структуре молекул;

- встречаются случаи, когда адиабатическое сжатие может привести к химическим реакциям в жидкости, что также повлияет на её свойства.

Важно отметить, что свойства адиабатического сжатия могут различаться в зависимости от конкретного типа жидкости и её состава. Кроме того, адиабатическое сужение часто рассматривается в контексте газов и уравнений состояния, но может применяться и к жидкостям с определенными предположениями и приближениями.

2) Изоэнтропийное сжатие [55-58]. При дросселировании жидкость проходит через узкое сужение, что приводит к увеличению скорости и снижению давления. Этот процесс называется изоэнтропийным сжатием, потому что энтропия или мера беспорядка жидкости остается постоянной. В отличие от адиабатического сжатия, изоэнтропийное сжатие может включать обмен теплом с окружающей средой, но так, чтобы энтропия оставалась неизменной.

Энтропия является мерой хаоса или беспорядка в системе. Если система подвергается изоэнтропийному сжатию, это означает, что изменение внутренней энергии компенсируется тепловым обменом с окружающей средой, таким образом, чтобы сохранить энтропию на постоянном уровне.

Важно понимать, что характеристики изоэнтропийного сжатия зависят от свойств конкретного вещества (жидкости или газа) и его состава. Однако для жидкостей, из-за их высокой плотности и некоторых других особенностей, реализация полностью изоэнтропийного процесса может быть более сложной по сравнению с газами.

3) Теплообмен. Теплообмен при дросселировании жидкости возникает, когда жидкость проходит через сужение или дроссельное устройство, такое как клапан, штуцер или сопло. В этом процессе энергия переходит от жидкости к окружающей среде или наоборот, что приводит к изменению температуры жидкости и её физического состояния.

Основной принцип теплообмена при дросселировании определяется изменением давления и скорости движения жидкости. При прохождении через дроссельное устройство происходит снижение давления, что влечет за собой увеличение скорости потока жидкости. Этот процесс сопровождается изменением энтропии и, как следствие, температуры жидкости.

Когда давление жидкости понижается, её кинетическая энергия возрастает, что приводит к повышению температуры. Этот эффект можно наблюдать, например, при расширении пара в турбинах, где его температура возрастает в результате адиабатического расширения.

С другой стороны, при дросселировании жидкости происходит также адиабатическое сжатие, при котором давление и температура повышаются, а объем уменьшается. Этот эффект можно наблюдать, когда газоподобные среды дросселируются в соплах или клапанах.

Общий эффект теплообмена при дросселировании зависит от множества факторов, таких как начальная температура жидкости, давление, скорость

потока, свойства жидкости и окружающей среды, а также конкретный тип дроссельного устройства.

Важно отметить, что при рассмотрении теплообмена при дросселировании жидкости следует учитывать эффекты, связанные с изменением давления и температуры, так как они могут повлиять на процессы и системы, в которых применяется дроссельное устройство.

Работа [59] посвящена экспериментальному анализу потока через дроссельную заслонку, на который воздействует кавитация, а именно пузырьки воздуха, образованные в жидкости. Где количество растворенного газа в жидкости прямо пропорционально парциальному давлению газа в жидкости, которое определяется законом Генри. Таким образом, от температуры и давления жидкости зависит количество растворенного в нем газа.

1.4 Области применения дросселирования жидкости в практических целях

Дросселирование жидкости используется в различных областях для нагрева и охлаждения. Рассмотрим некоторые из них:

1) Климатизация и холодильные системы. В холодильных и в системах кондиционирования воздуха, дросселирование жидкости используется для управления потоком рабочей жидкости (хладагента) и контроля его давления. Поддержание низкой температуры в холодильных системах, осуществляется отводом тепла рабочим телом в окружающую среду [60].

Искусственное охлаждение имеет огромное значение как для пищевой промышленности, где охлаждение является средством сохранения пищевой ценности продуктов так и для создания благоприятной температуры и влажности воздуха в помещениях посредством кондиционирования воздуха.

Холодильные установки условно делятся на две группы [61]. К первой группе можно отнести газовые установки, которые имеют малую эффективность, что отрицательно повлияло на их распространение.

Вторая группа получила более широкое распространение к ним относятся компрессорные паровые установки. Используемые в них хладагент обладают специфическими теплофизическими характеристиками, позволяющими эффективно работать в различных температурных диапазонах. Они могут быть органическими, неорганическими или химическими соединениями. Некоторые из хладагентов могут быть экологически опасными, так как способны наносить ущерб окружающей среде и озоновому слою.

В соответствии с международными соглашениями, такими как Протокол Монреаль, было принято решение о постепенном фазировании и запрете производства и использования опасных хладагентов, включая большинство фреонов. Вместо них были разработаны более экологически безопасные альтернативы, такие как гидрокарбоны (R-290, R-600a) и гидрофторуглероды (R-134a), которые имеют меньший негативный эффект на окружающую среду.

Преимуществом второй группы относительно первой является то, что возможность применения хладагента в жидкой и газообразной фазах позволяет применение обратного цикла Карно [62].

Применение в паровой компрессионной холодильной установке дроссельного вентиля позволяет отказаться от расширительного цилиндра (рис. 1.9), так как дросселированием регулируется необходимое количество хладагента в испарителе, а также заданная холодопроизводительность.

В компрессоре 1 аммиачный сухой насыщенный пар сжимается по адиабате (1-2) до состояния перегретого пара (точка 2). Из компрессора пар нагнетается в конденсатор 2, где полностью превращается в жидкость (процесс 2-3-4). Из конденсатора 2 жидкий аммиак проходит через дроссельный вентиль 3, что сопровождается понижением температуры и давления. Затем жидкий аммиак с низкой температурой поступает в охладитель (испаритель) 4, где, получая теплоту (в процессе 5-1) испаряется и охлаждает рассол, который циркулирует в охлаждаемых камерах. Процесс дросселирования как необратимый процесс изображается на диаграмме условной кривой (4-5) [61].

Использование дроссельного вентиля вместо расширительного цилиндра упрощает конструкцию установки, при этом возникающие дополнительные потери из-за наличия дросселя ничтожно малы относительно затрачиваемого на сжатие и расширение работы в исходном цикле Карно.

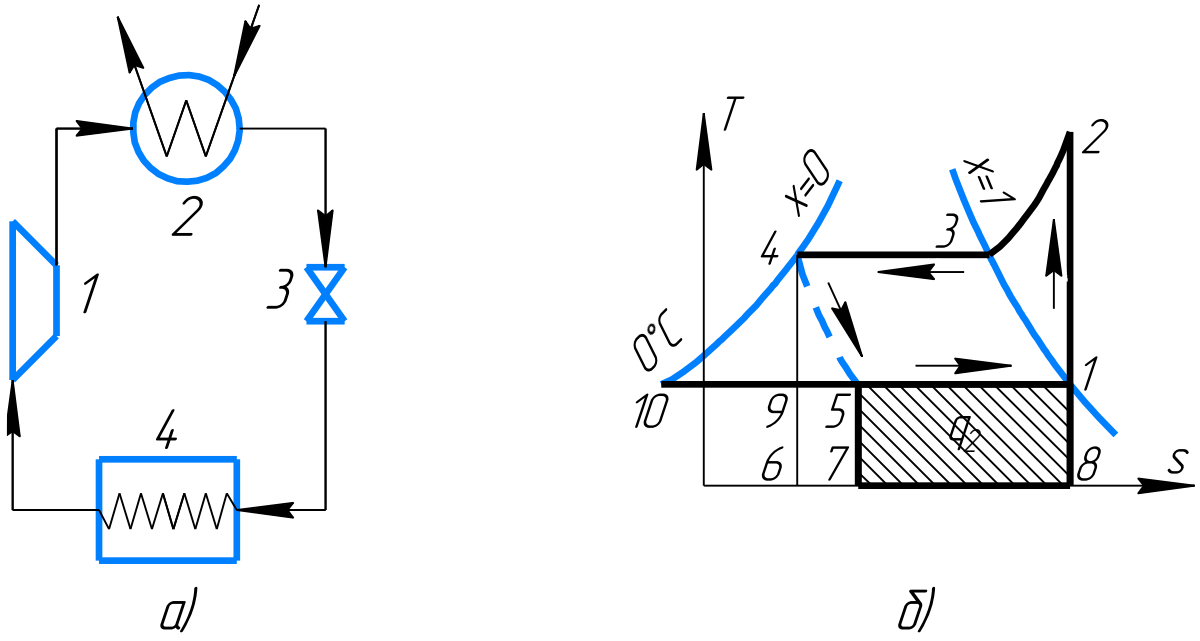


Рисунок 1.9. Схема холодильной компрессионной установки и ее цикл работы в Ts-диаграмме

В промышленных процессах, требующих охлаждения оборудования или материалов, дросселирование может быть использовано для контроля температуры жидкости и поддержания необходимого теплового режима.

2) Тепловые насосы. В тепловых насосах дросселирование играет важную роль в цикле обмена тепла, когда жидкость переходит из жидкой фазы в газообразную и обратно. Это позволяет эффективно передавать тепло от одной среды во вторую, обеспечивая нагрев или охлаждение в зависимости от потребности.

Принцип действия и конструкция ТН идентичны холодильной машине и установке для кондиционирования воздуха, в этих устройствах различна лишь задача: холодильники и кондиционеры используются для охлаждения, а тепловые насосы – для нагрева [63]. Однако в странах с жарким климатом находят большое применение реверсивные тепловые насосы, выполняющие роль отопления в холодный период и кондиционирования в жаркий период года.

3) Транспортные машины. Гидравлические системы транспортных средств и гидрофицированных агрегатов эксплуатирующихся в климатических условиях крайнего севера подвержены перепадам температуры до 120°С. Это связано тем, что перед запуском температура рабочей жидкости в гидравлической системе равна температуре окружающей среды. При работе гидравлических систем в зависимости от вида рабочей жидкости поддерживается температурный режим в пределах 50-90°С. Быстрое достижение оптимальной температуры рабочей жидкости напрямую влияет на надежность и долговечность гидравлических систем, особое внимание необходимо уделить для условий, где температура окружающей среды опускается ниже минус 45°С. В условиях низких температур важно быстрое достижение рабочей жидкости гидросистемы (ГС) заданных температурных режимов для запуска транспортного средства [64-67].

Соблюдение температурного режима привода технических средств напрямую влияет на их безотказность и срок службы. В этой связи для управления температурным режимом приводов внедряют системы предварительного повышения температуры, такие как обдув горячим воздухом, инфракрасные горелки, дросселирование, электрические нагреватели, тепло выхлопных газов и т.д. Кроме того одним из путей повышения эффективности работы привода является теплоизоляция возможных мест, применение масла со специальными присадками и прочие меры [68, 69].

Дроссельный разогрев рабочей жидкости нашел успешное применение в транспортных средствах, технологических машинах и в других устройствах, используемых в открытых условиях крайнего севера. Работа гидравлических систем в рекомендуемых температурных диапазонах повышает их производительность и минимизирует простои. Кроме того, дроссельный разогрев используется для быстрого достижения требуемых диапазонов гидросистем станков, гидрообъемной передачи, входящей в состав бесступенчатой трансмиссии, системы рулевого управления и навесного оборудования тракторов, автомобильных кранов.

В системах охлаждения автомобилей, дросселирование жидкости позволяет контролировать поток охлаждающей жидкости, чтобы поддерживать оптимальную рабочую температуру двигателя.

В современных сверхзвуковых самолётах из-за аэродинамического нагрева обшивки среда, окружающая гидросистему, имеет температуру, значительно превышающую допустимую для применяемых жидкостей. В связи с этим возникает проблема принудительного отвода тепла, т. е. создания искусственной системы охлаждения гидросистемы [70]. В данных условиях конвективный теплообмен не может обеспечить понижение температуры гидросистем аэробусов до заданных и применение устройств дроссельного типа позволяет решить поставленные задачи.

В странах, где отопительные системы работают с использованием масляных горелок особенно актуальна разработка экологически чистых систем для выработки тепла. В работе [71] приведены экспериментальные результаты практической возможности использования эффект дросселирования в гидравлических системах для реализации коммерческих промышленных бытовых систем отопления.

В пищевой промышленности, дросселирование жидкости используется для нагрева или охлаждения продуктов, обеспечивая необходимые условия для обработки и хранения.

В системах охлаждения электронных компонентов, таких как процессоры и графические карты, дросселирование жидкости может быть использовано для эффективного управления тепловым режимом и предотвращения перегрева.

В целом, дросселирование жидкости широко применяется в различных отраслях для контроля тепловых процессов и обеспечения эффективного нагрева или охлаждения. Кроме того, дроссели нашли применение в стабилизации работы гидросистем, где постоянное действие насосов может создать превышающее давление жидкости, которое сбрасывается предохранительным клапаном в гидробак, не выполняя работу. Таким образом, дроссели регулируют уровень потерь и КПД гидроприводов малой мощности.

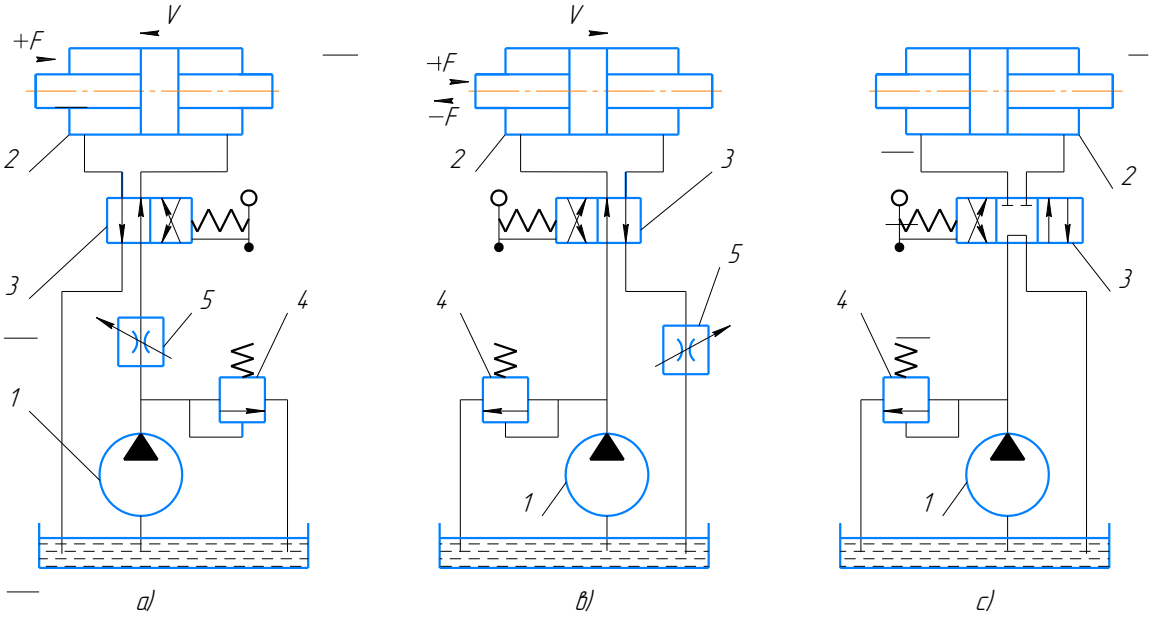
При дроссельном регулировании используется два способа включения регулирующего дросселя: последовательное и параллельное с гидродвигателем [72].

Существуют три варианта последовательного включения дросселя (рис. 10):

- на входе в гидродвигатель (рис. 1.10, *а*);
- на выходе из гидродвигателя (рис. 1.10, *в*);
- на входе и выходе из гидродвигателя (рис. 1.10, *с*).

Скорость перемещения поршня гидропривода реализуется дроссельной заслонкой 5. Раскрытие и закрытие дроссельной заслонки ведет к росту либо уменьшению скорости движения поршня. При этом избыточное давление в

системе создаваемое подачей насоса сбрасывается через слив предохранительным клапаном 4 в бак.



1 – насос нерегулируемый; 2 - гидроцилиндр с двусторонним штоком; 3 - на схемах а) и в) распределитель двухпозиционный, на схеме с) - трехпозиционный; 4 – клапан переливной; 5 - дроссель

Рисунок 1.10. Схема дроссельного регулирования при последовательном включении [72, с. 391]

При последовательном включении потеря давления и КПД не зависят от варианта установки дроссельной заслонки. Тем не менее, более устойчивая работа гидропривода наблюдается, когда дроссель установлен на выходе из гидродвигателя [72, с. 391].

Последовательное включение дросселя показано на рис. 1.11.

На рис. 1.11 дана схема гидропривода с параллельным включением гидродвигателю регулирующего дросселя. Где в точке *M* поток рабочей жидкости разветвляется, один поток через распределитель 3 направляется в гидроцилиндр 2**,** а другой через регулирующий дроссель 5 в бак. Предохранительный клапан 4 открывается в случаях чрезмерного повышения давления в системе. Скорость поршня регулируется изменением степени открытия дроссельной заслонки [72, с. 397]. При малой степени открытия дроссельной заслонки большая доля подачи насоса направляется в гидроцилиндр, тем самым увеличивается скорость поршня**.** Полное закрытии дроссельной заслонки приводит к максимальной скорости движения поршня. В случаях полного открытия дроссельной заслонки скорость движения поршня может упасть до нуля или в зависимости от нагрузки до минимального своего значения.

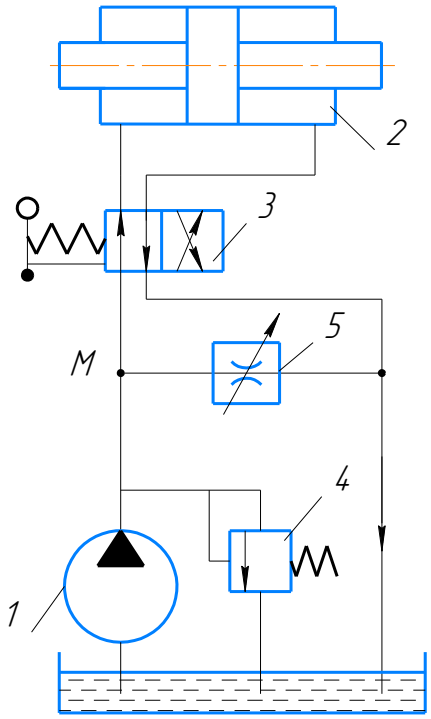
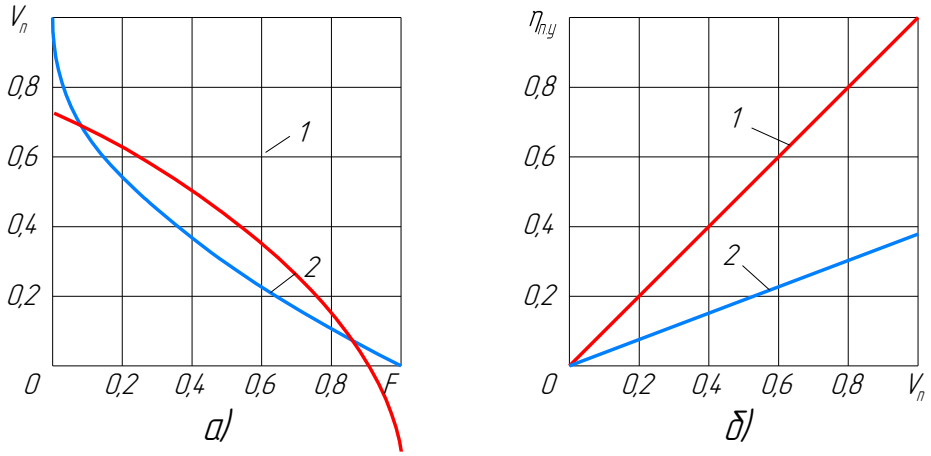


Рисунок 1.11. Схема дроссельного регулирования при параллельном включении [72, с. 397]

На рис. 1.12 представлены нагрузочные кривые, отображающие зависимость скорости движения поршня гидроцилиндра от приложенной нагрузки и сравнения способов регулирования по КПД.

Графики построены для двух режимов соединения: последовательного и параллельного. При этом степени открытия регулирующих дросселей остаются постоянными, а значения максимальной скорости и тормозящей нагрузки одинаковы.



1 – последовательным включением дросселя; *2* – параллельным включением дросселя

Рисунок 1.12. Сравнительные зависимости последовательного и параллельного способов включения регулирующего дросселя с гидродвигателем [72, с.398]

Из рис. 1.12, *а* и *б* видно, что последовательный способ включения регулирующего дросселя обладает большей стабильностью и показатели КПД выше относительно параллельного включения, однако выбор зависит от конкретных требований и условий работы системы.

Для обеспечения гладкой работы системы, когда требуется точное и медленное регулирование используется последовательное включение, а в условиях быстрого и эффективного изменения скорости и направления движения параллельное включение регулирующего дросселя.

В целом, выбор между последовательным и параллельным способами зависит от конкретных требований к системе и целей её эксплуатации.

Широко известен тот факт, что в гидравлической системе с постоянным рабочим объемом при переходе жидкости с высокого давления на низкое без выполнения работы постоянно выделяется тепло, количество которой обычно рассматривают как показатель эффективности системы. Несмотря на то, что в справочниках по термодинамике [73] выделяемое тепло рассматривается как «потери системы», поток жидкости и разница в давлении могут быть преобразованы в полезную работу. В качестве примера можно привести использование данного явления в плавательных бассейнах, где поддержание температуры воды осуществляется циркуляцией ее через гидромотор, дроссель и теплообменник.

Следующим примером применения является контроль температуры теплоносителя в системах отопления больших площадей путем автоматической регулировки положения дроссельной заслонки, что позволяет сохранить разницу температур между линией подачи и обратной линией.

Использование прямого преобразования электрической энергии в тепловую встречается повсеместно. Авторами работ [71, с.461] предлагается способ преобразования электрической энергии в тепловую при помощи гидравлического сопротивления (дроссельной заслонки).

В условиях стабильного роста цен на нефть, становится ясным, что прямое использование электрической энергии через регулирование является более экономически эффективным подходом, чем использование масляных горелок, которые в настоящее время являются основным методом обогрева в Иордании. Этот подход исключает необходимость в хранении и транспортировке масла. Кроме того, предлагаемая система отопления не требует дымоходов и не связана с выбросами вредных веществ. Ее простота и менее сложная структура по сравнению с оборудованием для сжигания дизельного топлива делают ее более привлекательной. На основе вышесказанного, целью данной работы является экспериментальное изучении возможности внедрения гидравлической системы отопления с использованием дросселирования.

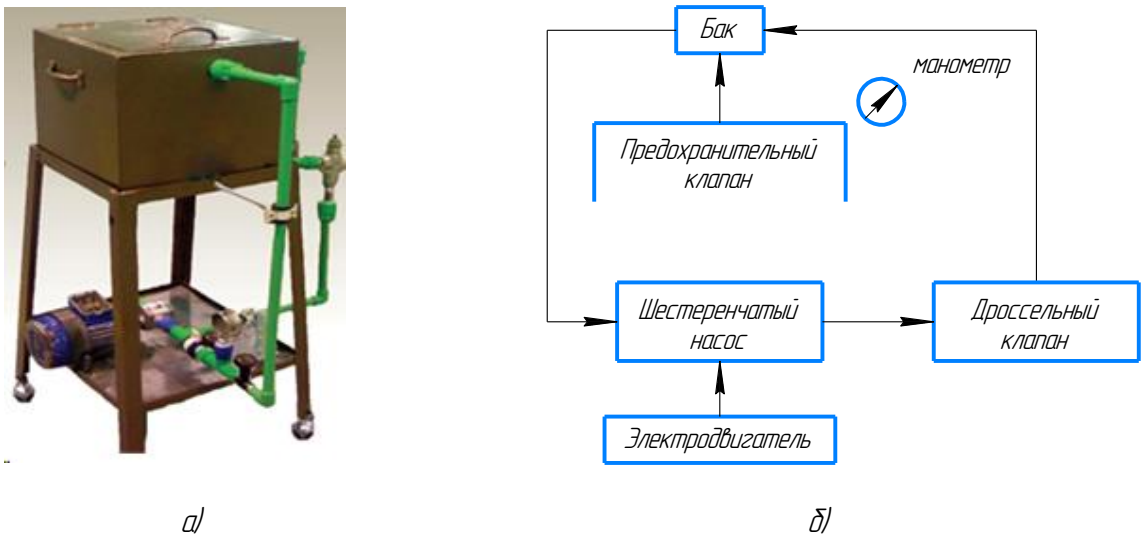
При подаче под давлением в ограничитель [74] из-за трения с внутренними поверхностями дроссельного клапана масло нагревается. Последующая циркуляция нагретого масла в течении определенного времени способствует повышению температуры теплоносителя отопительной системы, в результате чего тепло отдается окружающей среде. Трение между жидкостью и трубой, а

также различные устройства, элементы на линии отопительной системы приводят к нарушению её нормального движения, что характерно для турбулентного потока. Где происходит интенсивное перемешивание частиц и обмен количеством движения между частицами жидкости.

В настоящее время в отопительных системах из-за своей доступности в качестве теплоносителя используется вода. Поскольку применение воды вызывает коррозию, то возникает необходимость в ее химической обработке, а также ежегодной промывки системы. В зависимости от внешних факторов температура теплоносителей в системе отопления может варьировать от 30°С до 90°С в средних её значениях удельная теплоемкость воды составляет 4186 Дж/(кг·град), а минерального масла 1966 Дж/(кг·град). Температура минерального масла для сохранения вязкости ограничивается 82°С [75]. При этом теплосеть не подвержена коррозии, а также интервал времени, необходимый для повышения температуры помещения до заданных значений в два раза короче, чем при использовании воды.

Процесс дросселирования в отопительных системах может вызывать кавитацию [76, 77], при чем вероятность выше у водяных клапанов, чем у масляных [78, 79]. Это связано тем, что вода обладает низкой вязкостью, но высоким давлением паров, которое увеличивается с повышением температуры. Кроме того, плотность и коэффициент расхода воды выше, чем у масла, что увеличивает негативное влияние кавитации на систему отопления. Учитывая все изложенные факторы, в качестве теплоносителя рекомендуется масло.

Структурная схема гидравлического контура и экспериментальная установка приведены на рисунке 1.13.



а) экспериментальная установка; б) структурная схема гидравлического контура

Рисунок 1.13. Гидравлическая отопительная система [74, с.462]

В схему гидравлического контура входят шестеренчатый насос, предохранительный клапан, манометр, дроссельная заслонка и бак. Конструкция бака представляет собой реальный маслонаполненный радиатор домашней отопительной системы, оснащен распределителем масла и имеет размеры 50 × 50 × 25 см. Объем масла в баке составляет 15 литров. В схеме контура из-за малого расстояния между баком и дроссельной заслонкой циркуляционный насос не показан. Шестеренчатый насос мощностью 3 кВт позволяет перекачивать масло с высокой вязкостью и обеспечивать высокое давление в системе. Для случаев резкого повышения давления и возможных отказов в системе предусмотрен предохранительный клапан. Использование шестеренчатого насоса позволяет обеспечить равномерный поток масла без пульсаций, что облегчает процесс дросселирования. Дроссельная заслонка, выполненная как многооборотный клапан с ручным управлением, обеспечивает контролируемый нагрев теплоносителя. Температура измеряется с помощью стеклянного термометра.

Гидравлическая отопительная система позволяет последовательно или параллельно дополнительно добавить в сеть коллекторных трубопроводов, до трех дроссельных клапанов рис. 1.14.

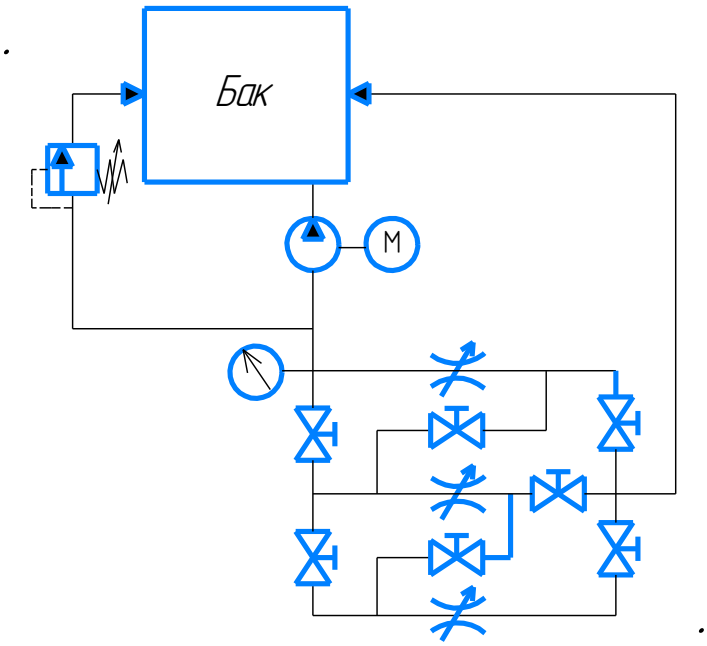


Рисунок 1.14. Гидравлический контур с дополнительными дроссельными заслонками

Эксперимент проводился с использованием одной дроссельной заслонки, регулировка открытия которой осуществляли поворотом её колёсика на 2, 3, 4, 5 оборотов. Насос запускался вручную. Температура теплоносителя измерялась через каждые три минуты до достижения её определенного значения. После снятия показаний каждый раз систему охлаждали до температуры помещения 21°C.

В работе [80] приведен экспериментальный анализ потока через дроссельную заслонку, на который влияет кавитация. Дроссельные заслонки как средства регулирования величины расхода жидкости, оказывают существенное негативное влияние на энергетический баланс гидравлических систем [81]. Это связано с тем, что сужение вызывает увеличение скорости потока и падение давления, а также создает предпосылки к появлению газообразной и паровой кавитации. В составе гидравлических жидкостей, включая масло, содержится некоторое количество воздуха, скопление которой нарушают циркуляцию теплоносителя. В таких условиях приводы гидравлических механизмов не способны обеспечивать быструю реакцию и точность перемещений в соответствии с управляющими сигналами. В данных условиях воздух можно рассматривать как загрязнитель гидравлической системы [82-84].

Воздух как загрязнитель в системы отопления может попадать при их заполнении теплоносителем, подсасыванием из-за не герметичности отдельных соединений на линии насосов и в абсорбированном виде. Другая возможность загрязнения гидравлической системы связана с таким явлением, как газовая кавитация. Причина появления, которой схожа с паровой кавитацией. Где кавитация пара возникает при падении давления в системе ниже давления насыщенного пара. При этом происходит процесс образования пузырьков пара и в заданной температуре выделения небольшого количества неконденсируемого газа [85]. Отличительной разницей между газовой и паровой кавитацией является то, что при падении давления ниже уровня давления насыщения растворенного газа с жидкости происходит выделение газа. Это различные физические процессы, происходящие в жидкостях. Паровая кавитация сопровождается фазовым переходом между жидкой и газовой фазами, то газовая кавитация связана с диффузионными процессами в жидкости [86]. На гидравлические системы воздействуют оба процесса. Однако условия для выхода пузырьков пара масла достичь сложнее по сравнению с выделением пузырьков водяного пара. Это связано с разными свойствами жидкостей, которые проявляются, в том числе, очень низким давлением насыщенных паров масла и может варьироваться в зависимости от диапазона рабочих температур, добавленных присадок, типа гидравлического масла и т. д. Газовая кавитация, на которую влияет количество растворенного газа в жидкости, гораздо чаще встречается в масляных гидравлических системах. Гидравлические масла могут содержать значительно больше растворенного воздуха (до 10 %) по сравнению с водой [86]. Для установления зависимости температуры нагрева от вязкости и плотности теплоносителя авторами использовалось минеральное масло HV46. Измерения проводились в пределах температурного диапазона масла от 39,5°C до 43,5°C. Для визуального исследования кавитации в гидравлической системе дроссельный клапан (рис. 1.15) был помещен в блок из прозрачного материала. Съемки отдельных измерений осуществлялись с помощью камеры макрообъективом.

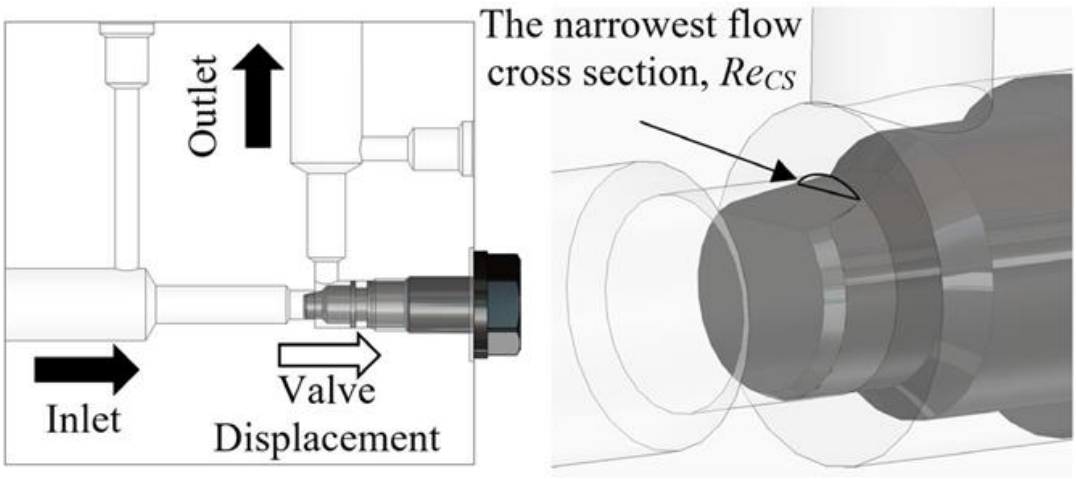


Рисунок 1.15. 3D-модель дроссельного клапана [75, с.4]

Исследования показали, что очень низкое давление и высокая скорость гидравлического масла в дроссельном клапане влияет на выделение пузырьков воздуха и как следствие возникновению газовой кавитации. Возникновение и интенсивность газовой кавитации происходит в местах, где из-за геометрии клапана происходили завихрения. Однако существуют различные способы борьбы с кавитацией при дросселировании такие как специальные материалы, увеличение давления, контроль скорости потока, скругления входных сужения и т.д. Комбинация или правильный выбор способа может успешно решить проблему кавитации.

1.5 Роль электрической энергии для теплоснабжения

Электроэнергия прочно вошла во все сферы человеческой жизнедеятельности в современном обществе. Её влияние охватывает множество аспектов нашей повседневной жизни и экономической деятельности.

Республика Казахстан обладает обширными природными ресурсами, включая нефть, газ и уголь, которые играют ключевую роль в экономике страны. С самого начала независимости правительство стремилось развивать и использовать ископаемые топливные ресурсы, придавая им приоритет перед альтернативными источниками энергии. В настоящее время по данным Европейского банка реконструкции и развития (ЕБРР), более 70% электричества в стране производится на угольных электростанциях [87], что приводит к серьезным проблемам загрязнения воздуха и оказывает негативное воздействие на здоровье и благополучие населения. Необходимо отметить, что на 2023 год 76% тепловых электростанций эксплуатируются свыше 50 лет и имеют средний износ основного оборудования 66% [88]. В создавшихся условиях важно обратить внимание на необходимость переосмысления энергетической стратегии Казахстана в сторону более устойчивых и экологически чистых источников энергии. Многообразие источников

производства электроэнергии, включая возобновляемые, такие как солнечная и ветровая энергия, а также традиционные, такие как уголь, газ и ядерная энергия, способствует энергетической безопасности, уменьшая зависимость от конкретных ресурсов.

Электроэнергия является универсальной формой энергии, которую легко передавать и преобразовывать в различные виды энергии, такие как механическая, тепловая или световая. Это делает ее удобной для использования в различных потребительских и промышленных приложениях.

Казахстан благодаря своему географическому расположению, обладая значительным потенциалом для внедрения возобновляемых источников энергии (ВИЭ) в 2013 году приняла Концепцию по переходу к "зеленой экономике". Эта инициатива входила в рамки стратегического плана развития страны и устойчивого развития, направленного на диверсификацию экономики и снижение зависимости от традиционных ископаемых ресурсов.

Согласно поручению Главы государства о достижении углеродной нейтральности к 2060 году, предусмотрены конкретные целевые меры по достижению 15 % доли ВИЭ к 2030 году, 50 % к 2050 году с учетом альтернативных источников энергии [89].

В 2023 году больше всего электроэнергии выработали ветровые электростанции – 2,575 млрд кВт*ч и солнечные – 1,572 млрд кВт*ч. Малые гидроэлектростанции дали 760,9 млн кВт*ч, биоэлектростанции – 2,25 млн кВт*ч. Таким образом, доля ВИЭ (рис. 1.16) в общем объеме производства электроэнергии составила 5,97% [89].

Из рис. 1.16 видно, что использование ВИЭ в производстве электроэнергии имеет ежегодный рост. Однако если рассматривать относительно таких стран как Исландия, Норвегия, Бразилия, где доля превышает 50% [89], то можно с уверенностью сказать, что поиск дополнительных резервов необходим. Так как использование ВИЭ при производстве электроэнергии является более экологически чистым и менее вредным для окружающей среды по сравнению с традиционными источниками, такими как уголь и нефть.

Рисунок 1.16. Распределение по годам доли электроэнергии, произведенной ВИЭ в Казахстане

Электрическая энергия играет важную роль в системах теплоснабжения, особенно в современных городах и промышленных предприятиях. Её роль может быть разнообразной, и зависит от конкретных технологий, используемых в системах теплоснабжения. Ниже представлены некоторые из основных аспектов роли электрической энергии в теплоснабжении:

- электрические котельные. Электрические котлы являются одним из способов производства тепла. Они могут использоваться для нагрева воды отопительной системы или горячего водоснабжения;
- тепловые насосы. Тепловые насосы эффективно используют электрическую энергию для извлечения тепла из окружающей среды (воздуха, почвы или воды) и передачи его в систему отопления;
- электрические нагреватели воды. В бытовых условиях электрические нагреватели воды часто применяются для подготовки горячей воды для домашних нужд;
- автономные электрические системы теплоснабжения. В ряде случаев, электрическая энергия может использоваться в автономных системах теплоснабжения, например, в комбинированных котельных, где производится тепло и электроэнергия;
- управление и автоматизация. Электрические системы обеспечивают точное и эффективное управление процессами, регулирование температуры и распределение тепла в системе;
- интеграция с возобновляемыми источниками энергии. Электрическая энергия легко интегрируется с возобновляемыми источниками энергии, такими как солнечные панели или ветрогенераторы, для создания более устойчивых и экологически чистых систем теплоснабжения.

Итак, электрическая энергия в теплоснабжении может рассматриваться как эффективный и гибкий способ предоставления тепловой энергии, особенно при использовании новых технологий и стремлении к устойчивому энергетическому будущему.

Выводы по первой главе

Многие технологические процессы, в разных сферах нашей деятельности, требуют тепловую энергию различной величины. Одним из таких процессов является и отопительная система, занимающая значительное место в энергетическом балансе страны. Обзор литературных источников показал, что существуют наряду с центральными системами различные варианты автономных систем теплоснабжения. Выработка тепловой энергии в которых производятся различными способами, такими как локальные котельные установки, тепловые насосы, инфракрасные обогреватели, солнечные коллекторы, гидродинамические нагреватели и другие. Множество условий и факторов, влияющих на выбор источника тепловой энергии стимулируют

поиск новых эффективных, экологических конструктивных решений для автономных тепловых систем, каким является ИГДУ дроссельного типа.

Гидродинамические установки дроссельного типа, использующие поле центробежных сил, обладают рядом преимуществ по сравнению с известными гидродинамическими установками, такими как вихревые, кавитационные, кавитационно-вихревые ТГ, применяемые для обогрева зданий и сооружений. Основные преимущества включают в себя простоту изготовления, низкую стоимость, долговечность и возможность использования для активации внутренней энергии теплоносителей электродвигателей малой мощности.

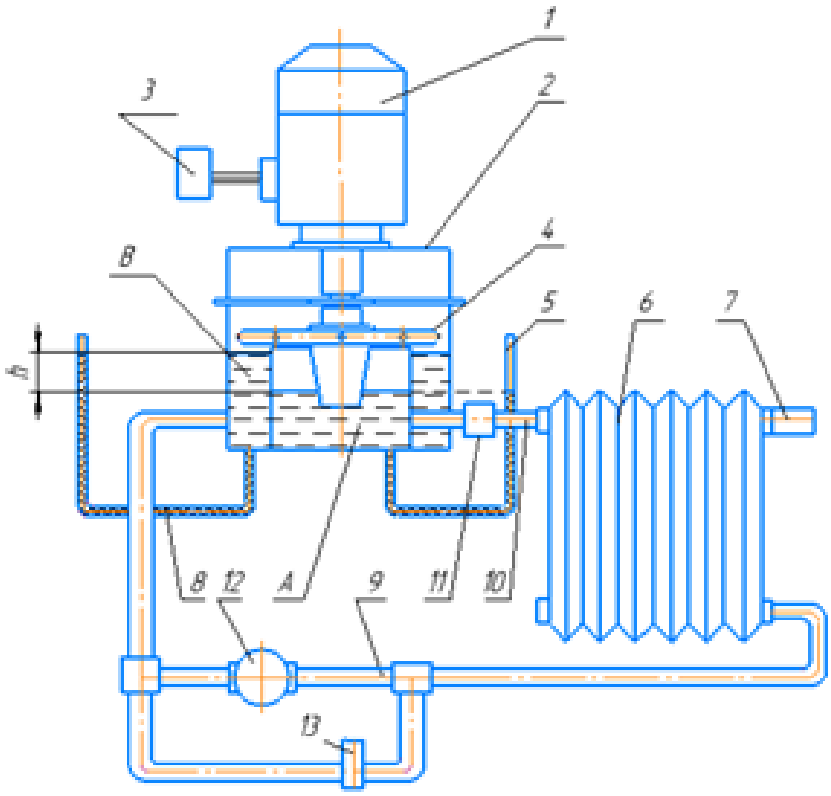
Кроме того, использование ИГДУ дроссельного типа исключает многие негативные факторы связанные с другими нетрадиционными способами обогрева помещений и горячего водоснабжения, такие как зависимость от погоды, местоположения, значительная стоимость и.т.д.

Дросселирование как термодинамический процесс получил широкое применение в различных областях, таких как климатизация, холодильные системы, тепловые насосы, транспортные и авиационные средства. Поэтому в данной работе рассмотрены способы и методы дросселирования такие как дроссельные заслонки, регулирующие клапаны, изменение диаметра трубопровода, дроссельные насадки и.т.д. Выбор которых зависит от конкретных поставленных задач к гидравлической системе.

2 РАЗРАБОТКА ИНЕРЦИОННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ НАГРЕВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

2.1 Схема установки отопительной системы

В предлагаемой отопительной системе электрическая энергия преобразуется в механическую (вращение ротора) затем в гидравлическую (энергия вращающейся массы теплоносителя) и, в результате в тепловую (дросселирование теплоносителя). На основе этого разработана схема отопительной системы (рис. 2.1) для экспериментального исследования эффективности получения тепла в условиях автономного теплоснабжения.



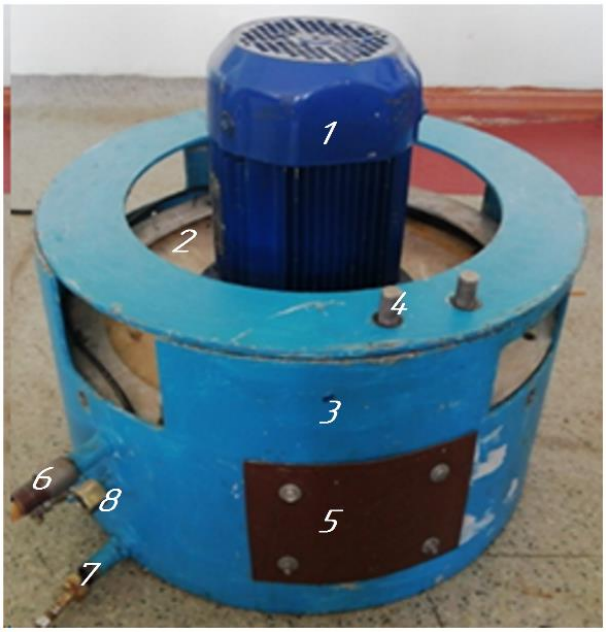
1- электродвигатель; 2- корпус; 3- частотный преобразователь «ВЕСПЕР»; 4 – ротор; 5, 8 – уровнемеры; 6 – радиатор; 7 – температурное реле; 9– сливная магистраль; 10 – напорная магистраль; 11 – дроссель; 12 – насос; 13 – задвижка

Рисунок 2.1. Общий вид отопительной системы с применением инерционной гидродинамической установки [6, с.65]

В отопительной системе (рис. 2.1) электродвигатель, установленный в корпусе ИГДУ, приводит во вращение ротор. Ротор установлен над поверхностью жидкости и выполнен в виде, полого цилиндрического барабана с конической юбкой. Часть конической юбки постоянно находится в жидкости, а на боковой стенке барабана установлены дроссели с

калиброванными отверстиями. Частотный преобразователь «ВЕСПЕР» обеспечивает изменение числа оборотов ротора в диапазоне 0...3000 об/мин [90]. Контроль разности уровней жидкости в полостях установки осуществляется уровнемерами. Для фиксирования и ограничения максимального значения температуры воды в радиаторе, предусмотрено температурное реле. Нагретая жидкости из полости *B* поступает самотеком по напорной магистрали через задвижку, радиатор и сливную магистраль в полость *A*. В сливной магистрали установлен дроссель для регулирования уровня жидкости в полости *A*. Для поддержания перепада высоты *h* при значительных расходах жидкости на напорной магистрали установлен насос, который работает при закрытой задвижке**.**

Ключевым органом отопительной системы, является ИГДУ (рис. 2.2), которая выполняет роль как динамичного насоса, так и нагревателя жидкости.



1-электродвигатель с ротором; 2- подвесная плита крепления электродвигателя; 3- корпус установки; 4- шпильки крепления подвесной плиты; 5-смотровое окно; 6-штуцер отвода горячей воды; 7-штуцер подвода воды; 8-разъем для крепления электронно-цифрового термометра.

Рис.2.2. Полноразмерная экспериментальная установка [6, с. 64]

Принцип работы динамических насосов основан на использовании кинетической энергии жидкости для создания давления и перемещения её через гидравлическую систему. Обычно они работают с высокими скоростями вращения или движения, что позволяет им эффективно перемещать жидкость.

По характеру взаимодействия между рабочими органами и жидкостью динамические насосы делятся на лопастные и трения [91].

В лопастных динамических насосах передача энергии происходит за счет вращения колеса с лопастями, которые захватывают жидкость из окружающей

среды и передают ей движение через всю систему. Лопастные динамические насосы широко применяются в различных областях, благодаря своей эффективности и надежности.

ИГДУ по своему функционированию относится к динамическим насосам трения, где перемещение жидкости осуществляется благодаря силам трения [92-93].

При относительном перемещении слоев жидкости на поверхностях их соприкосновения возникают силы внутреннего трения, которые иногда называются силами вязкости. Согласно струйной модели потока, медленно движущийся слой жидкости замедляет движение соседнего слоя, движущегося быстрее, в то время как быстро движущийся слой увлекает за собой медленно движущийся слой. Эти силы внутреннего трения возникают из-за взаимодействия межмолекулярных связей между перемещающимися слоями [94].

Важной особенностью динамических насосов трения является то, что они способны работать при высоких скоростях и обеспечивать значительное давление, что делает их полезными в различных промышленных и коммерческих приложениях, таких как водоснабжение, системы отопления и кондиционирования воздуха, а также в производственных процессах.

2.2 Относительный покой жидкости в юбке ротора инерционной гидродинамической установки

В инерционной гидродинамической установке предложена коническая форма юбки, для лучшей наполняемости полости ротора (рис.2.3).

1-электродвигатель; 2-ротор с конической юбкой; 3-дроссели; 4-подвесная плита крепления электродвигателя; 5-шпильки крепления подвесной плиты

Рисунок 2.3. Общий вид ротора с электродвигателем [6, с. 65]

Для подтверждения, формы юбки предположим, что сосуд с жидкостью вращается с постоянной угловой скоростью ω. При этом из-за трения между стенкой сосуда и слоями жидкости вся ее масса по истечению некоторого времени будет вращаться с той же угловой скоростью. В неинерциальной системе координат x, y, z при заданных условиях жидкость находится в состояние покоя. В этом случае относительно сосуда при написании уравнений равновесия в неинерциальной системе координат, необходимо кроме поверхностных сил, массовых сил тяжести, ввести и переносную силу инерции вращательного движения [95, 96]. Для данного случая переносной силой инерции, является центробежная сила, направленная вдоль радиуса и равная

$$F_ц = \Delta m \omega^2 r, \qquad (2.1)$$

где

Δm - элементарная масса жидкости;

r - расстояние от вертикальной оси до элементарной массы.

Проекции вектора плотности распределения массовых сил от силы тяжести и переносной силы инерции имеют вид:

$$F_{x_1} = 0;\ F_{y_1} = 0;\ F_{z_1} = -g;$$

$$F_{x_2} = \omega^2 x;\ F_{y_2} = \omega^2 y;\ F_{z_2} = 0,$$

где

x и y - горизонтальные координаты произвольно выбранной точки жидкости.

Используя уравнение поверхности равного давления

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0 \qquad (2.2)$$

определим форму ее поверхности. Для этого в уравнение подставим выражения F_x, F_y и F_z, тогда уравнение примет вид

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0.$$

Проинтегрировав получим

$$\frac{\omega^2}{2}(x^2 + y^2) - gz = C,$$

поскольку $x^2 + y^2 = r^2,$ уравнение можно записать в следующем виде

$$C = \omega^2 r^2 / 2 - gz. \qquad (2.3)$$

Согласно формуле (2.3) поверхность жидкости в сосуде имеет параболическую форму (рис. 2.4). При этом в зависимости от значения C давление поверхности параболоиды меняется [8, 93, 94].

Для определения значения произвольной постоянной C координаты её вершины $x = 0;\ y = 0;\ z_{св} = z_0$ подставим в выражение (2.3) и получим

$$C_0 = -gz_0.$$

Тогда уравнение примет вид

$$z_{св} - z_0 = \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2) \Rightarrow \omega^2 r^2 / 2g. \qquad (2.4)$$

Любая частица жидкости (рис. 2.5.), находящаяся в состоянии относительного покоя во вращающемся сосуде, расположенная на расстоянии r от оси вращения, имеет линейную скорость $u = \omega \cdot r$. Высота точки свободной поверхности параболоида, равна

$$h' = z_{св} - z_0 = \omega^2 r^2 / 2g = u^2 / 2g. \qquad (2.5)$$

Ордината вершины параболоида свободной поверхности z_0 при заданной угловой скорости зависит от объема жидкости в сосуде. До вращения сосуда уровень жидкости имеет горизонтальное положение и находится на высоте h с объемом жидкости равным $\pi R^2 h$. При вращении сосуда форма поверхности жидкости изменяется, но ее объем остается неизменным:

$$\int_0^R (z_0 + \omega^2 r^2 / 2g) 2\pi r dr = \pi R^2 h.$$

После интегрирования уравнение свободной поверхности имеет вид:

$$h = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \quad \text{или} \quad z_0 = h - \omega^2 R^2 / 2g. \qquad (2.6)$$

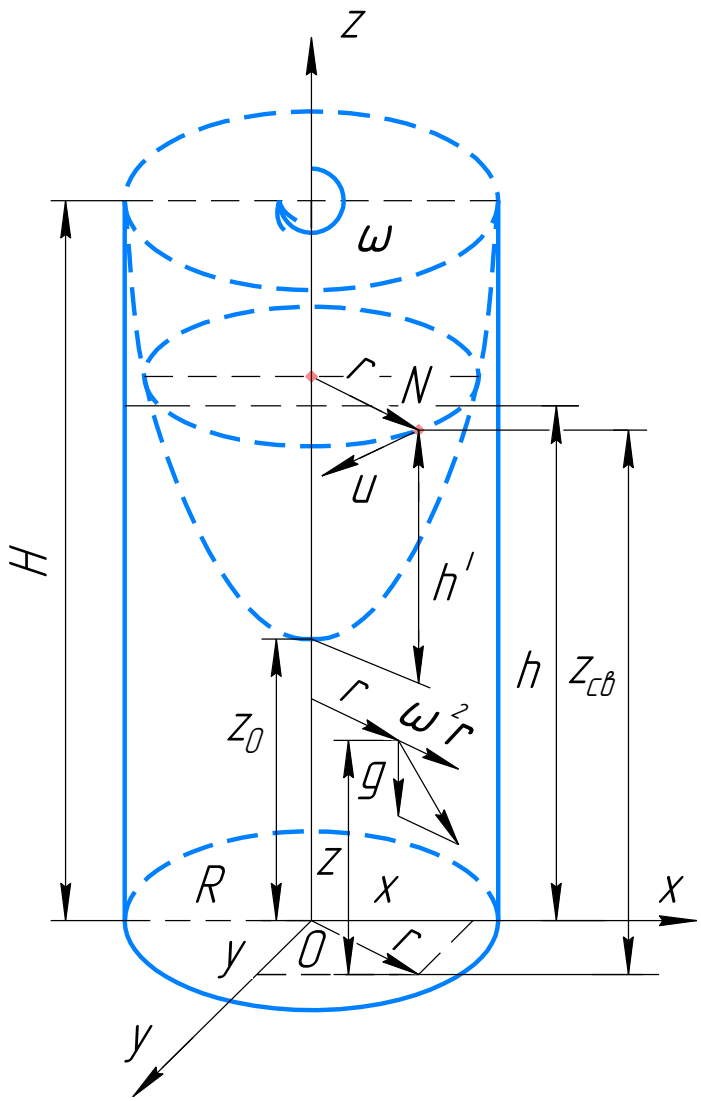


Рисунок 2.4. Силы во вращающейся жидкости

Для установления преимущества конической формы юбки по сравнению с цилиндрической формой определим, до какой максимальной угловой скорости можно раскрутить сосуд, с тем, чтобы жидкость не выплеснулась из него. При этом будем изменять конусность сосудов, а также уровень жидкости в них (рис. 2.5).

Запишем необходимые формулы для расчета показателей цилиндрической и конической форм сосуда.

Цилиндрическая форма сосуда.

Для цилиндрического сосуда объем параболоида вращения $V_{п.ц}$ равен:

$$V_{п.ц} = \frac{1}{2}\pi R^2 (H - z_0). \qquad (2.7)$$

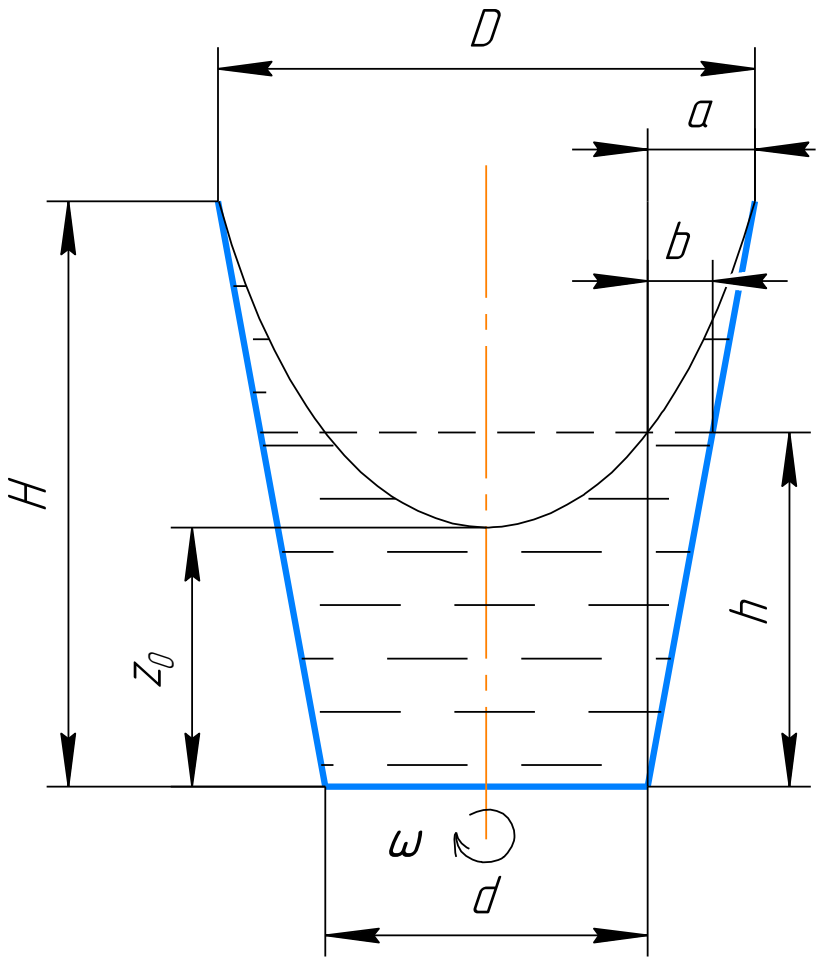


Рисунок 2.5. Показатели конического сосуда [97, с. 222]

Выразим объем жидкости $V_{ж}$, находящейся в цилиндрическом сосуде объемом $V_{ц.с}$, учитывая объем параболоида $V_{п.ц}$:

$$V_{ж} = V_{ц.с} - V_{п.ц} = H \cdot \pi R^2 - \frac{1}{2}\pi R^2 (H - z_0) = \frac{1}{2} \cdot \pi R^2 (H + z_0).$$

Зная объем жидкости в сосуде, находящегося в состоянии покоя, можно записать:

$$h \cdot \pi R^2 = \frac{1}{2} \cdot \pi R^2 (H + z_0).$$

$$h = \frac{1}{2}(H + z_0).$$

$$z_0 = 2h - H. \qquad (2.8)$$

Из выражения (2.6) выразим угловую скорость ω:

$$\omega = \sqrt{\frac{(H - z_0)2g}{r^2}}. \qquad (2.9)$$

Коническая форма сосуда.

Запишем выражение для определения объема конического сосуда

$$V_{k.c} = \frac{1}{3}\pi H(R^2 + R \cdot r + r^2). \qquad (2.10)$$

Для определения объема жидкости в коническом сосуде выражение (2.10) представим в виде

$$V_{п.к} = \frac{1}{3}\pi H(R_1^2 + rR_1 + r^2). \qquad (2.11)$$

где

$R_1 = b + r$ - радиус конического сосуда по уровню жидкости.

Для определения стороны b используем подобие треугольников (рис.2.5), где отношения сторон одного треугольника к соответствующим сторонам другого треугольника равны между собой

$$\frac{H}{h} = \frac{a}{b}, \text{ откуда } b = \frac{a \cdot h}{H}.$$

Из условия, что жидкость не должна выплескиваться через край конического сосуда, объем параболоида $V_{п.к}$ равна

$$V_{п.к} = V_{k.c} - V_{ж} = \frac{1}{2}\pi R^2 (H - z_0).$$

$$z_0 = H - \frac{2(V_c - V_{ж})}{\pi R^2}.$$

$$\omega = \sqrt{\frac{(H - z_0)2g}{r^2}}.$$

Используя вышеизложенные выражения, определим максимальную угловую скорость вращения при которой из сосудов жидкость не будет выплескиваться и показатели внесем в таблицу 1.

Полученные расчетные зависимости угловой скорости вращения сосудов от уровня жидкости в них показывают, что чем ниже уровень жидкости, тем выше необходимое значение угловой скорости (рис.2.6).

Расчетная кривая *1* соответствует цилиндрической форме сосуда, а кривые *2* и *3* конической форме с углами конуса *5*º и *10*º градусов соответсвенно.

Таблица 1

Исходные данные и показатели расчетов из условия не выплескивания жидкости из сосудов [96, с.224]

Общие данные	R, m	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050
	H, m	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110
	h, m	0.090	0.080	0.070	0.060	0.050	0.040	0.030	0.020
Цилиндр. Сосуд	$V_{ц.с}$	0.00086	0.00086	0.00086	0.00086	0.00086	0.00086	0.00086	0.00086
	$V_{ж}$	0.00071	0.00063	0.00055	0.00047	0.00039	0.00031	0.00024	0.00016
	z_0, m	0.070	0.050	0.030	0.010	-0.010	-0.030	-0.050	-0.070
	ω, rad/s	17.709	21.689	25.044	28.000	30.672	33.130	35.418	37.566
Угол конуса сосуда 5°	r, m	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.04	0.040	0.040
	R_1, m	0.0482	0.0473	0.0464	0.0455	0.0445	0.0436	0.0427	0.0418
	$V_{к.с}$	0.0007	0.0007	0.0007	0.0007	0.0007	0.0007	0.0007	0.0007
	$V_{ж}$	0.00055	0.00048	0.00041	0.00034	0.00028	0.00022	0.00016	0.00011
	z_0, m	0.0907	0.0816	0.0728	0.0644	0.0563	0.0485	0.0411	0.0339
	ω_1, rad/s	17.388	21.100	24.139	26.737	29.015	31.046	32.875	34.538
Угол конуса сосуда 10°	r, m	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030
	R_1, m	0,0464	0.0445	0.0427	0.0409	0.0391	0.0373	0.0355	0.0336
	$V_{ц.с}$	0,00056	0,00056	0,00056	0,00056	0,00056	0,00056	0,00056	0,00056
	$V_{ц.с}$	0.00042	0.00035	0.00029	0.00024	0.00019	0.00014	0.00010	0.00006
	z_0, m	0.091	0.083	0.076	0.069	0.062	0.056	0.051	0.046
	ω_2, rad/s	17.069	20.517	23.246	25.497	27.395	29.016	30.412	31.619

Согласно рис. 2.6, при одних и тех же угловых скоростях высота параболоида H в конических сосудах выше, что подтверждает правильность использования для юбки ротора тепловой установки конической формы (рис. 2.3).

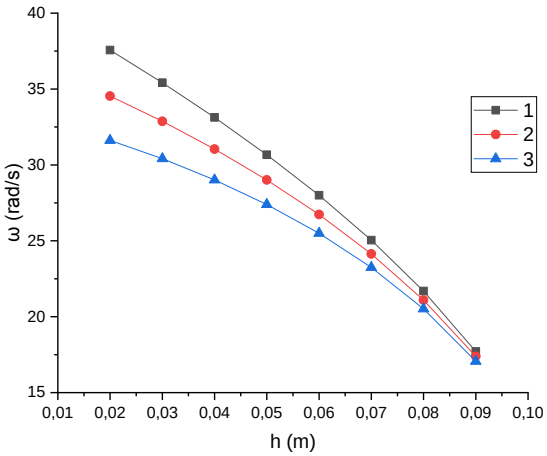


Рисунок 2.6. Зависимость максимальной угловой скорости от уровня жидкости в сосудах из условия ее не выплескивания [97, с.224]

Так как подача жидкости в полость барабана ротора способствует созданию давления у ее стенок (рис. 2.7). Известно, чем выше давление, тем выше расход жидкости через дроссельные отверстия. При этом вершина параболоида в зависимости от угловой скорости может перемещаться вверх или вниз, и опустится даже ниже торца конической юбки.

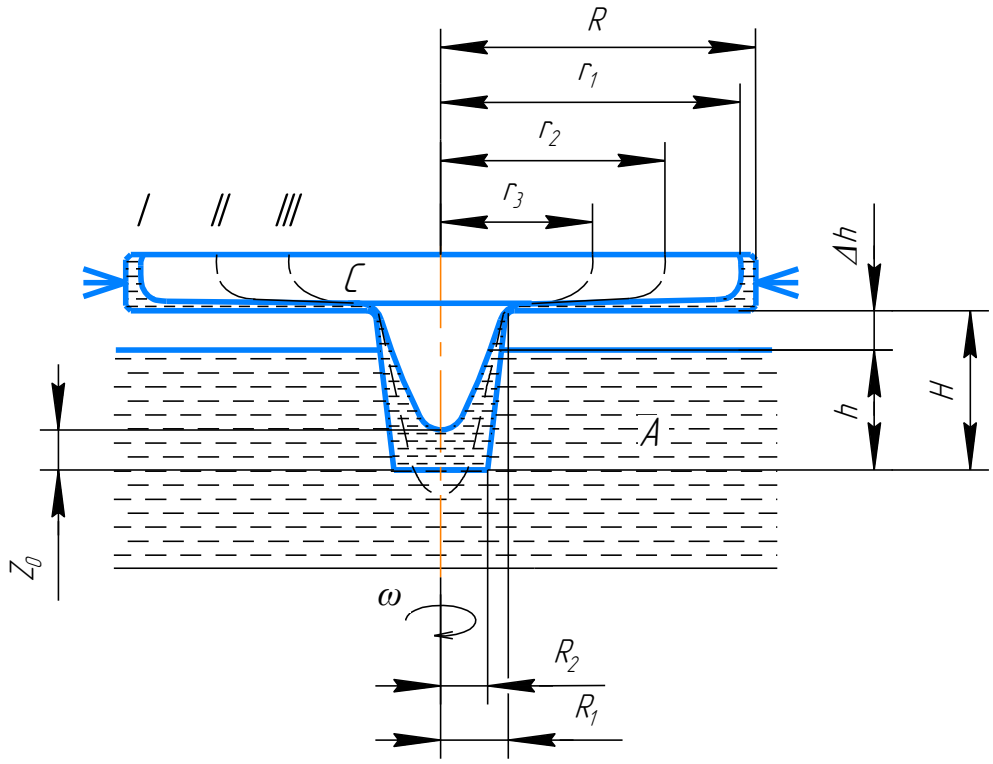


Рисунок 2.7. Состояние жидкости при различных угловых скоростях вращения ротора [98, с.543]

На рис. 2.7 показаны возможные состояния жидкости в полости барабана, которые зависят как от угловой скорости ротора, так и от глубины погружения юбки. Состояния жидкости *II* и *III* соответствуют более высоким скоростям ротора, а образованное кольцо жидкости в барабане с большим сечением увеличивает давление у дроссельных отверстий. Если учесть, что угловая скорость в инерционной гидродинамической установке во время работы остается постоянным, то и кольцо жидкости сохраняет свое сечение, так как расход жидкости через дроссельные отверстия и поступающая по конической юбке жидкость выравниваются. В связи с чем, можно считать, что жидкость вращается вместе с барабаном и находится в состояние равновесия.

Для определения давления у дроссельных отверстий воспользуемся дифференциальными уравнениями Эйлера, в результате преобразования которых может быть получено основное уравнение равновесия, в дифференциальной форме [99]:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz), \qquad (2.12)$$

где dp - полный дифференциал давления; X, Y, Z -проекции ускорения массовых сил на координатные оси; dx, dy, dz - приращения координат.

Поместив начало координат в центре дна барабана и направив ось z вертикально вверх, получим

$$X = \omega^2 x, Y = \omega^2 y, Z = -g.$$

Подставив значения X, Y и Z в диференциальное уравнение (2.12) и выполнив интегрирование, получим

$$p = p_0 + \frac{\rho}{2}\omega^2 r^2 - \rho g(z - z_0), \qquad (2.13)$$

где p_0 -давление на свободной поверхности,

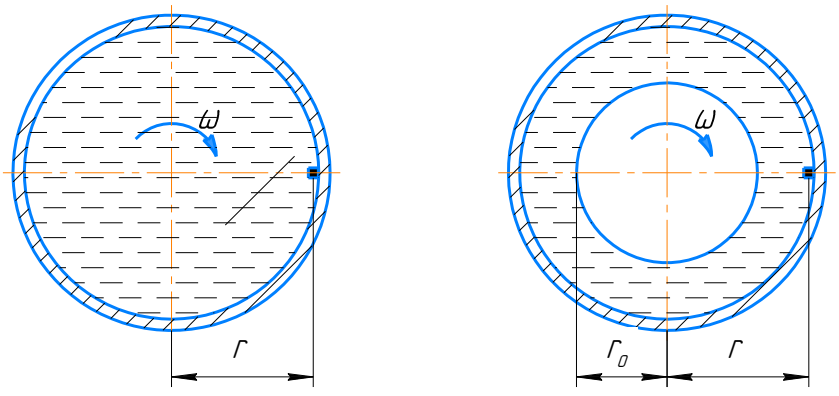
z_0 - вершина параболоида вращения.

Рассмотрим случай когда полость барабана полностью залита жидкостью (рис. 2.8, *а*), тогда при вращении ротора на каждую ее частицу будет действовать центростремительное ускорение

$$a = r\omega^2.$$

Тогда давление p, в любой ее точке определится выражением

$$p = \frac{\gamma r^2 \omega^2}{2g}. \qquad (2.14)$$



а/ *b*/

Рисунок 2.8. Барабан ротора с жидкостью находящиеся во вращательном положении

Для положений *I*, *II* и *III* (рис. 2.7) давление в точках сечения кольца жидкости (рис. 28, в), расположенных, начиная с радиуса r_o, будет

$$p = \frac{\gamma\omega^2(r^2 - r_o^2)}{2g}. \qquad (2.15)$$

Выражение (2.15) запишем для рис. 2.7, тогда

$$p = \frac{\gamma\omega^2(R^2 - r_i^2)}{2g}, \qquad (2.16)$$

где

γ - удельный вес жидкости, *Н/м*^{3}; R - внешний радиус кольца жидкости в роторе, *м*; r_i - внутренний радиус кольца жидкости в барабане ротора, *м*; g - ускорение свободного падения, *м/с*^{2}; ω - угловая скорость вращения ротора, *рад/с*.

Из выражения (2.16) видно, что на величину давления у дроссельных отверстий (рис. 2.7) имеет влияние внутренний радиус кольца жидкости в барабане и угловая скорость ротора [8, 100 - 102]. Так как радиус барабана ИГДУ остается постоянным, 0.25 м, то предварительно приняв для положений *I, II* и *III* радиусы равными 0.4, 0.3 и 0.2 м соответственно и при $r_i = 0$, для угловых скоростей ротора 42, 76, 136, 215, 314 рад/с произведем расчет значений давления (таблица 2). Расчетные значения соответствуют плотности воды при температуре 20°С.

Таблица 2

Расчетное давление у дроссельных отверстий в барабане ротора, для различных положений кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Давление (р) у дроссельных отверстий, для различных радиусов внутреннего кольца жидкости в барабане ротора (МПа)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	0,00	0,00	0,00	0,00
42	0,020	0,035	0,046	0,055
76	0,065	0,116	0,152	0,181
136	0,208	0,370	0,486	0,578
215	0,520	0,925	1,213	1,445
314	1,109	1,972	2,588	3,081

Из таблицы 2 видно, что при увеличении угловой скорости ротора растет как сечение кольца жидкости, так и давление у дроссельных отверстий. Однако при угловой скорости ротора $\omega = 0$ давление жидкости у дроссельных

также будет равно нулю, так как без вращения жидкость не будет поступать в барабан.

Для наглядности по значениям таблицы 2 построим зависимость давления у дроссельных отверстий от угловой скорости ротора и положений кольца жидкости (рис. 2.9).

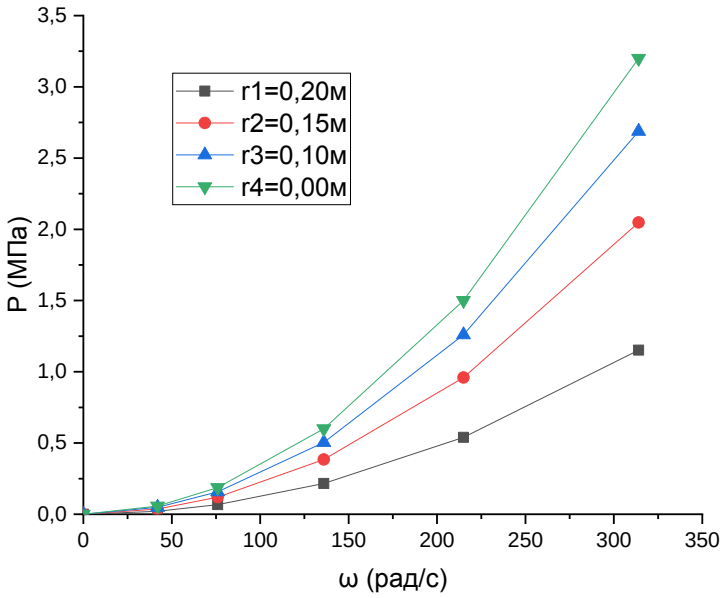


Рисунок 2.9. Расчетная зависимость давления от радиуса кольца жидкости и угловой скорости ротора

Из кривых рис. 2.9 видно, то что давление у дроссельных отверстий барабана находится в квадратичной зависимости от угловой скорости ротора и разности радиусов кольца жидкости в барабане. При повышении угловой скорости ротора, увеличивается разность радиусов сечения кольца жидкости в барабане, что обеспечивает создание давления жидкости перед дроссельными отверствиями. Известно, что при продавливании жидкости через дроссельные отверстия из-за перепада давления ее температура повышается.

Нагрев жидкости дросселированием, как наиболее простой и эффективный способ разогрева рабочей жидкости до рабочей температуры используется в гидроприводах самоходных машин, авиационных гидросистемах, а также в обогревательных системах жилищно-коммунального сектора и др. [103, 104].

2.3 Нагрев теплоносителей дросселированием

Нагрев теплоносителя при продавливании через дроссельные отверстия происходит из-за эффекта Джоуля-Томсона. Этот эффект проявляется при расширении или сжатии газа или жидкости через дроссельное отверстие. Во время этого процесса энергия кинетического движения малекул жидкости или

газа превращается во внутреннюю энергию, вызывая повышение температуры.

Когда жидкость проходит через дроссельное отверстие, происходит снижение давления. Это приводит к уменьшению межмолекулярных сил и увеличению средней скорости молекул. Более высокая скорость молекул приводит к большому количеству столкновений между молекулами, что приводит к повышению их внутренней энергии и, следовательно, повышению температуры жидкости. Поэтому, если жидкость проходит через дроссельное отверстие с большой скоростью, ее температура может значительно возрасти. Однако, если скорость прохождения жидкости через дроссельное отверстие мала, эффект Джоуля-Томсона может оказаться незначительным.

Повышение температуры при дросселировании можно определить, приравняв энергию, отдаваемую вытекающей из дроссельных отверстий жидкости к энергии, расходуемой на ее нагрев [8].

$$V\Delta p = V\gamma cm\Delta t, \qquad (2.17)$$

где

V - объем жидкости, протекающий через дроссельные отверстия, *м*^{3}; Δp - перепад давления в дроссельных отверстиях, *Н/м*^{2}; γ - объемный вес жидкости, *кг/м*^{3}; c - удельная теплоемкость жидкости, *Дж/(кг· град)*; m- механический эквивалент тепла, *кг·м/Дж*; $\Delta t = t - t_0$ - приращение температуры жидкости; t, t_0 - искомая и начальная температуры, *ºС*.

Преобразовав формулу (2.17) получим

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\gamma \cdot c \cdot m}. \qquad (2.18)$$

Приняв для воды значения γ = *1000,0 кг/м*^{3}, *с = 4209,104 Дж/*(*кг·град*), *m = 1,0 кг·м/Дж* выражение (2.18) можно привести к виду

$$\Delta t = 2{,}37 \cdot 10^{-7} \Delta p. \qquad (2.19)$$

Подставив в выражение (2.19) расчетные значения давления (табл. 2), можно определить теоретическое повышение температуры воды за один проход через дроссельные отверстия, при условии, что давление падает до нуля (рис.2.10) [8, 70, 103].

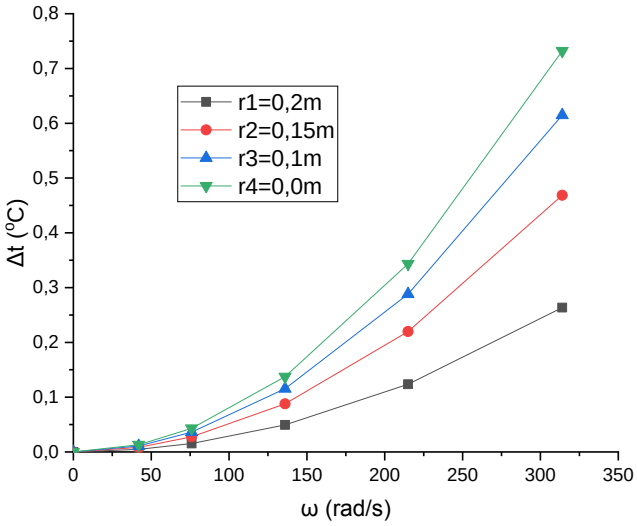


Рисунок 2.10. Зависимость повышения температуры воды за один проход через дроссельные отверстия от расчетного давления

Из рис. 2.10 следует, чем меньше внутренний радиус кольца жидкости, тем выше температура продавленной жидкости через дроссельные отверстия. Однако, в действительности нагрев воды из-за теплоотдачи несколько ниже, но тем не менее для получения заданной температуры в обогревательной системе, достаточно циркуляции жидкости через дроссельные отверстия [34]. Поэтому оборачиваемость жидкости связанная с ее расходом через дроссельные отверстия имеет важное значение в ИГДУ.

2.4 Стенд по определению расхода жидкости через дроссельные отверстия

Инерционная гидродинамическая установка (рис.2.2) не позволяет установить расход жидкости через дроссельные отверстия, для чего был разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 2.11, 2.12).

Конструкция стенда изготовлена таким образом, что позволят изменять высоту столба жидкости (рис. 2.11), а также создавать давление в системе центральным водопроводом (рис. 2.13). Кроме того, можно определять расход через дроссельные отверстия изменяя направление вылета струи (рис. 2.12).

Рисунок 2.11. Общий вид экспериментального стенда для определения расхода через дроссельные отверстия

Стенд позволяет проводить исследование продавливания теплоносителей через дроссельные отверстия диаметром 1.5, 2, 3 мм, расположенные на расстояние 0,235 м от центра вращения ротора, при статической высоте столба жидкости равной 1,0 м (9796.462 Па).

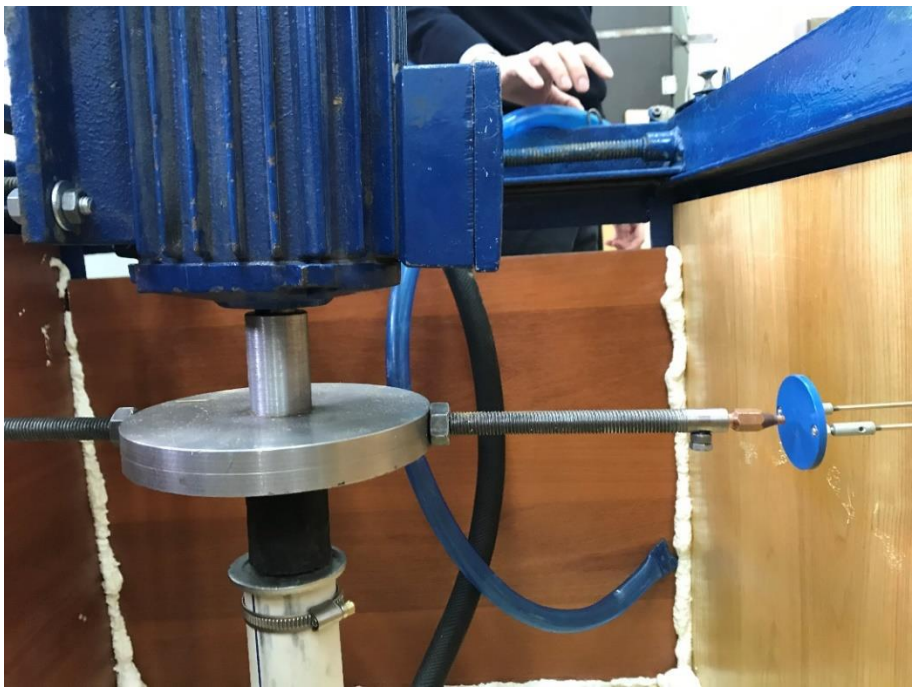


Рисунок 2.12. Вид спереди экспериментального стенда

На рис. 2.13 показана схема экспериментального стенда с подачей теплоносителя с центрального водопровода.

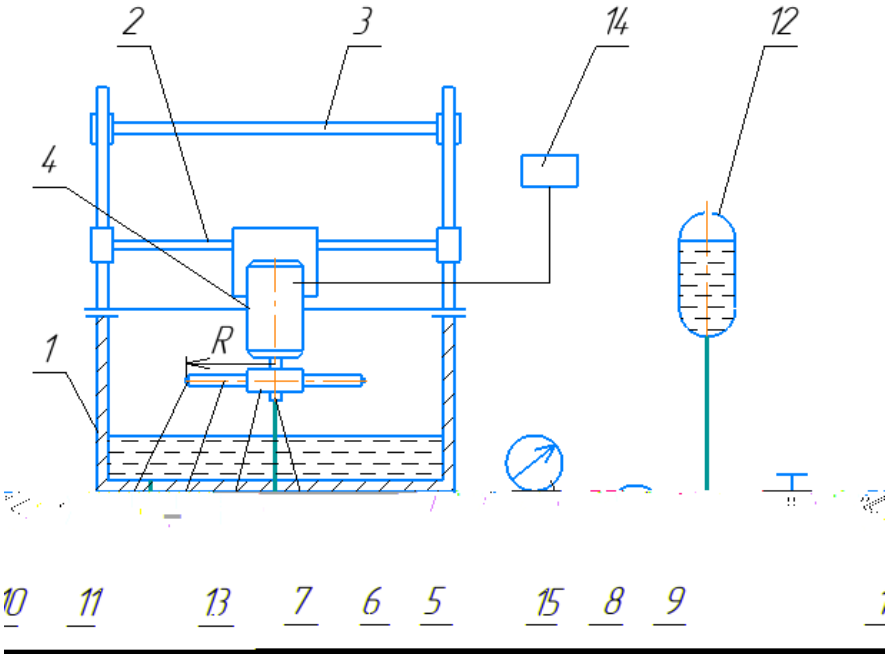


Рисунок 2.13. Схема экспериментального стенда [98, с.2]

Стенд включает в себя сливную емкость 1 с направляющими, по которым перемещаются в вертикальном направлении траверсы 2 и 3. На траверсе 2 установлен электродвигатель 4 с полым ротором 5, который имеет трубки 6 с дроссельными насадками 7, а также штуцер 8 для соединения с подводящей

V -фактическая скорость реальной жидкости с учетом торможения скорости слоев у кромки отверстия.

Коэффициент сжатия ε определяется отношением

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S},$$

где

S -площадь сечения отверстия,

$S_c = \pi d_c^2 / 4$ - площадь сечения струи в сжатом ее месте.

Согласно закону Бернулли, сумма давления, кинетической энергии и потенциальной энергии жидкости вдоль ее потока остается постоянной вдоль струи при отсутствии трения и внешних сил. Когда жидкость истекает через тонкую стенку, ее скорость увеличивается, что приводит к уменьшению давления внутри струи. Это ориентировочно на расстоянии $0{,}5d$ от стенки у входной кромки приводит к сжатию струи [99].

Для приближенных расчетов при истечении маловязких жидкостей из круглого отверстия коэффициент сжатия струи принимают равным [8, с. 85]

$$\varepsilon = 0{,}64.$$

Для принятых отверстий коэффициент расхода μ устанавливается после проведения экспериментальных исследований выражением

$$\mu = \frac{Q}{Q_m}, \qquad (2.21)$$

где

Q - фактический расход отверстия;

Q_m - теоретический расход.

Теоретический расход дроссельных отверстий вычисляется выражением

$$Q_m = S\sqrt{\frac{2Pg}{\gamma}}, \qquad (2.22)$$

где

S - площадь дроссельного отверстия.

Согласно выражению (2.22) определим теоретический расход жидкости для диаметров дроссельного отверстия 1.5, 2, 3 мм, используя расчетные давления таблицы 2. Результаты теоретического расхода внесем в таблицы 3 - 5.

Таблица 3

Теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 1.5 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Теоретический расход жидкости (Q_{m1}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	0,00	0,00	0,00	0,00
42	6,968E-05	9,29E-05	0,000106	0,000116
76	0,00012609	0,000168	0,000193	0,00021
136	0,00022563	0,000301	0,000345	0,000376
215	0,00035669	0,000476	0,000545	0,000594
314	0,00052094	0,000695	0,000796	0,000868

Таблица 4

Теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 2 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Теоретический расход жидкости (Q_{m2}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	0,00	0,00	0,00	0,00
42	0,00012387	0,000165	0,000189	0,000206
76	0,00022415	0,000299	0,000342	0,000374
136	0,00040111	0,000535	0,000613	0,000669
215	0,0006341	0,000845	0,000969	0,001057
314	0,00092609	0,001235	0,001415	0,001543

Таблица 5

Теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 3 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Теоретический расход жидкости (Q_{m3}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	0,00	0,00	0,00	0,00
42	0,00027871	0,000372	0,000426	0,000465
76	0,00050433	0,000672	0,00077	0,000841
136	0,00090249	0,001203	0,001379	0,001504
215	0,00142673	0,001902	0,002179	0,002378
314	0,0020837	0,002778	0,003183	0,003473

Согласно данным таблиц 3-5, чем больше диаметр дроссельного отверстия, тем выше теоретический расход жидкости. Однако нельзя

бесконечно увеличивать диаметр дроссельного отверстия, так как это осложнит создание давления у дроссельных отверстий.

Учитывая, что стенд (рис 2.13) обеспечивает внутри ротора предварительное статическое давление жидкости P_n выражение (2.20) примет вид

$$Q_{\Sigma m} = S\sqrt{\frac{2(P+P_n)g}{\gamma}}, \qquad (2.23)$$

где

P_n- предварительное статическое давление жидкости в подводящей магистрали.

Согласно выражению (2.23) определим теоретический расход жидкости для диаметров дроссельного отверстия 1.5, 2, 3 мм, с учетом предварительного статического давления жидкости P_n в системе. Результаты суммарного теоретического расхода внесем в таблицы 6-8.

Таблица 6

Суммарный теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 1.5 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Суммарный теоретический расход жидкости (Q_{m1}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	2,45002E-05	2,45002E-05	2,45002E-05	2,45002E-05
42	7,38617E-05	9,60823E-05	0,00010922	0,000118689
76	0,000128445	0,000169892	0,000194154	0,000211568
136	0,000226956	0,000301835	0,000345524	0,000376846
215	0,000357534	0,000476222	0,000545409	0,000594994
314	0,000521514	0,000695017	0,000796124	0,000868577

Таблица 7

Суммарный теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 2.0 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Суммарный теоретический расход жидкости (Q_{m1}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	0,000043554	0,000043554	0,000043554	0,000043554
42	0,000131306	0,000170808	0,000194164	0,000210997
76	0,000228341	0,000302021	0,000345152	0,00037611
136	0,000403466	0,000536581	0,000614248	0,00066993
215	0,000635597	0,000846592	0,000969588	0,001057737
314	0,000927111	0,00123555	0,001415291	0,001544092

Таблица 8

Суммарный теоретический расход жидкости через дроссельное отверстие диаметром 3.0 мм, при различных положениях кольца жидкости

Угловая скорость ротора, ω (рад/с)	Суммарный теоретический расход жидкости (Q_{m1}) через дроссельное отверстие, при различных радиусах внутреннего кольца жидкости в барабане ротора ($м^3/с$)			
	r_1=0,2 (м)	r_2=0,15 (м)	r_3=0,1 (м)	r_4=0,0 (м)
0	9,79981E-05	9,79981E-05	9,79981E-05	9,79981E-05
42	0,000295438	0,000384318	0,000436869	0,000474743
76	0,000513767	0,000679547	0,000776593	0,000846248
136	0,000907799	0,001207306	0,001382057	0,001507343
215	0,001430094	0,001904833	0,002181573	0,002379909
314	0,002085999	0,002779988	0,003184405	0,003474208

Согласно формуле (2.15) с повышением угловой скорости ротора растет давление жидкости у стенок дроссельного отверстия, то доля расхода жидкости от предварительного статического давления в общем расходе снижается. Зависимость между выражениями (2.20) и (2.21) можно представить в виде

$$Q_m = k \cdot Q_{\Sigma m} \qquad (2.24)$$

где

k - коэффициент распределения расхода жидкости от статического давления для различных угловых скоростей ротора.

Из выражения (2.24) коэффициент k можно определить как отношение теоретического расхода к суммарному теоретическому расходу, а так как значения расходов зависят от угловой скорости и сечения кольца жидкости в барабане ротора, то эти графики зависимости представлены на рис. 2.15.

Из рис. 2.15 видно, что предварительное статическое давление в подводящей магистрали оказывает существенное влияние на расход только при небольших оборотах ротора (до ω = 76 рад/с), а с ростом угловой скорости ее влияние уменьшается и коэффициент k стремится к 1. Это связано тем, что при увеличении угловой скорости ротора давление жидкости у дроссельных отверстий в разы превышает статическое давление в подводящей магистрали.

Необходимо также отметить, что значение коэффициента распределения расхода жидкости от статического давления k зависит от угловой скорости ротора и внутреннего радиуса кольца жидкости в барабане, но не зависит от диаметра дроссельного отверстия.

Из вышесказанного следует, что экспериментальные значения, полученные на стенде применимы к ИГДУ при определенных положениях кольца жидкости в барабане ротора.

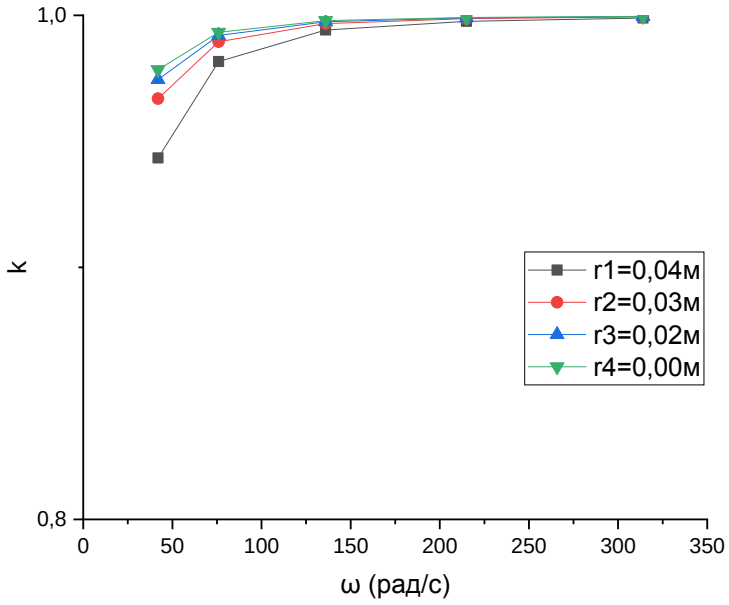


Рисунок 2.15. Зависимость коэффициента распределения расхода жидкости от статического давления в общем расходе для различных угловых скоростей ротора [103, с.87]

Поскольку при проведении экспериментальных исследований (рис. 2.13) расходомер 11 показывает суммарный магистральный расход жидкости Q, то инерционный расход определяется выражением

$$Q_i = k \cdot Q \tag{2.25}$$

Из выражения (2.25) следует, что инерционный расход и расход через дроссельные отверстия тепловой установки идентичны.

Зная, что $Q = \upsilon \cdot S$, инерционная радиальная скорость может быть представлено в виде

$$\upsilon_i = \frac{k \cdot Q}{S} = \frac{Q_i}{S}, \tag{2.26}$$

где

S – площадь дроссельного отверстия.

Так как коэффициент μ при больших значениях числа Re не зависит от вязкости, возможно разработать дроссельные насадки, обеспечивающие постоянный расход при разнообразных температурных условиях. Тем не менее, при условиях обустройства входных кромок стенок $h/d = 0.2 \div 0.4$ значение коэффициента расхода можно увеличить до 0,82, а при закругление равной радиусу отверстия (см. рисунок 2.14, а) до 0,95-0,96.

Большой рост коэффициента расхода через насадки связана тем что, сечение струи на его выходе примерно равна диаметру отверстия. Кроме того, вязкость жидкости является фактором снижающей коэффициент φ относительно истечения через отверстия. Если рассматривать движение жидкости внутри вращающего ротора, тогда на нее кроме центробежных сил и ускорения свободного падения, действует силы Кориолиса.

Центробежное поле обладает рядом характеристик, которые выделяют его среди поля действия силы тяжести. Во-первых, в отличие от силы тяжести, величина центробежной силы переменна и зависит от радиуса и угловой скорости вращения. Во-вторых, характерным для центробежного поля является наличие силы Кориолиса, которая возникает при относительном движении тела в направлении, несовпадающем с направлением оси вращения. Эта сила определяется массой тела, радиусом вращения, угловой скоростью и направлением движения. Из-за этих свойств центробежного поля, как указывает И.И. Поникаров [111], явления, происходящие в нем, существенно отличаются от явлений, происходящих в поле действия силы тяжести.

Исследования влияния истечения жидкостей через дроссельные отверстия в центробежном поле имеют высокое значение для определения оптимальной площади сечения дросселей и выбора наиболее эффективного режима работы тепловой установки. По выводам Н.С. Гришина, постоянство сечения канала приведет к отрыву струи от стенки дроссельного насадка с противоположной стороны, подверженной действию силы Кориолиса. Это приведет к изменению характера распределения скоростей и давлений не только в этом слое, но и в струе, проходящей через отверстие. Под воздействием кориолисовых сил инерции коэффициент расхода μ уменьшится, что, согласно выражению (2.21), также приведет к уменьшению действительного расхода (рис. 2.16).

Из рис. 2.16 видно, что при вращении ротора на истекающую жидкость действуют силы, изменяющие ее направление и вызывающие изгиб траектории. Это связано с тем, что на каждую частицу жидкости действуют силы инерции, которые зависят от ее скорости и угловой скорости вращения сосуда.

Характеристики центробежного поля создают значительные трудности для анализа процессов истечения жидкостей с применением традиционных методов гидромеханики. Рекомендации, предложенные Д.Е. Шкоропадом [112], о применении уравнений, полученных при изучении истечения в аппаратах гравитационного типа, для определения расхода жидкостей через дроссельные отверстия, могут быть использованы лишь в оценочных расчетах. Поэтому необходимость расчета центробежных аппаратов, а также отдельных их компонентов, где происходит течение и истечение жидкостей, требует проведения экспериментальных исследований [113].

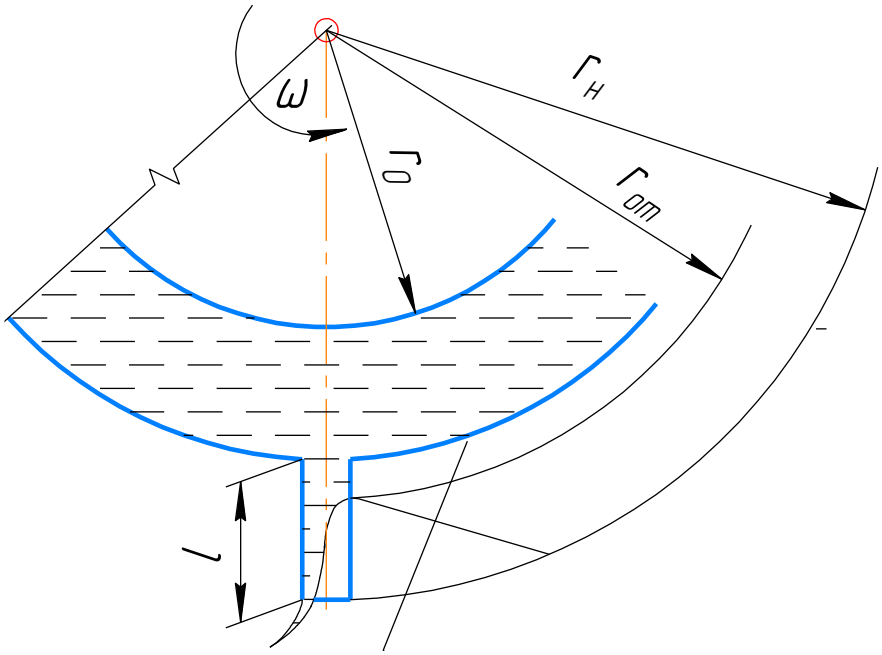


Рисунок 2.16. Отрыв струи под действием кориолисовых сил инерции

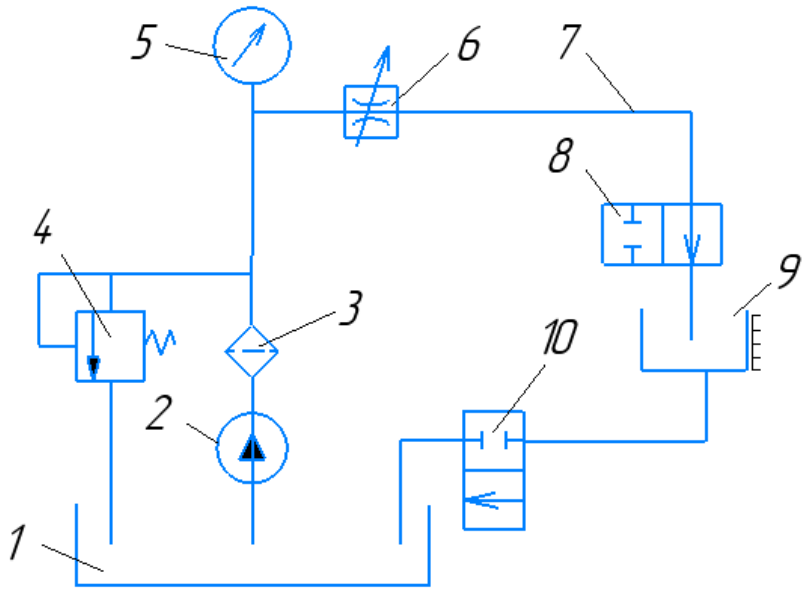
Однако в большинстве практических ситуаций эффект кориолисовых сил на истечение жидкости через дроссельные отверстия вращающегося сосуда незначителен и может быть проигнорирован. Это связано с тем, что влияние кориолисовых сил на истечение жидкости зависит от многих факторов, таких как скорость вращения сосуда, диаметр отверстий и другие параметры, которые в большинстве случаев не являются критическими для истечения жидкости.

2.6 Стенд для установления истечения различных типов жидкости через дроссельные отверстия и влияния температуры на их расход

Процессы в инерционной гидродинамической установке связаны с вращательным движением жидкости, где из-за ее вязкости между слоями жидкости возникают силы трения и чем выше вязкость, тем больше эта сила. Это значит, что при заданном давлении разница в давлении перед и после дросселя будет меньше, если жидкость имеет высокую вязкость. Следовательно, расход жидкости через дроссель будет меньше при более вязкой жидкости.

Однако, при повышении температуры вязкость жидкости обычно снижается. Это происходит из-за увеличения скорости движения молекул и уменьшения взаимодействий между ними. Следовательно, при повышении температуры расход жидкости через дроссель будет увеличиваться.

Для установления расхода жидкости при различных давлениях и суммарных площадях дроссельных отверстий, оценки влияния их на температуру нагрева теплоносителя был изготовлен полноразмерный экспериментальный стенд, схема которого показана на рис. 2.17.



1 – бак, 2 - насос пластинчатый Г12-31М, 3- щелевой пластинчатый фильтр 8-80-1К, 4 – предохранительный клапан ПГ54 - 22, 5 - манометр, 6 – дроссель, 7 – магистраль, 8, 10 – двухпозиционный распределитель, 9 – мерный бак

Рисунок 2.17. Схема стенда [115, с.189]

Экспериментальный стенд имеет насос пластинчатый, который через фильтр, дроссель и двухпозиционный распределитель подает жидкость в мерные бочки. Для регулирования давления жидкости на стенде предусмотрен клапан напорный, который включается параллельно в напорную магистраль и позволяет изменять давление в диапазоне от 0 до 1,0 МПа. В качестве дросселя используются специальные насадки с диаметрами 1.75, 2.0 и 2.25 мм, которые сделаны так, чтобы статическое входное давление отличалось от полного давления не более чем на 1% [114, 115]. В качестве теплоносителей используется водопроводная вода, антифриз и масло веретенное.

Исследования позволяют установить связь температуры с давлением жидкости и расходом в единицу времени. Последовательность выполнения экспериментального исследования:

- в магистрали 7 устанавливается насадка с калиброваным отверстием (дроссель);
- предохранительный клапан поностью открыт;
- включается насос и жидкость через дроссель 6, распределители 8, 10 и клапан 4 сливается в бак 1;

- регулируя предохранительный клапан 4, постепенно увеличиваем давление в магистрали 7, при этом расход жидкости через клапан уменьшается, а через дроссель увеличивается;

- в начале срабатывания предохранительного клапана 4 достигается максимальный расход жидкости через дроссельные отверстия при настроенном давлении;

- распределители 8, 10 закрываются и посредством мерного бака 9, устанавливаем максимальный расход дросселя при настроенном давлении.

Повторяя эксперимент для различных диаметров насадок с калиброванными отверстиями и меняя тип теплоносителя, получаем зависимости времени наполнения мерного бака при различных давлениях.

2.7 Режимы работы инерционной гидродинамической установки

Работа отопительной системы связана с вращением подвижных элементов конструкции и массы жидкости. Для установления взаимосвязи всех процессов и явлений, связанных с получением тепловой энергии, рассмотрим работу инерционной гидродинамической установки в неустановившемся и установившемся режимах.

Неустановившийся режим - это режим разгона вращающихся масс гидродинамической установки, который включает разгон вращающихся элементов конструкции ротора и вращающихся масс жидкости.

Согласно Закону динамики вращения тела вокруг неподвижной оси, при вращении точки ротора гидродинамической установки описывают окружности, которые расположены в плоскостях, перпендикулярных оси вращения.

Все точки ротора совершают плоское движение, причем скорости и ускорения различных частей ротора различны, чем дальше точка от оси вращения ротора, тем больше ее скорость. При этом угловая скорость вращения всех частей ротора одинакова.

При разгоне ротора угловая скорость изменяется, то есть растет во времени и характеризуется угловым ускорением ε. Так как угловое ускорение является производной изменения угловой скорости $\frac{d\omega}{dt}$, то в любой момент времени для всех частей ротора она будет одинаковым (рис. 2.18).

Касательная составляющая (рис. 2.18, *а*) ускорения ω_t определяется изменением скорости υ вдоль траектории, так как r постоянно во времени, то

$$\omega_t = \frac{d\upsilon}{dt} = r\frac{d\omega}{dt} = r\varepsilon \qquad (2.27)$$

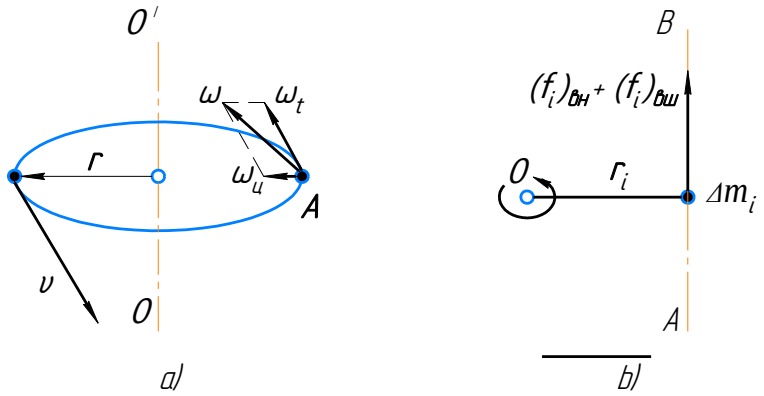


Рисунок 2.18. Траектория точки ротора с массой Δm_i

Нормальная составляющая ускорения ω_n направлено по радиусу окружности к центру и определяется по формуле

$$\omega_n = \upsilon^2 / r \tag{2.28}$$

Связь между угловым ускорением и моментом сил (рис. 2.16, *b*), устанавливается с допущения, что на части ротора действуют как внешние, так и внутренние силы, и величина их проекций равны

$(f_u)_{вн} + (f_u)_{вш}$,

где

$(f_u)_{вн}$ - вращательная составляющая внутренних сил,

$(f_u)_{вш}$ - вращательная составляющая внешних сил.

Тогда из второго уравнения динамики для i - той частицы тела

$$\Delta m_i \frac{d\upsilon_i}{dt} = \Delta m_i r_i \frac{d\omega}{dt} = (f_i)_{вн} + (f_i)_{вш} \tag{2.29}$$

Для нахождения момента силы действующую на i - тую частицу ротора относительно оси вращения, необходимо умножить равенства (2.29) на r_i и получим

$$\Delta m_i r_i^2 \frac{d\omega}{dt} = r_i (f_i)_{вн} + r_i (f_i)_{вш} \tag{2.30}$$

Учитывая выражение (2.30) запишем аналогичные равенства для всех частей ротора

$$\frac{d\omega}{dt} \sum \Delta m_i r_i^2 = \sum r_i (f_i)_{вн} + \sum r_i (f_i)_{вш}. \tag{2.31}$$

Принимая во внимание, что момент внутренних сил ротора равен нулю $\sum r_i (f_i)_{вн} = 0$, вращающий момент внешних сил действующих на ротор, можно представить следующим образом $M = \sum r_i (f_i)_{вш}$.

Имея в виду, что момент инерции I представляет собой сумму произведений массы каждого элемента на квадрат расстояния до оси вращения, можно выразить вращающий момент для ротора следующим образом:

$$M = I \frac{d\omega}{dt} = I\varepsilon. \qquad (2.32)$$

Сравнивая уравнение (2.32) с основным уравнением динамики материальной точки $P = ma$, видим что при вращательном движении тела, силы P заменяются ее моментами M, а масса тела m – моментом инерции тела I.

Установившийся режим - это режим при котором угловая скорость ротора ω за равные промежутки времени t остаются равными (когда инерционные силы для твердого тела отсутствуют, а в жидкости они имеют место).

Из курса физики известно, зависимость между углом поворота φ и числом оборотов n

$$\varphi = 2\pi n.$$

Угол поворота связан со временем зависимостью

$$\varphi = \varphi(t).$$

Связь между углом поворота и угловой скоростью ротора определяется по формуле

$$\omega = \varphi / t = 2\pi n / 60 = \pi n / 30. \qquad (2.33)$$

Согласно формуле (2.33) произвольно выбранная точка на роторе A совершает равномерное движение и ее линейная скорость υ определяется путем s, пройденным за единицу времени t

$$\upsilon = \frac{s}{t} = \frac{\Delta\varphi r}{t}; \qquad (2.34)$$

Учитывая формулу (2.33) формулу (2.34) можно записать в следующем виде

$$\upsilon = \omega r \qquad (2.35)$$

В установившемся режиме произвольно выбранная точка ротора *A* совершает равномерное криволинейное движение (рис. 2.16, *b*). Ускорение точки a определяется по формуле

$$a = \upsilon^2 / r = (\omega r)^2 / r = \omega^2 r. \qquad (2.36)$$

Величиной, характеризующей количество движения ротора, является сумма моментов количества движения его элементарных частиц относительно оси вращения

$$K = \sum \Delta m_i \upsilon_i r_i. \qquad (2.37)$$

Момент количества движения ротора можно представить в следующем виде

$$K = \sum \Delta m_i r_i r_i \omega = \omega \sum \Delta m_i r_i^2 = I\omega \qquad (2.38)$$

Величина момента количества движения твердого тела относительно оси численно равна произведению момента инерции тела относительно этой же оси на угловую скорость [116-119].

Тогда основной закон динамики вращающегося вокруг оси твердого тела, можно записать так:

$$\frac{dN}{dt} = M. \qquad (2.39)$$

Если момент внешних сил M равен нулю, то момент количества движения тела остается постоянным:

$$\frac{dN}{dt} = 0, \quad N = const, \quad I\omega = const. \qquad (2.40)$$

Это и есть формулировка закона сохранения момента количества движения.

Вращение твердого тела вокруг оси при $M = 0$, или вращение с постоянным моментом количества движения, аналогично движению точки по инерции, когда $m\upsilon = const$.

Однако по сравнению с движением точки по инерции, где масса точки сохраняется постоянной, угловая скорость ротора может изменяться с подачей в него различного объема жидкости во время движения.

2.8 Точность измерения результатов экспериментальных исследований

Для полноты раскрытия исследуемой темы разработаны три экспериментальных стенда. Первый стенд позволяет установить повышение температуры теплоносителя при ее дросселировании, второй стенд расход жидкости, при различных давлениях у дроссельных отверстий ротора, третий стенд влияние вязкости жидкости на расход и температуру.

Известно, что измерения физических величин могут быть произведены с различной степенью точности, а правильная оценка точности является неотъемлемой основой любого эксперимента.

Результаты измерений непосредственно влияют на достоверность измерительной информации, и точность измерений играет ключевую роль в этом процессе. Важно понимать, что точность измерений не может быть абсолютной: она определяется контекстом конкретной задачи и максимально достижимой точностью. Поэтому достоверность измерений можно оценивать только в контексте конкретной задачи [120-122].

Поскольку не существует абсолютно точных приборов и методов измерений, то результат измерения $x_{изм}$ в какой то мере отличается от истинного значения x. Данное отличие можно выразить в виде абсолютной и относительной погрешности. Абсолютной погрешностью измерения называют разность между измеренным и истинными значениями физической величины

$$\delta x = x_{изм} - x \tag{2.41}$$

Из формулы (2.41) следует, что нельзя вычислить погрешность, так как истинное значение заранее неизвестно. Погрешность можно установить исходя из точности измерительных приборов, разброса экспериментальных данных и т.д. В результате мы определяем не абсолютную погрешность, а приближенное ее значение Δx. Если предположить что, истинное значение x лежит на отметке 0, то значение Δx может иметь как положительное, так и отрицательное значение. Тогда формулу (2.41) можно представить в следующем виде

$$\delta x = x_{изм} \pm \Delta x \tag{2.42}$$

Из формулы (2.42) можно предположить, что истинное значение с большой вероятностью находится в интервале

$$x_{изм} - \Delta x \prec x \prec x_{изм} + \Delta x \qquad (2.43)$$

Результат измерения лежащий в пределах интервала (2.43) называется доверительным.

Относительная погрешность измерения выражается отношением абсолютной погрешности к измеряемой величине

$$\varepsilon = \frac{\delta x}{x} \approx \frac{\Delta x}{x_{изм}} \qquad (2.44)$$

Из формулы (2.44) относительная погрешность является безразмерной величиной и ее результат для наглядности лучше выразить в процентах, что удобно при выражении качества измерений.

Идея истинного значения представляет собой идеализированное понятие, которое не пригодно для практического использования, поскольку его можно получить только путем бесконечного числа измерений с применением абсолютно точного средства измерения (СИ). Поэтому для практических целей предпочтительнее использовать понятие действительного значения. Действительное значение, полученное экспериментальным путем, настолько близко к истинному значению, что может быть использовано в качестве замены в поставленной измерительной задаче.

При многократном измерении СИ одной и той же величины погрешности могут носить систематический и случайный характер.

Систематической погрешностью называется погрешность, если она повторяется от измерения к измерению, сохраняя при этом свой знак и величину. Зачастую систематические погрешности связаны с неисправностью СИ. Случайные погрешности изменяются без всяких закономерностей при повторении измерений как по величине, так и по знаку. Случайные погрешности обнаруживаются только при многократном измерении, в виде хаотичных значений. Тем не менее, случайные погрешности измерений подчиняются определенным статистическим закономерностям, которые изучаются математической теорией погрешностей.

Допустим, что для определения некоторой физической величины X получено n независимых результатов измерений. Тогда в качестве наилучшего значения измеряемой величины берут их среднее значение $\bar{x}$.

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 ... x_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \qquad (2.45)$$

Чем больше n, тем ближе $\bar{x}$ к истинному значению X. Данное утверждение справедливо только в идеальных случаях.

Основной характеристикой случайной погрешности является средняя квадратичная погрешность σ.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + ... + (x_n - \overline{x})^2}{n-1}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{(x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \qquad (2.46)$$

Значение σ является основной характеристикой для определения точности данного способа измерений, так как при этом средняя квадратичная погрешность гораздо меньше, чем погрешность отдельно взятого измерения.

Для более полного описания случайной погрешности используют вероятностные методы, где вероятность $P(k)$ попадания результата измерения x_i в интервал любой заданной полуширины Δx

$$X - \Delta x \prec x_i \prec X + \Delta x. \qquad (2.47)$$

Диапазон Δx удобно выражать через σ и множитель k, тогда

$$\Delta x = \sigma k \qquad (2.48)$$

В таблице 2.9 и на рисунке 2.19 приведены вычисленные теоретические значения $P(k)$

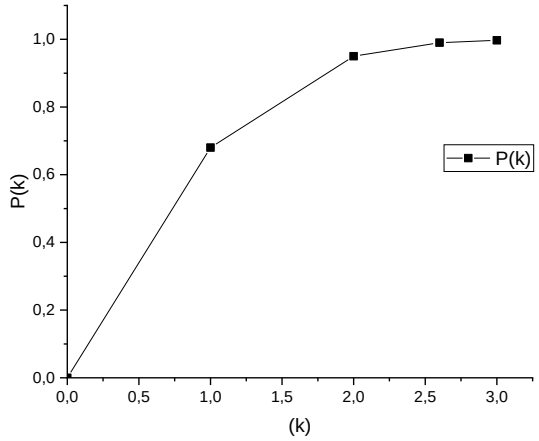


Рисунок 2.19. Зависимость вероятности $P(k)$ от множителя k

Таблица 2.9

Теоретические значения вероятности $P(k)$ от множителя k

$k = \frac{\Delta x}{\sigma}$	Доверительная вероятность $P(k)$
1	0.68
2	0.95
2.6	0.99
3	0.997

Из рис. 2.19 видно, что при значении множителя $k = 2$ вероятность $P(2) = 0,95$, а при $k = 3$ вероятность $P(3) = 0,997$. Вероятность $P(3)$ имеет довольно высокое значение, поэтому с некоторой долей условности величину $\Delta x = 3\sigma$ называют предельной погрешностью измерения.

Обычно погрешность средства измерений определяется диапазоном допустимых значений для всех средств измерения (СИ). Пределы этого диапазона называются пределами допустимой погрешности СИ.

Оценка точности эксперимента путем подсчета средней арифметической погрешности недостаточно полно отражает точность результатов измерений, в этой связи для экспериментального исследования использовался метод средней квадратичной погрешности измерений [123].

Выводы по главе

Основные выводы по данной главе:

1. Разработана схема отопительной системы с использованием инерционной гидродинамической установки для нагрева теплоносителя. Произведено описание конструкции отопительной системы. Выполнены рабочие чертежи элементов инерционной гидродинамической установки.
2. Изготовлена полноразмерная экспериментальная инерционная гидродинамическая установка. Подробно показан принцип работы гидродинамической установки. Расчетами подтверждено выбор конической формы юбки ротора. Рассмотрены силы, возникающие при работе инерционной гидродинамической установки.
3. Получена зависимость максимальной угловой скорости от уровня жидкости в сосудах из условия ее не выплескивания. Получены формулы для определения давления жидкости у дроссельных отверстий барабана преобразованием дифференциальных уравнений Эйлера;
4. Получена расчетная зависимость давления у дроссельных отверстий от угловой скорости ротора и положений кольца жидкости в барабане. Получена зависимость повышения температуры жидкости за один проход через дроссельные отверстия от расчетного давления;
5. Установлен теоретический расход жидкости для диаметров дроссельного отверстия 1.5, 2, 3 мм, с учетом предварительного статического давления жидкости P_n =1 м в системе;
6. Определен коэффициент учитывающий распределение расхода жидкости от статического давления в общем расходе для различных угловых скоростей ротора;
7. Установлены режимы работы инерционной гидродинамической установки. Подобраны методы для оценки точности результатов экспериментальных исследований.

3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для подтверждения результатов аналитических исследований, был разработан полноразмерный экспериментальный стенд ИГДУ (рис. 2.2).

Технические данные стенда:

- объем жидкости в ИГДУ 0,02 м³;
- объем полости ротора 0,0014 м³;
- глубина погружения юбки ротора в жидкость 0,07 м;
- угловые скорости вращения ротора 142, 176, 208, 248 рад/с.
- суммарная площадь отверстий дросселей для *а*) $\delta = 31{,}4*10^{-6}$ м², *в*) $\delta = 64{,}34*10^{-6}$ м²;
- начальная температура жидкости 20ºС.

Глубина погружения юбки ротора в жидкость на 0,07 м принята из условия перетекания жидкости из полости *B* в полость *A* ИГДУ.

По средним значениям многократных измерений построены графики зависимости температуры нагрева жидкости от угловой скорости и суммарной площади дроссельных отверстий. Диапазон разброса точек измерения температуры не превышает 6% [6, с.85].

3.1 Результаты нагрева теплоносителей при ее продавливании через дроссельные отверстия

На рис. 3.1 и 3.2 приведены графики зависимости температуры воды T от времени работы тепловой установки t, при суммарных площадях дроссельных отверстий $\delta = 31{,}4*10^{-6}$ м², $\delta = 64{,}34*10^{-6}$ м² соответственно.

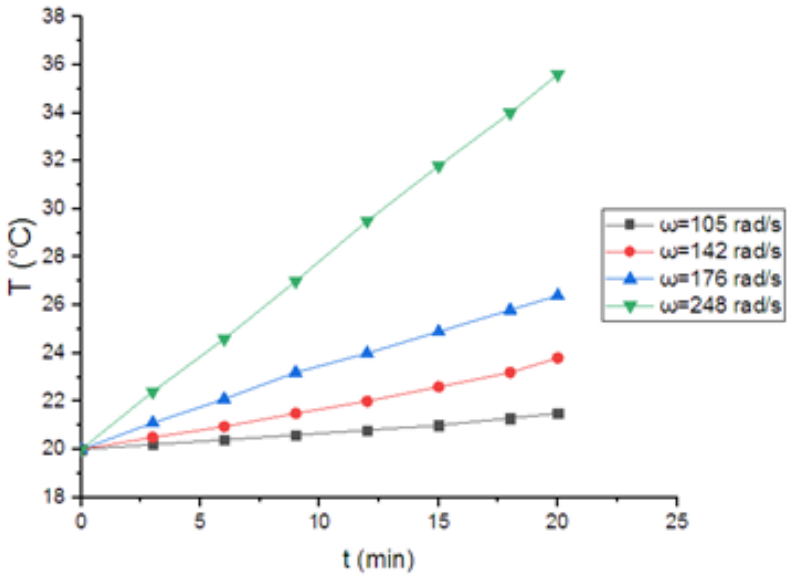


Рисунок 3.1. Изменение температуры воды экспериментальной установки в зависимости от времени при суммарной площади дроссельных отверстий $\delta = 31{,}4*10^{-6}$ м² [6, с.67]

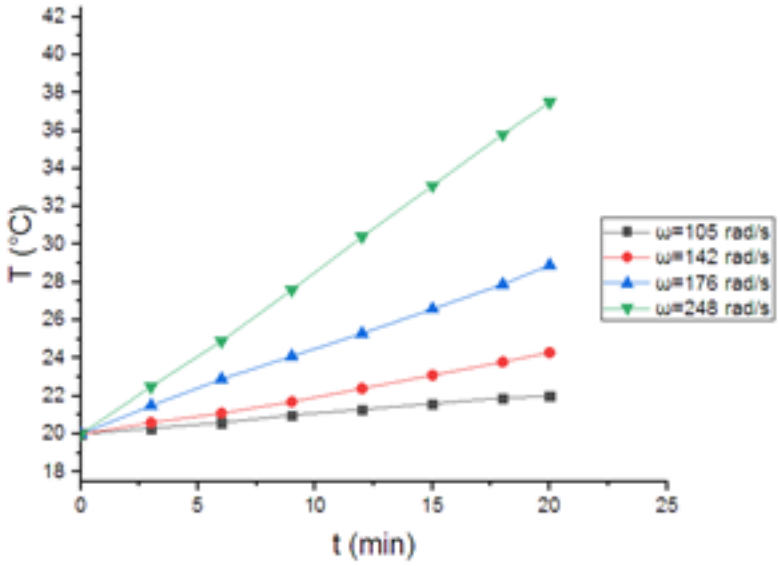


Рисунок 3.2. Изменение температуры воды в зависимости от времени при суммарной площади дроссельных отверстий ИГДУ $\delta = 64{,}34*10^{-6}$ м^2 [6, с. 67]

Из рис. 3.1 видно, что температура теплоносителя зависит от угловой скорости вращения ротора, при многократных измерениях температуры ежеминутный средний прирост температуры для первой кривой составил 0,066ºС, для второй 0,16ºС, для третьей 0,33ºС, для четвертой 0,61ºС.

Увеличение площади дроссельных отверстий в два раза (рис. 3.2) дало ежеминутный средний прирост температуры для первой кривой 0,11ºС, для второй 0,18ºС, для третьей 0,45ºС, для четвертой 0,72ºС. Сравнение результатов кривых показало, что только при вращении ротора с угловой скоростью 105 рад/с, ежеминутный рост температуры при увеличении суммарной площади дроссельных отверстий в два раза составило 1,66 раза, а в остальных случаях показатели были ниже, хотя и наблюдался некоторый небольшой рост.

Если жидкость проходит через дроссельное отверстие, то ее кинетическая энергия увеличивается, а потенциальная энергия уменьшается. Также может происходить некоторый перенос тепла от окружающей среды до жидкости.

Если радиус дроссельного отверстия увеличивается в два раза, то скорость потока жидкости уменьшится в два раза (по уравнению Куэтта-Пуазейля). Следовательно, кинетическая энергия потока уменьшится в четыре раза (так как она пропорциональна квадрату скорости). При этом, если предложить, что потенциальная энергия в роторе не изменится, то внутренняя энергия жидкости должна увеличиться в соответствии с законом сохранения энергии.

Это повышение температуры жидкости может быть описано уравнением теплового баланса, где изменение внутренней энергии жидкости будет равно работе, совершаемой жидкостью при прохождении через дроссельное отверстие, и тепловому потоку, проходящему через стенки дроссельного отверстия и поглощаемому жидкостью. Таким образом, увеличение радиуса

дроссельного отверстия может привести к повышению температуры жидкости.

Для установления причины малого роста температуры теплоносителя, относительно теоретических исследований, был изготовлен прозрачный макет (рис. 3.3), где в качестве теплоносителя использовалось подкрашенная вода. При вращении подкрашенная вода, поднимаемая конической юбкой ротора, по дну барабана устремилась к дроссельным отверстиям, из-за чего в его верхней части образовалась воздушная полость (рис. 2.7, в, *I*). Запертый воздух в роторе согласно формуле (2.16) снижает давление жидкости у дроссельных отверстий и рост ее температуры.

Рисунок 3.3. Прозрачный макет ротора ИГДУ

Для устранения запирания воздуха в верхней части барабана ИГДУ, по всей длине пропустили трубку с отверстием по центру. При вращении ротора на периферии трубки, из-за высокой скорости понижается давление, что позволяет легко отводить воздух из центра полости барабана. Использованный эффект пульверизатора (или эффект Рейнольдса) – это явление, которое происходит при высокоскоростном потоке жидкости или газа через узкое отверстие. При таком потоке вблизи отверстия скорость жидкости (или газа) достигает значительных значений, а давление уменьшается. В результате возникают вихри и турбулентные потоки, которые могут привести к образованию аэрозоля или пены. Этот эффект широко используется в практике и промышленности, например, в аэрозольных распылителях или в пневматических системах, где необходимо создать мелкие капли жидкости или частицы материала.

Использованный эффект пульверизатора, создает разрежение в системе, что благоприятно сказывается на увеличении сечения кольца жидкости в барабане. Кольцо жидкости во вращающемся барабане ротора является результатом действия центробежной силы на жидкость, которая движется вокруг центра вращения. Образованное кольцо жидкости вдоль внутренней поверхности барабана, при достаточной скорости вращения может сохраняться и даже расширяться, что положительно сказывается на повышении температуры ее при дросселировании (рис. 3.4).

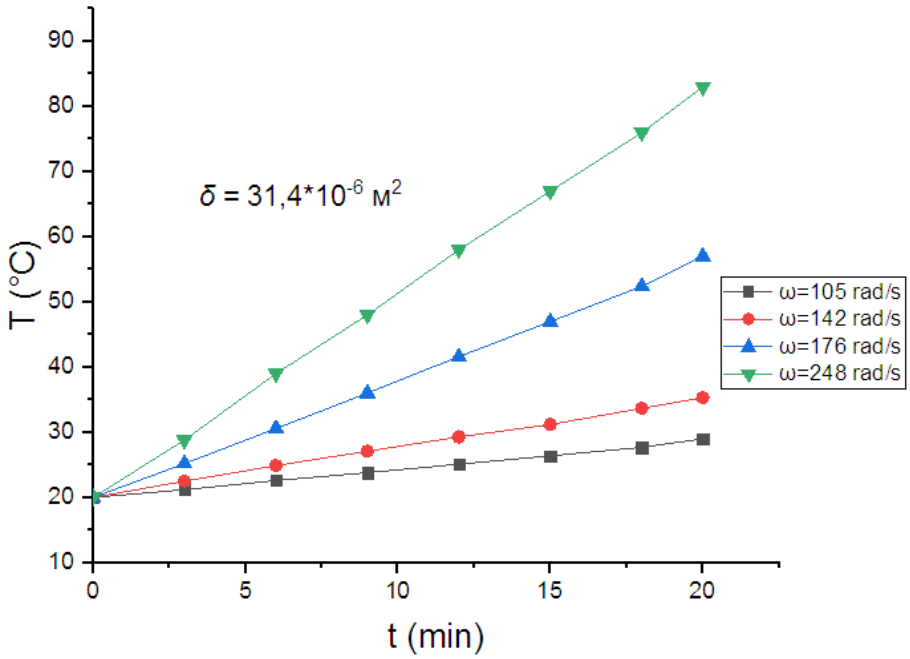


Рисунок 3.4. Изменение температуры воды без завоздушивания полости ротора [6, с. 67]

Согласно рис. 3.4 при увеличении угловой скорости вращения ротора температура воды повышается, при этом ежеминутный средний прирост температуры для первой кривой составил 0,43ºС, для второй 0,76ºС, для третьей 1,47ºС. Таким образом, сравнение зависимостей рис. 3.1, *а* и рис. 3.4 показывает, при одинаковых входных данных, отсутвие завоздушивания полости ротора, позволяет повысить температуру воды более четырех раз, что указывает на увеличение сечения кольца жидкости в полости ротора *С* (рис. 3, *II*, *III*).

Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям, на рост температуры жидкости влияет, как угловая скорость вращения ротора, так и площадь дроссельных отверстий. Необходимо учесть, что для обеспечения оптимальной работы ИГДУ надо, чтобы объем жидкости, поднимаемой конической юбкой превышал ее расход через дроссельные отверстия. В противном случае давление жидкости у дроссельных отверстий будет низкой, соответственно и температура рабочей жидкости.

Определить сечение кольца жидкости можно с помощью измерения расхода жидкости, которая подается в барабан, и измерения скорости вытекания жидкости через дроссельные отверстия. Зная расход жидкости и скорость вытекания через дроссельные отверстия, можно определить сечение кольца жидкости в соответствии с законом сохранения массы. Для этого необходимо учесть, что жидкость, которая выходит через дроссельные отверстия, является частью жидкости в кольце и ее объем должен быть вычтен из общего объема жидкости в барабане.

Однако, в виду сложности определения сечения кольца жидкости в барабане ротора экспериментальной установки, разработан полноразмерный стенд, позволяющий установить расход и скорость вылета струи через дроссельные отверстия (рис 2.11).

3.2 Экспериментальные исследования расхода жидкости при ее продавливании через дроссельные отверстия

Полноразмерный стенд (рис. 2.11) разработан таким образом, что подачу жидкости в систему можно осуществлять непосредственно из центрального водопровода, а также с емкости жидкостью.

Для сравнения расхода из мерной емкости и из водопровода были получены экспериментальные результаты времени истечения жидкости в объеме 0,001 м^3 через дроссельные отверстия диаметром 1,5 мм при давлении в системе $P = 0{,}175 кг/см^2$. Результаты показали, что среднее значение времени истечения жидкости в объеме 0,001 м^3 составило для мерной емкости 55,6 с из водопровода 55,5 с, а стандартное отклонение составило 2,16 и 2,14 соответственно.

На основание полученных результатов, считая, что отклонения лежат в доверительном интервале, в последующих экспериментах был использован водопровод для подачи жидкости в установку.

3.3 Подача жидкости в систему из централизованного водопровода

Исследования показали, что статическое предварительное давление, созданное подачей жидкости из водопровода в систему, падает с увеличением угловой скорости ротора (рис. 3.5). Результаты приведены на рисунке 3.5. Когда жидкость из водопровода попадает во вращающийся ротор установки, то она подвергается действию центробежной силы, которая действует на каждую ее частицу и направлена от центра вращения к стенкам с дроссельными отверстиями. Чем выше угловая скорость вращения ротора, тем сильнее центробежная сила и тем больше жидкость выдавливается из дроссельных отверстий.

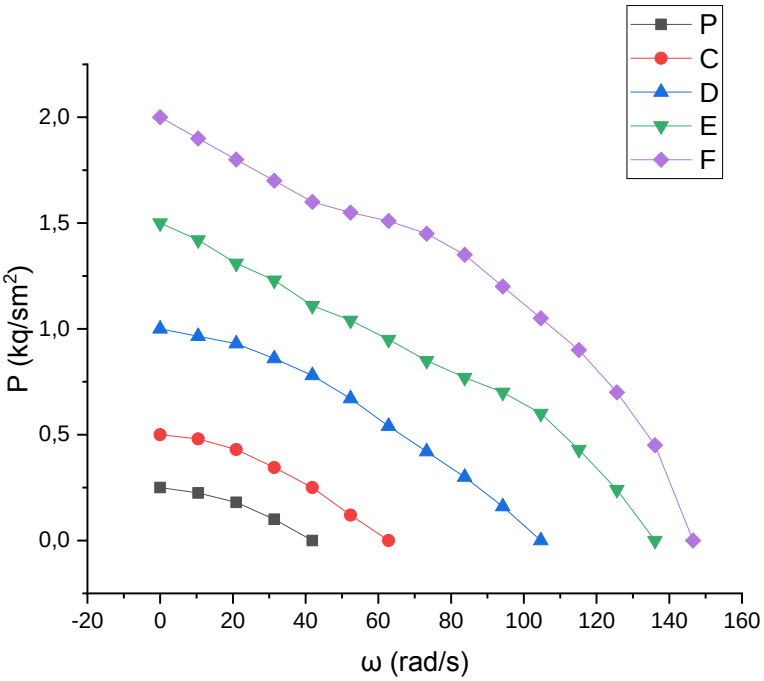


Рисунок 3.5. Кривые падения давления с увеличением угловой скорости ротора

Таким образом, вращающийся ротор с дроссельными отверстиями действует на водопроводную магистраль как насос, у которой расход выше у водопровода. Данный факт согласуется с рис. 3.5 из которой видно, что при увеличении угловой скорости ротора доля динамического инерционного истечения жидкости, начинает преобладать над предварительным статическим расходом жидкости через дроссельные отверстия. Откуда следует, что подача жидкости из водопровода не может обеспечить, полноценную работу установки. В этой связи, для нормальной работы установки, необходимо постоянно увеличивать расход водопровода, что усложняет и искажает результаты исследования. Поэтому для последующих измерений в установке предусмотрели накопитель, который при необходимости может обеспечить дополнительный объем жидкости.

Результаты измерений расхода жидкости установки с накопителем и без нее через дроссель с диаметром отверстия 3 мм, при различных предварительных давлениях водопровода показаны на рисунках 3.6-3.9.

Экспериментальные исследования показали, что при вращении ротора наблюдается перераспределение расходных характеристик дроссельных отверстий для статического и динамического инерционного истечения жидкости. Так как любой статический столб жидкости вызывает уровневое истечение жидкости через дроссельные отверстия, то были установлены их расходные статические показатели. При неподвижном роторе каждое дроссельное отверстие имеет постоянное значение расхода, которое составило, соответственно, для диаметра дросселя 1, 5 мм - $5{,}714*10^{-6}$ м^3, для диаметра 2 мм - $10{,}02*10^{-6}$м^3 и для диаметра 3 мм - $21{,}28*10^{6}$ м^3 в единицу

времени. Данный статический расход принимает долевое участие в общем инерционном истечении жидкости из дроссельного отверстия.

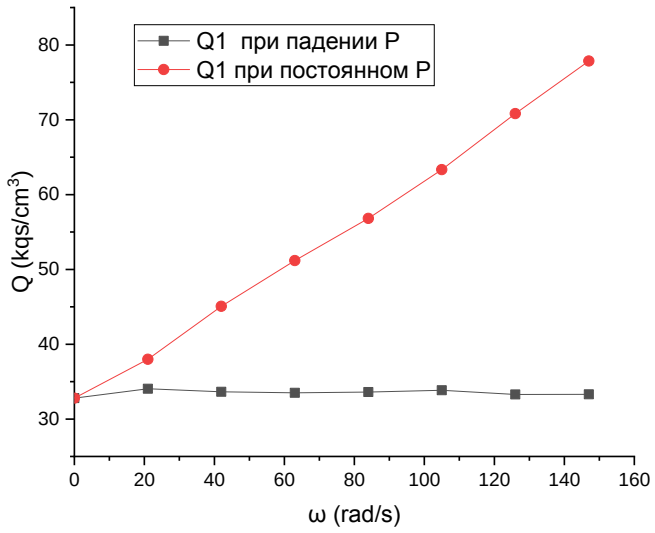


Рисунок 3.6. Кривые расхода жидкости установки с предварительным давлением водопровода 0,25 кгс/см^2 через дроссельные отверстия диаметром 3 мм

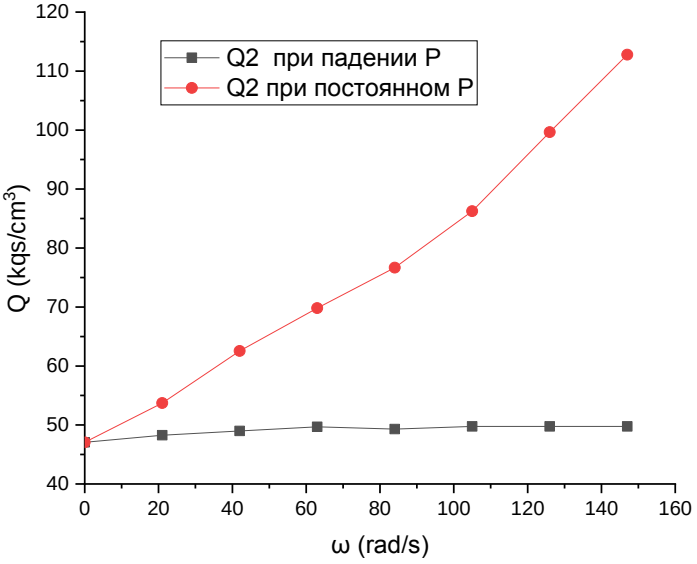


Рисунок 3.7. Кривые расхода жидкости установки с предварительным давлением водопровода 0,5 кгс/см^2 через дроссельные отверстия диаметром 3 мм

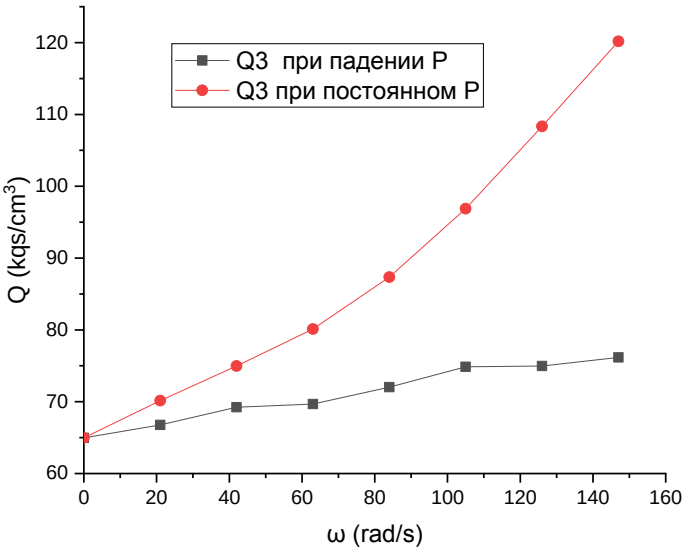


Рисунок 3.8. Кривые расхода жидкости установки с предварительным давлением водопровода 1,0 кгс/см^2 через дроссельные отверстия диаметром 3 мм

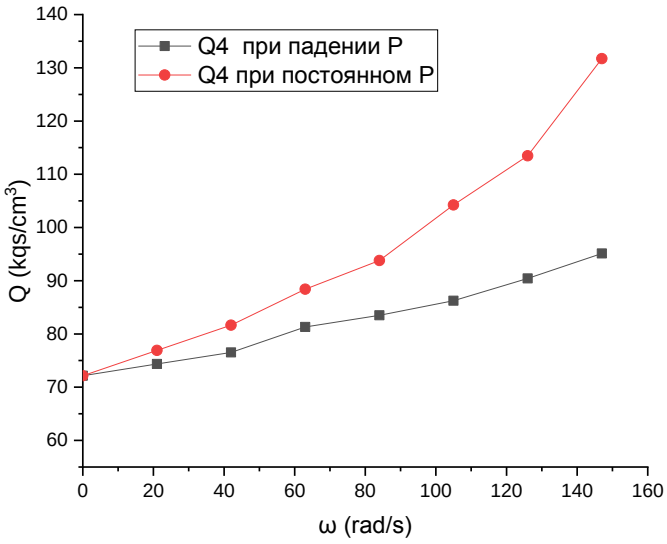


Рисунок 3.9. Кривые расхода жидкости установки с предварительным давлением водопровода 1,5 кгс/см^2 через дроссельные отверстия диаметром 3 мм

На инерционное истечение жидкости оказывает влияние как центробежная сила, так и касательные силы, которые возникают в результате взаимодействия жидкости со стенками барабана. При этом скорость ее движения зависит от радиуса и количества дроссельных отверстий, а также от угловой скорости вращения ротора. При повышении угловой скорости ротора, центробежная сила растет, что приводит к увеличению скорости истечения жидкости через дроссельные отверстия. Однако, когда пропускная способность водопровода

ограничена, а расход установки выше, то наблюдается пульсация расхода, это связана, тем что с водопровода и мест соединения попадает воздух.

На рисунках 3.6 и 3.7 видно, что в начальный момент в установке без накопителя расход жидкости при угловых скоростях 20-40 рад/с соответственно, постепенно повышается, а затем начинается пульсация. В то время, когда в установке имеется накопитель мы видим стабильный рост расхода жидкости. При чем кривая изменяется пропорционально с ростом угловой скорости ротора.

На рисунках 3.8 и 3.9, также наблюдается пульсация в кривых расхода без накопителя, хотя небольшой, но стабильный рост сохраняется на всем диапазоне угловых скоростей ротора. Пульсация начинается при более высоких угловых скоростях ротора. Кривые расхода с аккумулятором носят параболический характер, который ярко виден на рисунке 3.9. Это связано тем, что согласно выражению (2.15) давление у дроссельных отверстий находится в квадратичной зависимости от угловой скорости ротора.

Также в экспериментальных исследованиях рассмотрен случай создания одинакового суммарного давления у дроссельных отверстий, путем сложения статического и инерционного давления таблица 3.1. В таблице приведены данные расхода жидкости через дроссельное отверстие диаметром 1,5 мм.

Таблица 3.1

Расход от статического и суммарного давления у дроссельных отверстий

$P_{сумм}$	$P_{инерц.}$ (кг/см^2)	ω, (рад/с)	$P_{магист}$ (кг/см^2)	Q без вращения ротора (см^3/с)	Q при вращения ротора (см^3/с)
1,5	1,0	56,029	0,5	48,52	63,416
	0,75	48,522	0,75	67,294	82,214
	0,5	39,618	1,0	81,833	98,118

Из данных таблицы 3.1 видно, что величина статического давления создаваемое в системе подачей жидкости из водопровода имеет огромное влияние на суммарный расход. При малых угловых скоростях ротора (10-20 рад/с) замечено, даже снижение расхода от предварительного давления. Это связано тем что, струя жидкости в центре дроссельного отверстия начинают отклоняться и тем самым снижается скорость струи от центробежных сил. Таким образом, из результатов, приведенных в таблице видно, что простое сложение давлений дает различные расходы через дроссельные отверстия.

С повышением угловой скорости вращения ротора растет давление жидкости у дроссельных отверстий, а доля расхода жидкости от предварительного статического давления снижается в суммарном расходе жидкости. Данные их процентного распределения приведены в таблице 3.2.

Из таблицы 3.2 видно, что предварительный статический расход в подводящей магистрали оказывает существенное влияние на инерционный расход при не больших оборотах ротора (до ω = 21 рад/с), при этом,

инерционная составляющая не превышает 74,4%, но с ростом угловой скорости ротора ее влияние уменьшается и стремится к нулю. Это связано тем, что при увеличении угловой скорости ротора давление жидкости у дроссельных отверстий в разы превышает статическое давление в подводящей магистрали, поэтому расход Q_n при угловых скоростях более 84 рад/с с максимальной погрешностью 2,4% можно не принимать во внимание.

Таблица 3.2

Процентное долевое содержание статического и инерционного расхода жидкости для различных угловых скоростей ротора

ω (rad/s)	0	21	42	63	84	105	126	147
Q_n (%)	100	25,6	8,8	4,2	2,4	1,6	1,1	0,8
Q_i (%)	0	74,4	91,2	95,8	97,6	98,4	98,9	99,2

Учитывая, что при проведении экспериментальных исследований расходомер показывает суммарный магистральный расход жидкости Q, то инерционный расход может быть определен выражением:

$$Q_i = Q - Q_n \tag{3.1}$$

где Q_n - расход жидкости от предварительного статического давления.

Зная, что $Q = \upsilon \cdot S,$ инерционная радиальная скорость может быть представлено в виде

$$\upsilon_i = \frac{Q - Q_n}{S} = \frac{Q_i}{S}. \tag{3.2}$$

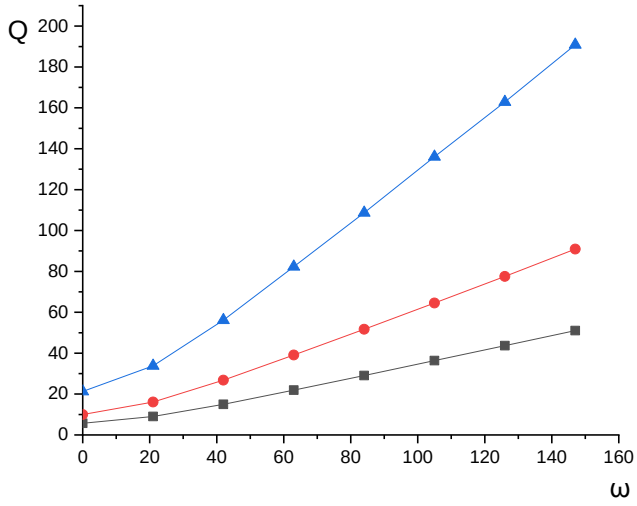
Площади дроссельных отверстий S рассчитаны по формуле

$$S = \frac{\pi d_i^2}{4}. \tag{3.3}$$

Формулы (3.1) и (3.2) справедливы для каждого значения угловой скорости, только с учетом распределения приведенной в таблице 3.2.

По полученным результатам построены графики зависимости общего и инерционного расхода жидкости для исследуемого диапазона угловых скоростей ротора. Установлены коэффициенты расхода μ истечения жидкости дроссельных отверстий, при различных угловых скоростей ротора.

На рис. 3.10 приведены экспериментальные результаты суммарного расхода жидкости от угловой скорости вращения ротора при трех диаметрах дроссельных отверстий.

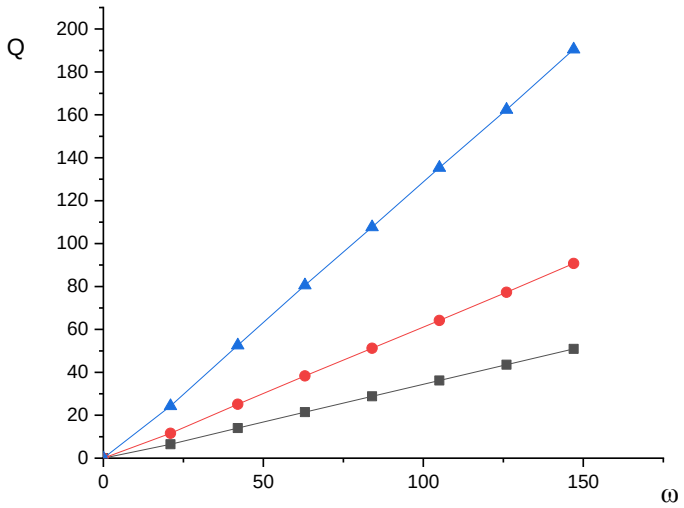


■ - $1.76 \cdot 10^{-5}(m^2)$; ● - $3.14 \cdot 10^{-5}(m^2)$; ▲ - $7.065 \cdot 10^{-5}(m^2)$; $P_n = 0.01 MPa$

Рисунок 3.10. График зависимости общего расхода жидкости от угловой скорости вращения ротора [104, с. 5]

Из графика следует, что в диапазоне угловых скоростей ротора 0...21 рад/с действие инерционных сил незначительны, поэтому прирост расхода жидкости через дроссельные отверстия имеет пологий характер. При дальнейшем увеличении угловой скорости инерционные силы существенно возрастают и, соответственно, наблюдается рост расхода жидкости.

На рис. 3.11 приведены экспериментальные результаты инерционного расхода жидкости от угловой скорости вращения ротора, для принятых диаметров дроссельных отверстий.



. ■ - $1.76 \cdot 10^{-5}(m^2)$; ● - $3.14 \cdot 10^{-5}(m^2)$; ▲ - $7.065 \cdot 10^{-5}(m^2)$

Рисунок 3.11. График зависимости инерционного расхода жидкости от угловой скорости вращения ротора [104, с. 6]

Из рис. 3.11 видно, что инерционный расход жидкости для всех площадей S дроссельных отверстий имеет стабильный линейный рост. При одинаковых угловых скоростях ротора кривые расхода пропорциональны площадям дроссельных отверстий.

Известно, что значения экспериментального расхода Q и теоретического расхода жидкости $Q_{\Sigma m}$ при ее продавливании через дроссельные отверстия связаны выражением [8, с. 85]

$$Q = \mu \cdot Q_{\Sigma m}, \tag{3.4}$$

где μ - коэффициент расхода для дроссельного отверстия.

Коэффициент расхода μ для дроссельного отверстия (также называемый коэффициентом сужения) - это отношение средней скорости истечения жидкости через дроссельное отверстие к скорости истечения жидкости через свободное отверстие, т.е. отверстие, не имеющее никаких препятствий.

Данный коэффициент расхода является важным параметром, определяющим эффективность процесса продавливания жидкости через дроссельные отверстия. Чем меньше значение коэффициента расхода, тем меньше скорость истечения жидкости через дроссельное отверстие и тем выше гидравлическое сопротивление, которое нужно преодолеть для движения жидкости через дроссель.

Коэффициент расхода зависит от многих факторов, таких как геометрия дроссельного отверстия, плотность жидкости, ее вязкость, температура и давление. Для разных типов дроссельных отверстий значение коэффициента расхода может отличаться.

Коэффициент расхода μ для определенного типа отверстия и значения числа Рейнольдса определяется экспериментальным путем [8, 52]. Однако механизм движения жидкости в роторе сводится к чисто турбулентному перемешиванию и не зависит от числа Рейнольдса, что позволяет не учитывать ее вязкие составляющие.

На рис. 3.12 представлены графики зависимости экспериментально определенных значений коэффициентов расхода μ для дроссельных отверстий диаметром 1.5, 2.0, 3.0 мм при различных угловых скоростях ротора.

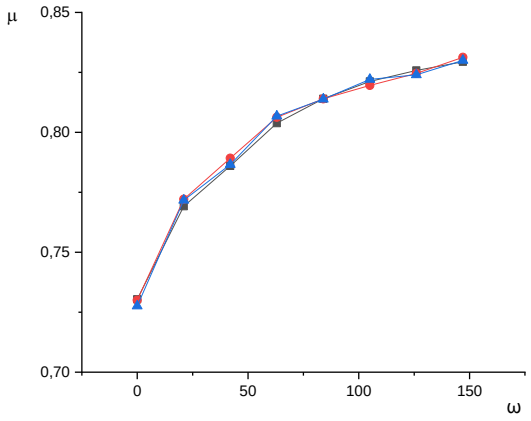


Рисунок 3.12. График изменения коэффициента расхода μ в зависимости от угловой скорости вращения ротора

Из рис. 3.12 видно, что значения коэффициента расхода μ ростут с увеличением угловой скорости ротора, это связано с повышением давления у дроссельных отверстий, а также наличием несовершенного сжатия струи, малой длиной дроссельного канала и наличием фаски на входной кромке отверстия [8, 52-54]. При этом значения коэффициента расхода совпадают для различных диаметров однотипных дроссельных отверстий.

На рис. 3.13 представлены графики зависимости инерционной теоретической υ_{mi} и экспериментальной υ_i скоростей истечения струи жидкости, через дроссельные отверстия диаметром 1.5, 2.0, 3.0 мм, в зависимости от угловой скорости вращения ротора.

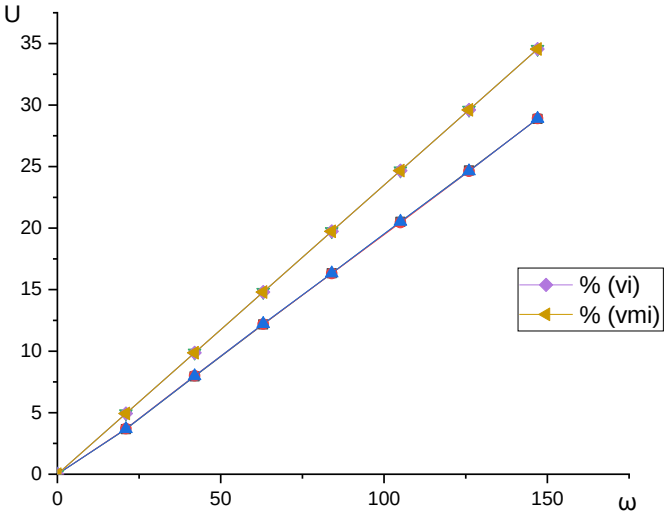


Рисунок 3.13. Изменение инерционной теоретической υ_{mi} и экспериментальной υ_i скоростей истечения струи жидкости через дроссельное отверстие в зависимости от угловой скорости вращения ротора

Анализ кривой теоретической инерционной скорости показывает, что она совпадает со значением окружной скорости дроссельных отверстий и может быть описана выражением

$$\upsilon_{mi} = \upsilon = \omega \cdot R.$$

Так как в экспериментальных исследованиях используется маловязкая жидкость (вода), то её турбулентный режим течения в роторе, позволяет не учитывать вязкие составляющие [8, с 86], соответственно можно принять, что коэффициент скорости φ равен экспериментальному коэффициенту расхода μ.

Экспериментальная инерционная скорость определяется коэффициентом скорости φ и может быть описана выражением

$$\upsilon_i = \varphi \cdot \omega \cdot R.$$

Инерционная скорость истечения жидкости не зависит от диаметра дроссельных отверстий, а определяются только угловой скоростью вращения ротора.

3.4 Влияние направления вылета струи из дроссельных отверстий ротора на расход жидкости

Для установления влияния на расход жидкости направления вылета струи через дроссельные отверстия был использован экспериментальный стенд (рис. 2.11). Результаты предоставлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Зависимость расхода жидкости через дроссельные отверстия диаметром 2мм от направления вылета струи и угловой скорости ротора

Угловая скорость ротора ω, рад/с	Направление дроссельной насадки		
	прямо	против вращения	по направлению вращения
	Расход $Q_п$, $см^3/с$	Расход $Q_{пр}$, $см^3/с$	Расход $Q_{по}$, $см^3/с$
0	31,875	30,253	30,248
48,52	43,066	42,918	43,649

Из таблицы 3.3 видно, что при направлении дроссельной насадки вдоль трубки ротора без его вращения расход жидкости выше. Здесь жидкость трубке не изменяет направление, а значит местные сопротивления ниже, чем при изменении направления тока.

При угловой скорости ротора 48,52 рад/с расход жидкости при прямом направлении дросселя ниже, чем при расположении дросселя по направлению вращения. Это объясняется тем, что согласно рис. 2.14 при вращении ротора

кориолисовые силы инерции отклоняют жидкость в дросселе из-за чего, происходит сужение струи и понижение расхода.

Эксперименты показали, что кориолисовые силы зависят от направления движения жидкости внутри вращающегося ротора. Если жидкость движется вдоль направления вращения ротора, то на него действует меньше кориолисовых сил, чем если бы она двигалась против направления вращения ротора. В этой связи для тепловой установки можно предусмотреть схемы, понижающие влияние кориолисовых сил на истечение жидкости через дроссельные насадки.

В экспериментальных исследованиях влияние кориолисовых сил на истечение жидкости через дроссельные отверстия учтены, понижением коэффициентом расхода.

Для более точного определения влияния кориолисовых сил на истечение жидкости через дроссельные отверстия вращающегося ротора необходимо провести специальные эксперименты, в которых будет учитываться влияние всех возможных факторов, включая геометрию отверстий, скорость вращения сосуда, вязкость жидкости и другие параметры.

3.5 Влияние температуры на истечение через дроссельные отверстия различных типов жидкости

Истечение жидкости через дроссели зависит от нескольких факторов, включая диаметр дросселя, давление, вязкость жидкости и температуру.

При повышении температуры жидкости, ее вязкость уменьшается, что приводит к увеличению скорости течения через дроссель. Также, с повышением температуры увеличивается давление насыщенных паров над жидкостью, что может привести к увеличению скорости истечения жидкости.

Однако, это не всегда справедливо для всех типов жидкостей. Например, для вязких жидкостей, повышение температуры может привести к увеличению вязкости, что затрудняет их истечение через дроссель.

Таким образом, влияние температуры на истечение различных типов жидкостей через дроссели зависит от их вязкости, плотности, температуры кипения и других факторов. Для каждой жидкости необходимо проводить эксперименты и анализировать данные для определения зависимости между температурой и скоростью истечения через дроссель.

Для уточнения показателей вязкости теплоносителей при различных температурах, был использован вибровискозиметр серии SV-A, результаты которых представлены в таблице 3.4.

Из таблицы 3.4 видно, что температура имеет значительное влияние на вязкость жидкости. В целом, при увеличении температуры, вязкость жидкости снижается. Это связано с увеличением скорости движения молекул жидкости при повышении температуры. Чем выше скорость движения молекул, тем ниже вязкость и текучесть жидкости повышается.

Таблица 3.4

Влияние температуры на динамические показатели вязкости для различных типов жидкости

Температура Т, °С	Динамические показатели η (м·Па·с)		
	вода	антифриз	масло веретенное
25	2.22	4.06	23.3
30	2.02	3.98	19.3
35	1.95	3.81	15.8
40	1.84	3.62	13.3

Кроме температуры на вязкость жидкости влияет и давление. Однако, до 20 МПа влияние давления на вязкость жидкости незначительны. Учитывая, что давление в тепловой установке изменяется в диапазоне 0 - 3,0 МПа, то влиянием давления на вязкость теплоносителей пренебрегаем.

На рис. 3.14-3.16 приведены результаты экспериментальных зависимостей времени наполнения мерного бака с объемом 0,0047 м^3 для различных типов жидкостей (вода – рис. 3.14; антифриз - рис. 3.15; масло веретенное - рис. 3.16) при различных давлениях P жидкости в магистралях и диаметров дроссельных отверстий d. Из них следует, что при повышении давления в магистралях время наполнения мерного бака для всех диаметров дросселей сокращается.

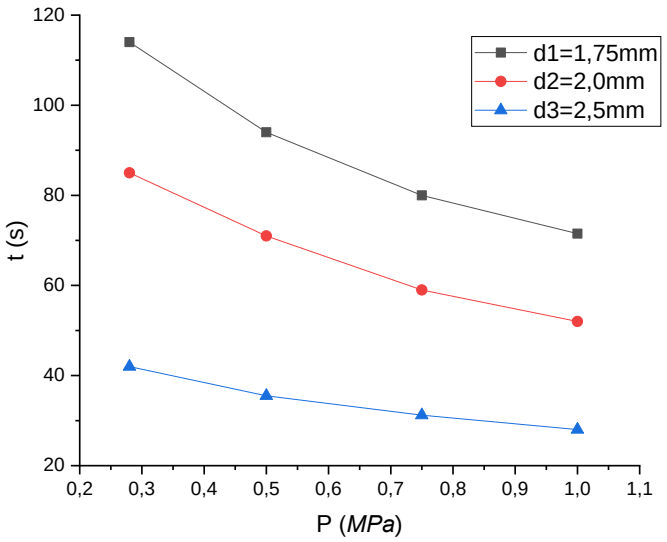


Рисунок 3.14. Зависимость времени наполнения мерного бака с объемом 0,0047 м^3 водой при продавливании ее через дроссельные отверстия различным давлением [115, с. 190]

Если добавить линии тренда в зависимости и мысленно продлить их, то они сойдутся, что означало бы отсутствие влияния диаметра отверстия при больших давлениях на расход жидкости. Однако после достижения максимальной пропускной способности дроссельных отверстий, дальнейшее

повышение давления на время наполнения влияние не окажет. Линии будут параллельными.

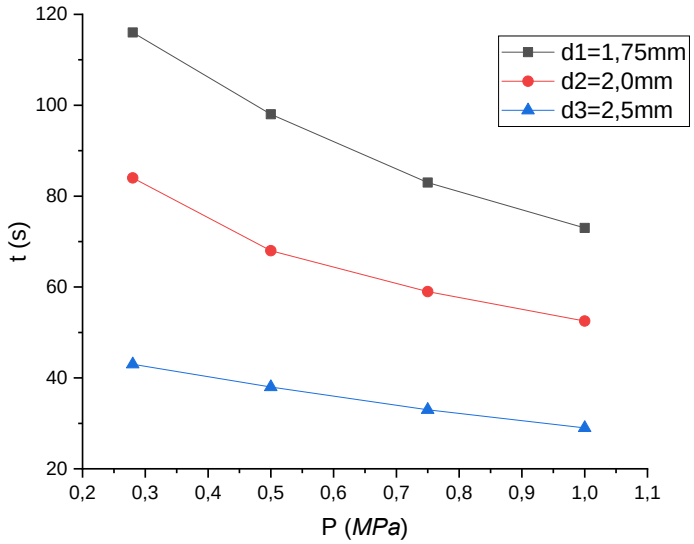


Рисунок 3.15. Зависимость времени наполнения мерного бака с объемом 0,0047 м^3 антифризом при продавливании его через дроссельные отверстия различным давлением [115, с. 190]

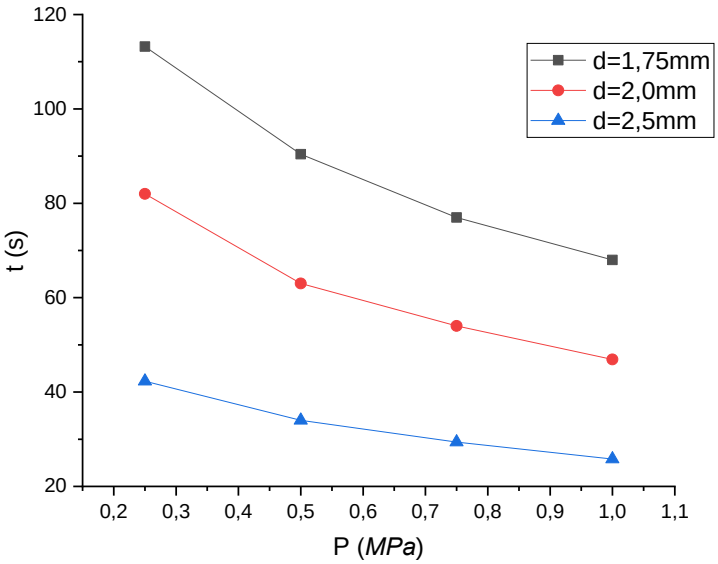


Рисунок 3.16. Зависимость времени наполнения мерного бака с объемом 0,0047 м^3 веретенным маслом при продавливании ее через дроссельные отверстия различным давлением [115, с. 190]

Из таблицы 3.3 следует, что наименьшая динамическая вязкость имеется у воды, а наибольшая у масла. Следовательно время наполнение мерной емкости должно расти в следующей последовательности вода - антифриз - масло. Так как чем менее вязкая жидкость, тем выше ее текучесть. Однако в

процессе эксперимента было установлено, что время наполнения мерной емкости имела последовательность масло - вода - антифриз.

Это объясняется тем, что отклонение результатов эксперимента произошли из-за использования насоса предназначенного для работы на минеральных маслах с кинематической вязкостью от $17 \cdot 10^{-6}$ до $40 \cdot 10^{-5}$ м^2/с. В этой связи время наполнения антифриза должно было быть выше, чем у воды, однако при его вспенивание может быть затруднена циркуляция в системе. Причинами вспенивания являются, его низкое качество или добавки предотвращающие замерзание и коррозию в системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания и при присутствии масла в системе, чем и объясняется полученный результат.

Результаты изменения температуры воды, антифриза и веретенного масла при их продавливании через дроссельное отверстие диаметром 2,5 мм в течении 720 секунд приведены на рисунке 3.17.

Из рис. 3.17 видно, что температурный рост жидкостей с высокой вязкостью значительно выше, чем у жидкостей с меньшей вязкостью. Это происходит из-за изменения внутренней энергии жидкостей при прохождении через дроссельные отверстия. Когда испытываемые жидкости движутся через дроссельное отверстие, скорость их движения увеличивается, а давление уменьшается. По закону Бернулли, увеличение скорости движения жидкости приводит к уменьшению ее давления. Уменьшение давления сопровождается изменением внутренней энергии жидкости.

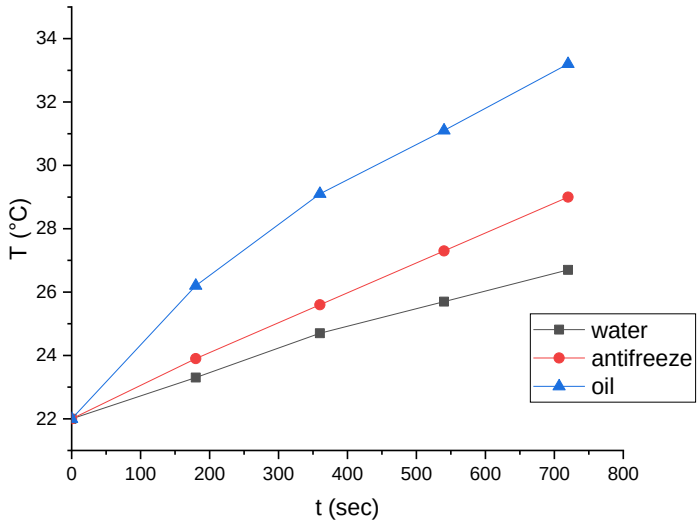


Рисунок 3.17. Зависимость изменения температуры теплоносителей от времени продавливания их через дроссельное отверстие диаметром 2,5 мм [115, с. 190]

Более вязкие жидкости испытывают большее сопротивление при прохождении через дроссельное отверстие, чем менее вязкие жидкости. Это приводит к большему изменению их внутренней энергии, и как результат, температура масла и антифриза выше, чем температура воды. Таким образом,

когда вязкая жидкость проходит через дроссели, она быстрее нагревается, потому что энергия, которую жидкость получает при сжатии, преобразуется в тепло. Это явление известно как эффект Джоуля-Томсона.

Согласно данных приведенных в таблице вязкость водопроводной воды ниже вязкостей антифриза в 1,47 раза, а относительно масла веретенного в 8 раз, в то время как температура нагрева воды ниже антифриза 1,46 раза и масла 2,1 раза.

Таким образом, хотя вязкость и температура жидкости связаны друг с другом, они оказывают разное влияние на процесс продавливания через дроссельные отверстия. Рост температуры обусловлен механическим трением, а не свойствами жидкости, в то время как вязкость влияет на скорость движения жидкости через отверстия.

Однако, вязкость жидкости оказывает ограниченное влияние на температуру, так как она определяет скорость движения молекул жидкости, а не силу трения между ними. Более того, вязкость обычно зависит от температуры, поэтому изменение температуры жидкости при продавливании может привести к изменению ее вязкости и других свойств. Поэтому при выборе теплоносителя, необходимо учесть, данный фактор.

Выводы к разделу

Основные выводы по данной главе:

1. Первичные экспериментальные исследования роста температуры при продавливании жидкости через дроссельные отверстия показали низкий результат, что свидетельствовало о малом сечении кольца жидкости в полости барабана ротора. Для установления причин малого роста температуры, был разработан прозрачный макет ротора установки, который позволил наглядно увидеть запирание воздуха в барабанной полости. Отвод воздуха был осуществлен эффектом пульверизатора, что способствовало созданию большего сечения кольца жидкости, а значит и давления у дроссельных отверстий ротора. Устранение причин запирания воздуха позволило увеличить ежеминутный рост температуры в четыре раза, чем при запирании воздуха.

2. Разработанный стенд для определения расхода жидкости через дроссельные отверстия различных диаметров, позволил установить, что предварительное статическое давление, создаваемое в системе, имеет влияние большое влияние только при низких угловых скоростях ротора. С повышением угловой скорости ротора до 147 рад/с расход от предварительного давления составил 0,8% от общего расхода.

3. Получена зависимость коэффициента расхода жидкости от угловой скорости ротора. С ростом угловой скорости растет и коэффициент расхода. Установлено, что малая длина дроссельного канала и наличие фаски на входной кромке способствуют увеличению коэффициента расхода жидкости. При угловой скорости ротора 147 рад/с коэффициент расхода $\mu = 0{,}82$.

Значения коэффициентов расхода дроссельных отверстий диаметром 1.5, 2.0, 3.0 мм совпадают.

4. Установлено, что при вылете струи из дроссельных отверстий в направлении, противоположном вращению ротора, действие кориолисовых сил увеличивает расход жидкости по сравнению с вылетом струи в сторону вращения ротора.

5. Установлено, что при продавливании жидкостей через дроссельные отверстия рост их температуры не пропорционально связано с вязкостью. Вязкость водопроводной воды ниже вязкостей антифриза в 1,47 раза, а относительно масла веретенного в 8 раз, при их дросселировании температура нагрева воды ниже антифриза 1,46 раза, а от масла 2,1 раза. Это связана тем, что для более вязких жидкостей необходимо больше энергии, чтобы преодолеть силы сцепления между ее малекулами и ускорить движение. Следовательно, при дросселировании более вязких жидкостей требуется большее количество тепла, чем для менее вязких жидкостей, чтобы увеличить их температуру на одинаковое количество.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Краткие выводы по результатам диссертационных исследований:

1. Разработана схема отопительной системы с применением инерционной гидродинамической установки. Изготовлена полноразмерная экспериментальная инерционная гидродинамическая установка. Рассмотрены силы, возникающие при работе экспериментальной установки. Получена зависимость максимальной угловой скорости от уровня жидкости в сосудах из условия ее не выплескивания. Получены формулы для определения давления жидкости у дроссельных отверстий барабана преобразованием дифференциальных уравнений Эйлера.
2. Получена расчетная зависимость давления у дроссельных отверстий от угловой скорости ротора и положений кольца жидкости в барабане. Получена зависимость повышения температуры жидкости за один проход через дроссельные отверстия от расчетного давления. Рассчитан расход жидкости для диаметров дроссельного отверстия 1.5, 2, 3 мм, с учетом предварительного статического давления жидкости равной 1 м столба жидкости в системе.
3. Определен коэффициент учитывающий распределение расхода жидкости от статического давления в общем расходе для различных угловых скоростей ротора установки. Установлены режимы работы экспериментальной установки. Подобраны методы для оценки точности результатов экспериментальных исследований.
4. Для установления причин малого роста температуры, был разработан прозрачный макет ротора установки, который позволил наглядно увидеть запирание воздуха в барабанной полости. Отвод воздуха был осуществлен эффектом пульверизатора, что способствовало созданию большего сечения кольца жидкости, а значит и давления у дроссельных отверстий ротора. Устранение причин запирания воздуха в экспериментальной установке позволило увеличить ежеминутный рост температуры в четыре раза, чем при запирании воздуха.
5. Разработанный стенд позволил установить, что предварительное статическое давление, создаваемое в системе, имеет большое влияние только при низких угловых скоростях ротора, а с повышением угловой скорости ротора до 147 рад/с расход от предварительного давления составил 0,8% от общего расхода. Получена зависимость коэффициента расхода жидкости от угловой скорости ротора. С ростом угловой скорости растет и коэффициент расхода.
6. Установлено, что малая длина дроссельного канала и наличие фаски на входной кромке способствуют увеличению коэффициента расхода жидкости. При угловой скорости ротора 147 рад/с коэффициент расхода $\mu = 0{,}82$. Значения коэффициентов расхода дроссельных отверстий диаметром 1.5, 2.0, 3.0 мм совпадают.

7. Исследованиями установлено, что при вылете струи из дроссельных отверстий в направлении, противоположном вращению ротора, действие кориолисовых сил увеличивает расход жидкости по сравнению с вылетом струи в сторону вращения ротора.

8. Впервые разработана полноразмерная экспериментальная инерционная гидродинамическая установка дроссельного типа для нагрева теплоносителей.

9. Установлено, что при продавливании жидкостей через дроссельные отверстия рост их температуры не пропорционально связано с вязкостью. При дросселировании более вязких жидкостей требуется большее количество тепла, чем для менее вязких жидкостей, чтобы увеличить их температуру на одинаковое количество. Вязкость водопроводной воды ниже вязкостей антифриза в 1,47 раза, а относительно масла веретенного в 8 раз, при их дросселировании температура нагрева воды ниже антифриза 1,46 раза, а от масла 2,1 раза. Это связана тем, что для более вязких жидкостей необходимо больше энергии, чтобы преодолеть силы сцепления между ее молекулами и ускорить движение. Следовательно, при дросселировании более вязких жидкостей требуется большее количество тепла, чем для менее вязких жидкостей, чтобы увеличить их температуру на одинаковое количество.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Концепция перехода к «зеленой экономике» Республики Казахстан. [Электронный ресурс]: http://strategy 2050.kz.

2. Трухний А.Д. Основы современной энергетики. Том 1. Современная теплоэнергетика: учебник для вузов / Трухний А.Д., Поваров О.А., Изюмов М.А. и др. - 5-е изд., стер. - М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 472 с.

3. Тлеуов А. Нетрадиционные источники энергии: Учебное пособие. – Астана: Фолиант, 2009. – 248 стр.

4. https://forbes.kz/life/opinion/za_30_let_v_kazahstane_ne_postroeno_ni_odnoy_novoy_tets/.

5. Shumilov, I.S., Fluid Temperature of Aero Hydraulic Systems, Machines and Plants: Design and Exploiting, MSTU N.E. Bauman, vol. 16, no. 2, 2016. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837432.

6. Nussupbekov, B., Oshanov, Y., Ovcharov, M., Mussenova, E., Ospanova, D., Bolatbekova, M. (2022). Development and creation of a hydrodynamic liquid heating unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (8 (119)), 62–69. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.264227.

7. Shumilov, I.S., Fluid Temperature of Aero Hydraulic Systems, Machines and Plants: Design and Exploiting, MSTU N.E. Bauman, vol. 16, no. 2, 2016. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837432.

8. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Башта Т.М., «Машиностроение», 1971, стр. 672.

9. Ошанов Е.З., Есенгулов Д.Е. Направления развития способов обогрева промышленных и гражданских объектов // Интеграция современных научных исследований в развитие общества: сборник материалов V Международной научно-практической конференции (07 мая 2018 г.). Том II– Кемерово: ЗапСибНЦ, 2018. – с. 45-48.

10. Нүсіпбеков Б. Р., Овчаров М.С., Ошанов Е.З. Пути развития нетрадиционной теплоэнергетики//Жылуэнергетика және қолданбалы жылуфизикасының өзекті мәселелері: проф. Ж.С. Ақылбаевтың 80 жылд. арн. Респ. ғыл.-тәжір. конф. материалдары. – Қарағанды ҚарМУ баспасы, 2018. – с. 262-267.

11. Земсков В.И. Возобновляемые источники энергии в АПК: Учебное пособие. – СПб.: Издательство «Лань», 2014. – 368 с.

12. Ершина А.К. Теория и практика использования возобновляемых источников энергии: Учебное пособие/Ершина А.К. – Алматы: издательство «Эверо», 2016. – 220 с.

13. Сибиткин Ю.Д. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: учебное пособие/Ю.Д. Сибиткин, М.Ю. Сибиткин. – 2-е изд., стер. – М.: КНОРУС, 2012. – 240с.

14. СНиП II-35-76 «Котельные установки».

15. Мунц, В. А. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие / В. А. Мунц, Е. Ю. Павлюк, А. С. Прошин; М‑во науки и высш. обр. РФ. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2020. — 208 с.

16. Н. П. Жуков, Н. Ф. Майникова, О. Н. Попов, Е. В. Пудовкина, А. О. Антонов Котельные установки. Паровые котлы: учебное пособие к выполнению курсового проекта для студентов, изучающих дисциплину «Котельные установки и парогенераторы» / [Н. П. Жуков, Н. Ф. Майникова, О. Н. Попов и др.]. – Тамбов: Изд-во ФГБОУВПО «ТГТУ», 2013. – 80 с.

17. Nussupbekov, B., Oshanov, Y., Ovcharov, M., Kutum, B., Duisenbayeva, M., Kongyrbayeva, A. Identifying Regularities of fluid throttling of an inertial hydrodynamic installation// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2023, 6 (7 (126)), pp. 26–32. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.292522.

18. Котельные установки. Паровые котлы: учебное пособие к выполнению курсового проекта для студентов, изучающих дисциплину «Котельные установки и парогенераторы» / [Н. П. Жуков, Н. Ф. Майникова, О. Н. Попов и др.]. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 80 с.

19. Данилов Н.И., Щелоков Я.М. Основы энергосбережения: учебник / Н.И. Данилов, Я.М. Щелоков; под ред. Н.И. Данилова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. 564 с.

20. Куртова Н.А. Энергосберегающие инженерные системы в жилищном строительстве. Журнал «Оборудование Разработки Технологии». 2011, № 4-6. – С. 23-27.

21. Филенков В. М., Козина Л. Н. Бухонов Д. О. О перспективах использования тепловых насосов в регионах России. Вестник НГИЭИ. 2014. № 12 (43). С. 94–97.

22. Лунева С.К. Решение вопросов энергосбережения и энергоэффективности при применении тепловых насосов. - Технико-экономические проблемы сервиса. - 2014. - № 3 (29). - С. 49-54.

23. https://eti.su/articles/electrotehnika/electrotehnika_336.html.

24. Патент №28844 KZ, Теплонасосная система теплоснабжения жилых зданий, опубл. 15.08.2014, бюл. №8.

25. Патент №1585 KZ, Теплонасосная система автономного теплоснабжения, опубл. 29.07.2016, бюл. №8.

26. Лунева, С. К., Лепеш А.Г. Исследование эффективности функционирования теплового насоса // Технико-технологические проблемы сервиса. 2015.-№4(34) с.30-35.

27. Гажур, А.А. Теплотехника. Теплопередача и термодинамика: учебник / А.А. Гажур. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2023. – 312 с.: ил., табл.

28. https://www.apk.ru/upload/iblock/848/848199f94ed8225cb5427_bee59bb2a3f.Pdf.

29. Гребнева О.А., Широких А.Э., Макеева К.И. Эффективность инфракрасного обогрева производственных помещений // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость.2020. № 4(10). С. 552–559.

30. azbukatepla.bu/wp-content/uploads/2015/06/Проектирование- солнечных -коллекторов_Bosch_Solar-web.pdf.

31. Слесаренко И.В. Исследование и испытания вакуумных солнечных коллекторов в системах теплоснабжения // Фундаментальные исследования. – 2016. – № 2-3. – С. 509-514.

32. https://articlekz.com/article/12654.

33. Дисковые вихревые теплогенераторы [Электронный ресурс] / Информационно-аналитический портал об энергосбережении и экологии ECOTECO. Режим доступа: http://www.ecoteco. ru/?id=40. Дата доступа: 24.09.2017.

34. Патент RU 2 357 161 C1. Теплогенератор дроссельного типа/ Маринин М.Г., Мосалёв С.М, Наумов В.И., Сыса В.П., опубл. 27.05.2009. Бюл. №15.

35. https://cyberleninka.ru/article/n/primenenie-effekta-ranka-hilsha.

36. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике-М.: Машиностроение, 1969. -185 с.

37. Патент №26822 KZ, Гидродинамический нагреватель, опубл. в бюл. №4, 2013.

38. Патент №2415350 РФ, Кавитационно-вихревой теплогенератор, опубл. 27.03.2011, бюл. №9.

39. Патент № 31003 KZ, Теплогенератор механический, опубл. 15.03.2016, бюл. №3.

40. Патент № 31624 KZ, Теплогенератор кавитационно-вихревой, опубл. 30.09.2016, бюл. №12.

41. Патент № 23566 KZ, Теплогенератор, опубл. 15.12.2010, бюл. №12.

42. Патент № 22062 KZ, Способ получения тепловой энергии Овчарова и устройство для его реализации, опубл. 15.12.2009, бюл. №12.

43. Внутренняя энергия вещества, тела, системы // topuch.ru. 02.08.2018.

44. Техническая термодинамика: Учебник для вузов / Под ред. В.И. Крутова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. Школа, 1981. – 439 с.

45. Вукалович М.П. и Новиков И.И. Техническая термодинамика. М., «Энергия», 1968 г. 496 с.

46. Карасев Н.И., Калинин А.А. Вероятностно-детерминированный подход при планировании экспериментов для изучения явлений механоактивации вихревого движения жидких сред // Materialy czwartej Mesdzynarodowej naukowi-praktycznej konferencji “Nauka: teoria i praktyka - 2007”. Tom 10. Techniczne nauki. Fizyczna kultura I sport.: Przemyzl. Nauka I studia - 96 str. C.16-26.

47. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. — Самара: Оптима, 1997. — 184 с.

48. Гуцол А.Ф. Эффект Ранка // Успехи физических наук. – 1997. –Т. 167, №6- с. 665-687.

49. В. Н. Самохвалов, Механические эффекты в вихревом устройстве с вращающимся сердечником, Письма в ЖТФ, 2017, том 43, выпуск 9, 89–94 DOI: 10.21883/PJTF.2017.09.44581.16600.

50. Вихревые трубы: от эффекта Ранка до… «Эффекта Ранке»//att-vesti.narod.ru. 24.12.2017.

51. Патент № 34918 KZ, Устройство для нагревания жидкости, опубл. 02.04.2021, бюл. №13.

52. Патент № 34124 KZ, Устройство для нагревания жидкости, опубл. 24.01.2020, бюл. №3.

53. А. А. Александров, А. М. Архаров и др.]; под общ. ред. А. М. Архарова, В. Н. Афанасьева. — 7-е изд., — Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2020. — 876, [4] с.

54. Сиов Б.Н. Истечение жидкости через насадки / Б.Н. Сиов. – М.: Машиностроение, 1968. – 140 с.

55. Акынбеков Е.К. Основы термодинамики и теплотехники/ Е.К. Акынбеков. - Алматы: Эпигаф, 2016. - 324 с.

56. Углев, Н.П. Дросселирование жидкостей в импульсном режиме / Н.П. Углев, Н.С. Чугайнов // Вестник ПНИПУ. Химическая технология и биотехнология. – 2022. – № 4. – С. 26–37.

57. Техническая термодинамика / Е.В. Дрыжаков, Н.П. Козлов, Н.К. Корнейчук [и др.], под ред. В.И. Крутова. – М.: Высшая школа, 1971. – 471 с.

58. Фокин Л.Р. Линия инверсии дроссель-эффекта Джоуля–Томпсона для жидкой ртути // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17, № 24. – с. 99–101.

59. Experimental Analysis of Flow Through Throttle Valve During Gaseous Cavitation Tomáš Polášek, Lumír Hružík, Adam Bureček and Marian Ledvoň // MATEC Web of Conferences 369, 02008 (2022) https://doi.org/10.1051/matecconf/202236902008 40th. MDFMT & XXIII. AEaNMiFMaE-2022.

60. Wang Ruonan, Liu Bin, Liu Haodong // Experimental results and analysis of throttling refrigeration with ternary mixed refrigerant E3S Web of Conferences 236, 01008 (2021) ICERSD 202 https://doi.org/10.1051/e3sconf/202123601008.

61. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн. пособие для неэнергетических специальностей вузов, М. «Высшая школа», 1975 г. 496 с.

62. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика. Учебное пособие для вузов. М., «Машиностроение», 1972, 672 с.

63. Трубаев П.А. Тепловые насосы: Учеб. пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 142 с.

64. Sun W., Virvalo T. Accumulator-pump-motor as energy saving in hydraulic boom // In: Proceedings of the 8th Scandinavian international conference on fluid power, Tampere, Finland. 2003 7–9 May. P. 297–309. Finland: Tampere University of Technology.

65. Yaoxi D., Zheng L., JiayiY. Simulation of downhole throttling process // IJISET – International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology. 2015. Vol. 2, Is. 9. P. 376–379.

66. Komsta J., Stavrou P. Variable Speed Pump Drives for Industrial Machinery – System Considerations [Электронный ресурс] // Fluid Power Journal. 2014. URL: http://fluidpowerjournal.com/2014/04/pump-drives.

67. Закирзаков Г.Г., Мерданов Ш.М., Конев В.В., Матвеева А.Д., Дубров С.С. Совершенствование гидропривода строительно-дорожных машин для северных условий эксплуатации [Электронный ресурс] // Фундаментальные исследования. 2016. № 12-3. С. 491-495. URL: https://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=41120 (дата обращения: 08.11.2017).

68. Данилов Ю.А., Кириловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

69. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах: учеб. пособие / ред. С.В. Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1998. – 238 с.

70. Shumilov, I.S., Fluid Temperature of Aero Hydraulic Systems, Machines and Plants: Design and Exploiting, MSTU N.E. Bauman, vol. 16, no. 2, 2016. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837432.

71. Mohammad A. K. Alia, Tariq Younes, Hussein SarhanHydraulic Domestic Heating by Throttling Engineering, 2010, 2, 461-465 doi:10.4236/eng.2010.26060 Published Online June 2010.

72. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов /Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. - 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. - М: ≪Издательский дом Альянс≫, 2010. - 423 с.

73. Y. A. Cengel and M. A. Boles, “Thermodynamics an Engineering Approach,” McGraw-Hill, USA, 2006., Hydraulic Supermarket, “Cooling and Heating,” 2006. http:// www.industrialhydrauliccontrol.com.

74. Hydraulic Secrets Revealed, http://www.insidersecretstohydraulic.com.

75. P. Frank, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer,” John Wiley and Sons, UK, 2004.

76. Попов Д.Н. О влиянии противодавления на кавитационные течения жидкости в дроссельных устройствах / Д.Н. Попов, П.В. Отрошко, А.Г. Бочаров, В.С. Кузнецов // Вестн. машиностроения. – 1981. – №11. – С.68-70.

77. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. Т. 11, № 1(52). с. 57-62.

78. Попов Д.Н. Кавитационные течения вязкой жидкости в дроссельных устройствах /Д.Н. Попов, П.В. Отрошко, А.Г. Бочаров, В.С. Кузнецов // Вестн. машиностроения. – 1980. – №2. – С. 5-8.

79. J. Michael, “Industrial Control Electronics Applications and Design,” Prentice-Hall International Inc., USA, 1990.

80. Tomáš Polášek, Lumír Hružík, Adam Bureček and Marian Ledvoň Experimental Analysis of Flow Through Throttle Valve During Gaseous

Cavitation// MATEC Web of Conferences 369, 02008 (2022) https://doi.org/10.1051/matecconf/202236902008 40 t h.

81. Vasina, M., Hruzik, L., Burecek, A. (2018). Energy and dynamic properties of hydraulic systems. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 25(2), 382-390.

82. Osterland, S., Muller, L., Weber, J. (2021). Influence of Air Dissolved in Hydraulic Oil on Cavitation Erosion. International journal of fluid power, 22(3), 373-392.

83. Holl, E. (2022). Improvement of the modeling of a hydraulic drive for exoskeleton application based on measurements. Materials Today: Proceedings, 62(5), 2409-2415.

84. Burecek, A., Hruzik, L., Vasina, M. (2015). Determination of Undissolved Air Content in Oil by Means of a Compression Method. Strojniski vestnik-journal of mechanical engineering, 61(7-8), 477-485.

85. Himr, D., Haban, V., Zavorka, D. (2019). Axial check valve behaviour during flow reversal. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (Vol. 405, No. 1, p. 012012). IOP Publishing.

86. Iben, U., Makhnov, A., Schmidt, A. (2018). Numerical study of the effects of dissolved gas release in cavitating flow. In AIP Conference Proceedings (Vol. 2027, No. 1, p. 030128). AIP Publishing LLC.

87. https://forbes.kz/process/energetics/tri_stihii_1608813668/.

88. https://forbes.kz/life/opinion/za_30_let_v_kazahstane_ne_postroeno_ni_odnoy_novoy_tets/.

89. https://adilet.zan.kz/rus/docs/P2300000263.

90. http://www.vesper.ru/info/documentation-manual/.

91. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы: Учебник для сред. проф. образования/ А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин: Под. ред. Ю.А. Беленкова. -М.: Издательский центр «Академия», 2004. -336 с.

92. ГОСТ 17398-72 Насосы. Термины и определения.

93. Мисюра В.И., Овсяников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. – М.: Машиностроение, 1986. – 112 с.

94. Сазанов И. И. Гидравлика. Конспект лекций. Учебное пособие. — М.: ИЦ МГТУ Станкин, 2004 — 292 с.

95. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 640 с.

96. Пташкина-Гирина О.С., Щирый В.Д. Гидравлика: Учебное пособие. - Челябинск: ЧГАУ, 2009. - 214 с.

97. Oshanov, Y., Abdirova, N., Tusuphanova, A. Determination of the maximum angular speed rotation of inertial heating hydrodynamic installation rotor // The I International Scientific and Practical Conference «New ways of creating scientific ideas for implementation», 2023, Varna, Bulgaria. pp. 222-226.

98. Nussupbekov, B., Ovcharov, M. Исследование наполняемости жидкостью барабанной полости барабана// Материалы XII международной научной конференции «Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент». -Павлодар: Toraighurov University, 2022. - с. 541-544.

99. И.И. Агроскин, Г.Т. Дмитриев, Ф.И. Пикалов. Гидравлика, под общей редакцией проф. И.И. Агроксина. - изд. четвертое. –Москва: изд-во «Энергия», 1964. 352 с.

100. Гришин Н.С. Экстракция в поле переменных сил. Гидродинамика, массопередача, аппараты: монография: в 2 ч. Ч. 1 / Н.С. Гришин [и др.]; М-во образ. и науки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Казань: Изд-во КНИТУ, 2012. – 468 с.

101. Березовский, Н.И. Технология энергосбережения: учеб. Пособие / Н.И. Березовский, С.Н. Березовский, Е.К. Костюкевич. – Минск: БИП-С Плюс, 2007. -152 с.

102. Гусев В.П. Основы гидравлики. Учебное пособие. - Томск. Изд-во ТПУ, 2009. - 172с.

103. B.R. Nussupbekov, M.S. Ovcharov, E.Z. Oshanov, U.B. Yesbergenov, M.S. Duisenbayeva, A.A. Tishbekov, M.K. Amanzholova. Determination of the effects of the diameters of the throttle holes on the fluid flow of an inertial hydrodynamic installation//Вестник Карагандинского университета. Серия «Физика». – 2023.- № 4(112)- с. 82-90. DOI: 10.31489/2023PH4/82-90.

104. Oshanov, Y. Z., Ovcharov, M. S., Nusupbekov, B. R. (2022). Influence of inertial forces on the flow rate velocity of fluid outflow through the throttle bores of the rotor. Heat Transfer Research, 53 (14), 1–8. doi: https://doi.org/10.1615/heattransres.2022038753

105. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под. Ред. Б.Б. Некрасова. Минск, «Вышэйш. школа», 1976. 416 с.

106. В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский, В.В. Яроц Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2014. №5. С. 46-52.

107. Махлаёв, В.К. Гидравлика. Гидростатика [Текст]: учебное пособие / В.К. Махлаёв. – 2-е изд., перераб. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2016. – 96 с.

108. Сайриддинов С.Ш. Основы гидравлики: учебник для вузов / С.Ш. Сайриддинов. – М.: Издательство АСВ, 2014. – 386 с.

109. Тужилкин А.М., Злобин Е.К., Бурдова М.Г., Белоусов Р.О. Гидравлика: Учебное пособие. – М.: Издательство АСВ, 2011. – 272 с.

110. Ловкис, З. В. Гидравлика: учеб. пособие / З. В. Ловкис. – Минск: Беларус. навука, 2012. – 439 с.

111. Поникаров, И.И. Исследование процессов гидродинамики и массопередачи в противоточных центробежных экстракторах: дис. д-ра техн. наук / И.И. Поникаров. – Казань, 1971. – 275 с.

112. Шкоропад, Д.Е. Центробежные жидкостные экстракторы / Д.Е. Шкоропад, И.В. Лысковцов. – М.: Машгиз, 1962. – 216 с.

113. Гришин Н.С. Экстракция в поле переменных сил. Гидродинамика, массопередача, аппараты: в 2 ч. 1/Н.С. Гришин [и др.]; М-во образ. и науки

России, Казан. Нац. исслед. технол. ун-т. – Казань: Изд-во КНИТУ, 2012. - 468 с.

114. khd2.narod.ru/hydrodyn/kotousov.htm.

115. Y. Oshanov, M. Ovcharov, B. Nussupbekov, M. Stoev, «The influence of the main properties of the liquid on the temperature indicators of the inertial heat generator», Bulgarian Chemical Communications, Volume 52, Special Issue A 2020. – pp. 188-191.

116. Беляев, Б.А. Механика: учебное пособие / Б.А. Беляев. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2023. – 192 с.

117. Бусыгин А.М. Механика: учебник / А.М. Бусыгин – М.: Изд. Дом НИТУ «МИСиС», 2019. – 224 с.

118. Стрелков С. П. Механика: Учебник. – 6-е изд., стер. - СПб.: Издательство «Лань», 2019. - 560 с.

119. Синенко, Е. Г. Механика: учеб. пособие / Е. Г. Синенко, О. В. Конищева. − Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. – 236 с.

120. А.В. Архипов, Ю.Н. Берновский, А.Г. Зекунов, Ю.П. Зубков, В.М. Мишин, В.А. Новиков, В.П. Панов. Основы стандартизации, метрологии и сертификации: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлениям стандартизации, сертификации и метрологии (200400), направлениям экономики (080100) и управления (080500) / [А.В. Архипов и др.]; под ред. В.М. Мишина. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, — 447 с.

121. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2017. – 671 с.

122. Данилевич С.Б. Основы законодательной метрологии, технического регулирования и стандартизации: учебное пособие / С.Б. Данилевич. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2019. – 47 с.

123. Обработка результатов наблюдений, Кассандрова О.Н., Лебедев В.В., «Наука», Главная редакция физ.-мат. Литературы, 1970. – 105 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 34124

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION

(21) 2018/0670.1

(22) 27.09.2018

Қазақстан Республикасы Өнертабыстары мемлекеттік тізілімінде тіркеу күні / Дата регистрации в Государственном реестре изобретений Республики Казахстан / Date of the registration in the State Register of Inventions of the Republic of Kazakhstan: 20.01.2020

(54) Сұйықтықты қыздыруға арналған құрылғы
Устройство для нагревания жидкости
Device for heating liquid

(73) Овчаров Михаил Степанович (KZ); Нусупбеков Бекболат Рахишевич (KZ); Ошанов Ерлан Зеткенович (KZ)
Ovcharov Mikhail Stepanovich (KZ); Nussupbekov Bekbolat Rakhishevich (KZ); Oshanov Yerlan Zetkanovich (KZ)

(72) Овчаров Михаил Степанович (KZ)
Нусупбеков Бекболат Рахишевич (KZ)
Ошанов Ерлан Зеткенович (KZ)

Ovcharov Mikhail Stepanovich (KZ)
Nussupbekov Bekbolat Rakhishevich (KZ)
Oshanov Yerlan Zetkanovich (KZ)

ЭЦҚ қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed by EDS

Е. Осипов
Y. Osipov

«Ұлттық интеллектуалдық меншік институты» РМК директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

(19) KZ (13) B (11) 34124
(51) *F24V 40/00* (2018.01)
F22B 3/06 (2006.01)

МИНИСТЕРСТВО ЮСТИЦИИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ
К ПАТЕНТУ

(21) 2018/0670.1
(22) 27.09.2018
(45) 24.01.2020, бюл. №3
(76) Овчаров Михаил Станиславич; Нусупбеков Бакболат Рахимбекич; Оспанов Ерлан Зейнолдинович
(56) KZ 22062 A4 15.12.2009
RU 2270965 C1 27.02.2006
RU 2290573 C1 27.12.2006
UA 5378 U 15.03.2005

(54) **УСТРОЙСТВО ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ЖИДКОСТИ**

(57) Изобретение относится к теплотехнике, в частности к устройствам для получения тепла, образующегося нагрев, чем в результате сгорания топлива, и может быть использовано в системах водяного отопления в производственных и жилых помещений.

Целью настоящего изобретения является упрощение конструкции ротора и увеличение эффективных показателей устройства для нагревания жидкости.

Устройство для нагревания жидкости состоящее из замкнутого сосуда, заполненного жидкостью, ротора, на цилиндрической поверхности которого выполнены дроссельные отверстия и электродвигателя, отличающееся тем, что внутри ротора установлен неподвижный диск, на торцевых поверхностях которого, вдоль радиусов, расположено множество высверленных отверстий (углублений), выполненных под углом в сторону вращения ротора и на глубину равную диаметры отверстий, причем глубина отверстий снижается к центру диска, кроме этого, подвод жидкости в ротор выполнен по каналам в неподвижной стойке и диска.

(19) KZ (13) B (11) 34124

Изобретение относится к теплотехнике, в частности к устройствам для получения тепла, образующегося внутри, чем в результате сгорания топлива, и может быть использовано в системах водяного отопления в производственных и жилых помещений.

Известно устройство для нагревания жидкостей посредством образования в них кавитационных пузырьков, которые при попадании в зону повышенного давления схлопываются и при этом выделяют значительную энергию. Эффективность нагрева в этих устройствах (отношение тепловой энергии, уносимой из устройства жидкостью, к электрической энергии, потребляемой электродвигателем устройства) выше единицы. Одним из таких устройств является «гидродинамический насос», описанный в патенте США №5188090 (МКИ F24C 9/00) автора J.Griggs, опубликованном 23.02.1993 г. Это устройство состоит металлического статора, имеющего цилиндрическую полость, закрытую крышками. В центре крышек и на противоположной ей стороне корпуса статора имеются осевые отверстия, в которых на подшипниках установлен вал, соединенный с электродвигателем. На валу, полости внутри статора укреплен монолитный цилиндрический алюминиевый ротор, цилиндрическая поверхность которого усеяна множеством углублений, имеющих диаметр 10 мм и высверленных на глубину, приблизительно равную диаметру этих углублений. Зазор между цилиндрическими поверхностями ротора и статора составляет 0,5 мм. В торцевых крышках статора имеются отверстия для подачи нагреваемой жидкости в устройства с одной стороны и отвода ей с другой стороны.

Описанное устройство работает следующим образом. Через входное отверстие в полость статора подают воду, подлежащую нагреву. Она протекает по зазору между статором и ротором и выходит с противоположной стороны через отверстие в торцевой крышке устройства. Ротор устройства посредством электродвигателя приводят во вращение. При быстром вращении ротора происходит завихрение воды в углублениях на его поверхности. При этом в углублениях ротора и в зазоре между цилиндрическими поверхностями ротора и статора возникает кавитационный процесс, ведущий к нагреву воды.

Автор выше указанного патента США утверждает, что эффективность нагрева воды в его устройстве составляет 1,17... 1,7.

Недостатком известного устройства является наличие монолитного ротора, выполняемого из цветного металла из крупногабаритной заготовки, а отверстия из-за возникающей кавитации жидкости быстро инициируются.

Известно аналогичное устройство, использующее кавитационный эффект нагрева жидкости, описан в патенте Украины №50608 А (МПК F24 3/00) авторов Потапова Ю.С., Потапова С.Ю. и Фоминского Л.П., который опубликован опубликованное в бюл. №10 за 2002г. Оно отличается от вышеописанного устройства тем, что его ротор выполнен из металлических дисков, кроме этого в устройстве для нагрева жидкости используется гидравлический удар (гидравлическая волна), возникающий в осевых отверстиях (ячейках Григгса) ротора. В данном устройстве ударная волна распространяется во все стороны. Имеются устройства, в которых используется попытка целевого направления гидравлической волны. Однако и в этих устройствах ударная волна направляется в две противоположные стороны. Принцип образования и использования гидравлического удара (гидравлической волны) для воздействия на кавитационные пузырьки жидкости описан в книге (Фоминский Л.П. Роторные генераторы дырового типа. Сделай сам.- Черкассы: ОКО-Плюс, 2003, 346 с.)

Недостатком описанного устройства является то, что эффективность нагрева рабочей жидкости не на много превышает единицу. Это объясняется тем, что ударные волны, порождаемые выбросами рабочей жидкости из ячеек Григгса, распространяются в рабочем зазоре между ротором и статором во две, либо во все четыре стороны и ей воздействие на кавитационные пузырьки в рабочем зазоре уменьшаются.

Наиболее близким к заявляемому объекту изобретения является известное техническое решение (прототип) инновационный патент №22062 «Способ получения тепловой энергии Овчарова и устройство для его реализации» от 15.12.2009, бюл. №12. В этом устройстве, состоящим из замкнутого сосуда, заполненного жидкостью, ротора с конической юбкою, ротор установлен над жидкостью, юбка ротора погружена в жидкость. На цилиндрической поверхности ротора выполнены калиброванные дроссельные отверстия.

Принцип работы описанного устройства заключается в следующем. Замкнутый сосуд заполняется жидкостью до уровня, при котором коническая юбка ротора погружается в жидкость. При вращении ротора жидкость по конической юбке поднимается в полость ротора, в которой за счет центробежных сил смещается к периферии. В зависимости от угловой скорости вращения ротора на периферийной поверхности ротора создается в жидкости давление, за счет которой жидкость через калибровочные дроссельные отверстия продавливается в воздушную полость, давление в жидкости резко падает до атмосферного давления. За счет перепада давления происходит нагрев жидкости. Однако, кавитационный нагрев в данном устройстве отсутствует.

Основной недостаток существующего способа получения горячей воды является низкая эффективность нагрева рабочей жидкости (отношение количества вырабатываемой тепловой энергии к электрической, потребляемой устройством) не превышающей единицы и сложность конструкции ротора.

Целью настоящего изобретения является упрощение конструкции ротора и увеличение

эффективных показателей устройства для нагревания жидкости.

Получение тепловой энергии в виде горячей воды, получается посредством вращения и перемещения её за счет центробежных сил от центра вращения к периферии и создании во вращающейся воде кавитационных пузырьков и ударной волны. Ударная волна, воздействуя на кавитационные пузырьки, обеспечивает повышение эффективности нагревания рабочей жидкости в предлагаемом устройстве.

Для достижения указанного технического результата в устройстве для нагревания жидкости, внутри ротора установлен неподвижный диск, на торцевых поверхностях которого, вдоль радиусов, расположены высверленные отверстия (углубления), выполненные под углом в сторону вращения ротора и на глубину равную диаметрам отверстий, причем глубина отверстий и диаметры снижаются к центру диска, кроме этого, подвод жидкости в ротор выполнен по каналам в неподвижной стойке и диске.

Изменение размеров отверстий зависят от давления в полости ротора. Чем дальше от центра вращения ротора, тем выше давление в жидкости. Поэтому, при приближении к центру диска глубина и диаметр отверстий снижается, $h_1 > h_n$. Подвод жидкости в полость ротора осуществляется по каналам, выполненных по неподвижным оси и диску, а отвод через дроссельные отверстия выполненные на цилиндрической поверхности ротора.

На фиг.1 представлен общий вид нагревательного устройства; на фиг 2 выполнен вид на неподвижный диск со схемой расположения отверстий; на фиг.3 частичный разрез диска с наклонными отверстиями.

Устройство для нагревания жидкости состоит из замкнутого сосуда 1, наполненного жидкостью, которая сообщается через штуцер 2 с тепловой магистралью. В центре замкнутого сосуда 1 неподвижно закреплены стойка 3 и диск 4. Стойка 3 и диск 4 через отверстия 5 обеспечивают подвод холодной воды в ротор 6. Ротор 6 имеет на цилиндрической поверхности калибровочные дроссельные отверстия 7 и приводится во вращение электродвигателем 8. На торцевых поверхностях диска 4 имеются отверстия 9, которые расположены по радиусам $R_1 ... R_n$ (фиг.2), и выполнены под углом в сторону вращения ротора 6, что обеспечивает направленное воздействие ударной волны из отверстия на поверхность ротора и тем самым обеспечивает дополнительный разгон вращающегося ротора и улучшение энергетических показателей установки (фиг.3).

Предлагаемое устройство для нагревания жидкости работает следующим образом. Замкнутая полость 1 заполнена жидкостью до такого положения, при котором ротор может свободно вращаться, не касаясь жидкости. Наполнение полости ротора осуществляется при его вращении за счет возникающего разряжения, которое возникает при вытекании жидкости через дроссели. Нагрев жидкости осуществляется в два этапа:

На первом этапе при вращении ротора жидкость, находящаяся в нём, разгоняется и с большой скоростью смещается относительно неподвижного диска, и соответственно, протекает над отверстиями 9, вызывая в них образование вакуумной полости, в которой жидкость вскипает. Так как количество отверстий достаточно много, образуется большое количество парогазовых пузырьков. Поток жидкости подхватывает парогазовые пузырьки и переносит их в зону повышенного давления, в которой паровые пузырьки конденсируются, а газовые сжимаются. Так как процесс конденсации парового и сжатия газового пузырька происходит мгновенно, частицы жидкости перемещаются к его центру с большой скоростью, в результате кинетическая энергия сосредоточенных частиц высвобождается в момент смыкания пузырьков местные гидравлические микроудары, сопровождающиеся высокими выбросами давления и температуры в центре пузырьков (по расчетам температуры могут достигать значений 1000...1500°С и местное давление могут достигать 150...200 МПа).

На втором этапе за счет центробежной силы у цилиндрической стенки ротора в жидкости возникает значительное давление. Центробежные силы и давление, продавливают жидкость через дроссельные отверстия.

Происходит дополнительное повышение температуры жидкости.

Использование устройства для нагревания жидкости в системах водяного отопления производственных и жилых помещений позволяет:

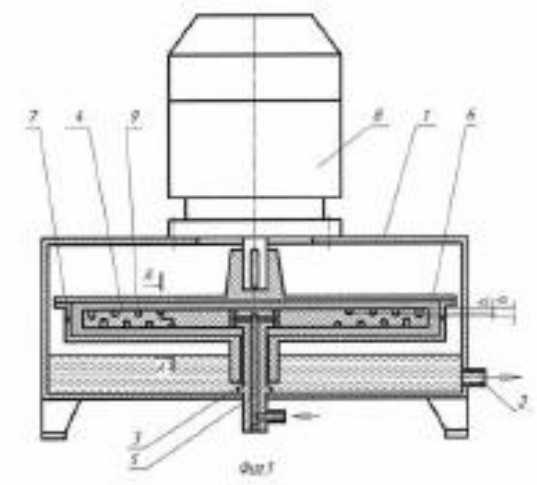
- значительно упростить конструкцию нагревателя;
- использовать эффект кавитации для нагрева жидкости;
- выполнить без насоса автоматическую подпитку ротора жидкостью за счет вакуумирования;
- снизить потребление энергии за счет использования направленного гидравлического удара для вращения ротора;
- обеспечить экологическую чистую работу устройства для нагревания жидкости.

Внедрение устройство для нагрева жидкости даст народному хозяйству значительный экономический эффект.

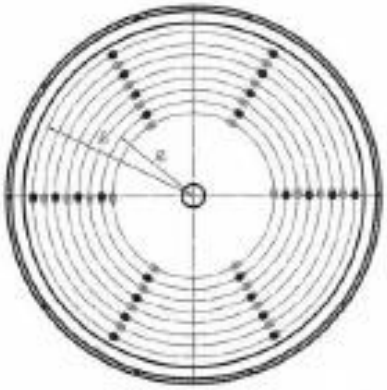
ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

Устройство для нагревания жидкости состоящее из замкнутого сосуда, заполненного жидкостью, ротора, на цилиндрической поверхности которого выполнены дроссельные отверстия и электродвигатели, *отличающееся* тем, что внутри ротора установлен неподвижный диск, на торцевых поверхностях которого, вдоль радиусов, расположено множество высверленных отверстий (углублений), выполненных под углом в сторону вращения ротора и на глубину равную диаметрам отверстий, причем глубина отверстий снижается к

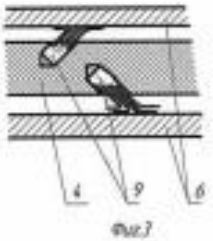
пентру диска, кроме этого, подвод жидкости в ротор диска, выполнен по каналам в неподвижной стойке и



Фиг.1



Фиг.2



Фиг.3

Верстка Э. Жетписбаева
Корректор Г. Косинова

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 34918

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION

(21) 2019/0942.1

(22) 23.12.2019

(45) 02.04.2021

(54) Сұйықтықты қыздыруға арналған құрылғы
Устройство для нагревания жидкости
Device for heating liquids

(73) Қазақстан Республикасы білім және ғылым министрлігінің «Академик Е. А. Бекетов атындағы Қарағанды университеті» коммерциялық емес акционерлік қоғамы (KZ)
Некоммерческое акционерное общество «Карагандинский университет имени академика Е. А. Букетова» Министерства образования и науки Республики Казахстан (KZ)
«Karaganda University of the name of Academician E.A. Buketov» Non-profit limited company (KZ)

(72) Овчаров Михаил Степанович (KZ)
Нусупбеков Бекболат Рахишевич (KZ)
Ошанов Ерлан Зеткенович (KZ)

Овчаров Михаил Степанович (KZ)
Нусупбеков Бекболат Рахишевич (KZ)
Ошанов Ерлан Зеткенович (KZ)

ЭЦҚ қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

Е. Оспанов
Е. Оспанов
Y. Ospanov

«Ұлттық интеллектуалдық меншік институты» РМК директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

(19) KZ (13) B (11) 34918
(51) *F24V 40/00* (2018.01)
F22B 3/06 (2006.01)

МИНИСТЕРСТВО ЮСТИЦИИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ
К ПАТЕНТУ

(21) 2019/0942.1
(22) 23.12.2019
(45) 02.04.2021, бюл. №13
(72) Овчаров Михаил Степанович; Нусупбеков Бакболат Рахимбекович; Ошанов Ерлан Зейкенович
(73) Некоммерческое акционерное общество «Карагандинский университет имени академика Е. А. Букетова» Министерства образования и науки Республики Казахстан
(56) KZ 22062 A4, 15.12.2009
RU 2290573 C1 27.12.2006

(54) **УСТРОЙСТВО ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ЖИДКОСТИ**

(57) Изобретение относится к теплотехнике, в частности к устройствам для получения тепла, образующегося нагрев, тем в результате сгорания топлива, и может быть использовано в системах водяного отопления производственных и жилых помещений.

Целью настоящего изобретения является устранение сложности конструкции нагревающего устройства, увеличение эффекта кавитационного нагрева жидкости и организация возможности регулирования температуры нагреваемой жидкости.

Технический результат при решении указанной цели достигается тем, что в неподвижном диске выполнены радиальные и касательные к неподвижной оси ротора каналы, в которых по радиусу диска расположены под углом к вращающемуся ротору дроссельные отверстия, а на цилиндрической поверхности диска, в зоне радиальных каналов, установлены лопасти, кроме этого, на боковых стенках ротора, напротив, дроссельных отверстий диска, выполнены по окружности сферические полости с ребрами.

(19) KZ (13) B (11) 34918

Изобретение относится к теплотехнике, в частности к устройствам для получения тепла, образующегося нагрев, чем в результате сгорания топлива, и может быть использовано в системах водяного отопления производственных и жилых помещений.

Известно устройство для нагревания жидкостей посредством образования в них кавитационных пузырьков, которые при попадании в зону повышенного давления схлопываются и при этом выделяют значительную энергию. Эффективность нагрева в этих устройствах (отношение тепловой энергии, уносимой из устройства жидкостью, к электрической энергии, потребляемой электродвигателем устройства) выше единицы. Одним из таких устройств является «гидросопловая помпа», описанная в патенте США №5188090 (МКИ F24C 9/00) автора J.Griggs, опубликованное 23.02.1993 г. Это устройство состоит металлического статора, имеющего цилиндрическую полость, закрытую крышками. В центре крышек и на противоположной от стороне корпуса статора имеются осевые отверстия, в которых на подшипниках установлен вал, соединенный с электродвигателем. На валу, полости внутри статора укреплен монолитный цилиндрический алюминиевый ротор, цилиндрическая поверхность которого усеяна множеством углублений, имеющих диаметр 10 мм и высверленных на глубину, приблизительно равную диаметру этих углублений. Зазор между цилиндрическими поверхностями ротора и статора составляет 0,5 мм. В торцевых крышках статора имеются отверстия для подачи нагреваемой жидкости в устройство с одной стороны и отвода от, с другой стороны.

Описанное устройство работает следующим образом. Через входное отверстие в полость статора подают жидкость, подлежащую нагреву. Она протекает по зазору между статором и ротором и выходит с противоположной стороны через отверстие в торцевой крышке устройства. Ротор устройства посредством электродвигателя приводят во вращение. При быстром вращении ротора происходит завихрение жидкости в углублениях на его поверхности. При этом в углублениях ротора и в зазоре между цилиндрическими поверхностями ротора и статора возникает кавитационный процесс, ведущий к нагреву жидкости.

Автор выше указанного патента США утверждает, что эффективность нагрева жидкости в его устройстве составляет 1,17... 1,7.

Недостатком известного устройства является наличие монолитного ротора, выполняемого из цветного металла из крупногабаритной заготовки, а отверстия из-за возникающей кавитации жидкости быстро изнашиваются.

Известно аналогичное устройство, использующее кавитационный эффект нагрева жидкости, описан в патенте Украины №50608 А (МПК F 24 3/00) авторов Потапова Ю.С., Потапова С.Ю. и Фоминского Л.П., который опубликовал опубликованное в бюл. №10 за 2002 г. Оно отличается от вышеизложенного устройства тем, что его ротор выполнен из металлических дисков, кроме этого в устройстве для нагрева жидкости используется гидравлический удар (гидравлическая волна), возникающий в осевых отверстиях (ячейках Григгса) ротора. В данном устройстве ударная волна распространяется во все стороны. Имеются устройства, в которых используется попытка целевого направления гидравлической волны. Однако и в этих устройствах ударная волна направляется в две противоположные стороны. Принцип образования и использования гидравлического удара (гидравлической волны) для воздействия на кавитационные пузырьки жидкости описан в книге (Фоминский Л.П. Роторные генераторы дарового тепла. Сделай сам.- Черкассы: ОКО-Плюс, 2003, 346 с.)

Недостатком описанного устройства является то, что эффективность нагрева рабочей жидкости не на много превышает единицу. Это объясняется тем, что ударные волны, порождаемые выбросами рабочей жидкости из ячеек Григгса, распространяются в рабочем зазоре между ротором и статором на два, либо во все четыре стороны и от воздействия на кавитационные пузырьки в рабочем зазоре уменьшаются.

Наиболее близким к заявляемому объекту изобретения является положительное решение (прототип) на выдачу инновационного патента Казахстана №2018/0670.1 «Устройство для нагревания жидкости» от 27.09.2018 года. В этом устройстве, состоящем из сосуда, наполненного жидкостью, которая сообщается через штуцер с тепловой магистралью. В центре замкнутого сосуда неподвижно закреплены стойка и диск через которые обеспечивается подвод холодной воды в ротор. Ротор имеет на цилиндрической поверхности калибровочные дроссельные отверстия и приводится во вращение электродвигателем. На торцевых поверхностях неподвижного диска имеются отверстия, которые расположены по радиусам и выполнены под углом в сторону вращения ротора, что обеспечивает направленное воздействие ударной волны из отверстия на поверхность ротора и тем самым обеспечивает дополнительный разгон вращающегося ротора и улучшение энергетических показателей установки.

Принцип работы описанного устройства заключается в следующем. Замкнутая полость заполнена жидкостью до такого положения, при котором ротор может свободно вращаться, не касаясь жидкости. Наполнение полости ротора осуществляется при его вращении, за счет возникающего разряжения, которое возникает при вытекании жидкости через дроссельные отверстия, выполненные на цилиндрической поверхности ротора. Нагрев жидкости осуществляется посредством образования кавитационных пузырьков между ротором и неподвижной поверхностью диска, которые перемещаются за счет центробежных сил в зону высокого давления жидкости, где смыкаясь, создают гидравлические микроудары. Микроудары сопровождаются высокими забросами давления и

ростом температуры в центре пузырьков. Кроме этого, нагрев жидкости обеспечивается продавливанием ее через дроссельные отверстия.

Основной недостаток существующего способа получения горячей жидкости является сложность конструкции нагревающего устройства и после прохождения дроссельных отверстий не используют кавитационные пузырьки, кроме этого отсутствует возможность регулирования температуры нагреваемой жидкости.

Целью настоящего изобретения является устранение сложности конструкции нагревающего устройства, увеличение эффекта кавитационного нагрева жидкости и организация возможности регулирования температуры нагреваемой жидкости.

Технический результат при решении указанной цели достигается тем, что в неподвижном диске выполнены радиальные и касательные к неподвижной оси ротора каналы, в которых по радиусу диска расположены под углом к вращающемуся ротору дроссельные отверстия, а на цилиндрической поверхности диска, в зоне радиальных каналов, установлены захваты, кроме этого, на боковых стенках ротора, напротив дроссельных отверстий диска, выполнены по окружности сферические полости с ребрами, о которые при соударении с вылетающей из дроссельных отверстий жидкость дополнительно разбивается, а кинетическая энергия жидкости обеспечивает дополнительное раскручивание ротора.

На фиг. 1 представлен общий вид нагревательного устройства; на фиг. 2 выполнен разрез неподвижного диска и неподвижной оси; на фиг. 3 и фиг. 4 частичный разрез неподвижного диска по каналам в зоне дроссельных отверстий.

Предлагаемое устройство для нагревания жидкости содержит: ротор 1, внутри которого установлен неподвижный диск 2, закрепленный на оси 3. Ось 3 имеет коаксиально выполненные всасывающее 4 и сливное 5 отверстия и жестко крепится к раме корпуса нагревательного устройства 6. Ротор 1 через упругую муфту 7 имеет связь с электродвигателем 8. Всасывающее коаксиальное отверстие 4 сообщается непосредственно с полостью ротора, а коаксиальное сливное отверстие 5 с одним из радиальных каналов 9, расположенного в неподвижном диске 2. Кроме радиальных каналов 9 в неподвижном диске 2 имеются и касательные к оси ротора каналы 10. Радиальные каналы 9 ближе к оси вращения ротора имеют выполненные под углом к вращающемуся ротору дроссельные отверстия 11 (фиг.3), а касательные каналы 10 дроссельные отверстия 12 (фиг.4).

Функциональное назначение дроссельных отверстий 11 - организация кавитационного процесса в нагревательном устройстве, а функциональное назначение дроссельных отверстий 12 - организация дополнительного разгона вращающей массы ротора и, попутно, образование дополнительных кавитационных пузырьков, поэтому диаметры отверстий выбраны таким образом, чтобы скорость истечения жидкости через них была больше касательной скорости вращения ротора в зоне этих отверстий.

Для эффективности использования потока жидкости вытекающих из дроссельных отверстий 11 и 12 и получения дополнительной энергии разгона масс ротора на внутренних торцевых поверхностях ротора, по окружности, напротив дроссельных отверстий, выполнены сферические полости 13 с ребрами. Сферические полости с ребрами воспринимают энергетический скоростной поток жидкости, вытекающий из отверстий, за счет чего обеспечивается дополнительное усилие на раскручивание ротора. На торцевых поверхностях неподвижного диска 2 выполнены отверстия 14 (ячейки Гранта) под углом в сторону вращения ротора. Они обеспечивают направленное воздействие ударной волны из отверстия на поверхность ротора и, тем самым, обеспечивают также дополнительный разгон вращающегося ротора и улучшение энергетических показателей установки.

Из гидравлики известно, что при увеличении скорости движения жидкости в трубе давление на стенки трубы снижается. Следовательно, при увеличении скорости движения жидкости относительно цилиндрической поверхности диска 2 давление в каналах 9 и 10 падает. Для устранения этого эффекта над каждым радиальным каналом установлены захваты 15, которые обеспечивают изменение направления движения вращающейся жидкости и принудительно направляют ее в глухие каналы 9 и 10. Движение жидкости в глухих каналах снижается, а имеющийся скоростной напор превращается в дополнительное давление перед дроссельными отверстиями (Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1971, страница 116.).

Поступление холодной жидкости по каналу 4 осуществляется посредством использования эффекта жидкости - «неразрывность потока».

В сливной магистрали 5 установлен дроссельный кран 16, который обеспечивает регулирование температуры нагрева жидкости в роторе и его тепловой расход.

Предлагаемое устройство для нагревания жидкости работает следующим образом: ротор 1 заполнен жидкостью и приводится во вращение электродвигателем 8. Инерционные силы, возникающие при вращении жидкости, создают в ней давление и тем больше радиус положения жидкости тем больше давление, следовательно, ближе к центру вращения давление в жидкости минимально. Кроме этого, согласно закону Паскаля, давление в неподвижной жидкости передается без изменения во все точки объема, которое занимает данная жидкость. Используя сказанное, можно утверждать, что давление, образованное вращающейся жидкостью над неподвижной цилиндрической поверхности диска 2 распространяется по радиальным 9 и касательным 10 каналам и создает перед дроссельными отверстиями 11 и 12 давление равное давлению на

цилиндрической поверхности диска. Следовательно, возникает перепад давлений жидкости перед дроссельными отверстиями и на торцевой поверхности диска. За счет разности давлений происходит циркуляция жидкости.

Вращающаяся жидкость ротора относительно неподвижной поверхности диска 2 несет в себе определенную кинетическую энергию, которая посредством захватов 15 дополнительно направляется порцию жидкости к отверстиям 11 и 12. Скорости жидкости тормозятся. Кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию и перед отверстиями появляется дополнительное давление жидкости. Рост давления жидкости перед дроссельными отверстиями увеличивает перепад в сравнении с давлением жидкости в полости ротора. Скорость истечения жидкости через дроссельные отверстия повышается. С увеличением скорости жидкости давление в суженном сечении дроссельных отверстий понижается, и жидкость вскипает, выделяются пузырьки газа и пара. Поскольку сопротивление отверстий после этого будет увеличиваться пропорционально интенсивности кавитации, которая в свою очередь будет повышаться с увеличением перепада давления. Пузырьки кавитационной жидкости, вылетающие из дроссельных отверстий с большой скоростью, ударяются в ребра сферической полости 13 распыляются и передают свою кинетическую энергию ротору, помогая его вращению. За счет центробежной силы кавитационные пузырьки жидкости перемещаются по радиусу ротора и попадают в зону высокого давления, где пузырьки пара конденсируются, а газа сжимаются. Так как процесс конденсации парового и сжатие газового пузырьков происходит мгновенно, частицы жидкости перемещаются к своему центру с большой скоростью, в результате кинетическая энергия соударяющихся частиц выделяет в момент смыкания пузырьков местные гидравлические микроудары, сопровождающиеся высокими выбросами давления и температуры в центрах пузырьков (по расчетам температуры могут достигать 1000... 1500°С и выше и местное давление может достигать 150...200 МПа).

Отверстия 13 (ячейки Григгса) тоже принимают участие в процессе организации кавитационных пузырьков и нагреве жидкости.

Происходит непрерывная циркуляция жидкости из зоны высокого давления в зону низкого давления, при этом, интенсивность нагрева и тепловой расход жидкости определяется дроссельным краном 16, расположенный в сливном отверстии 5.

Использование устройства для нагревания жидкости в системах водяного отопления производственных и жилых помещений позволяет:

-значительно упростить конструкцию нагревателя;

-увеличить эффективность использования кавитации жидкости для ее нагрева;

-выполнить без насоса автоматическую подпитку ротора жидкостью за счет эффекта жидкости - «неразрывность потока»;

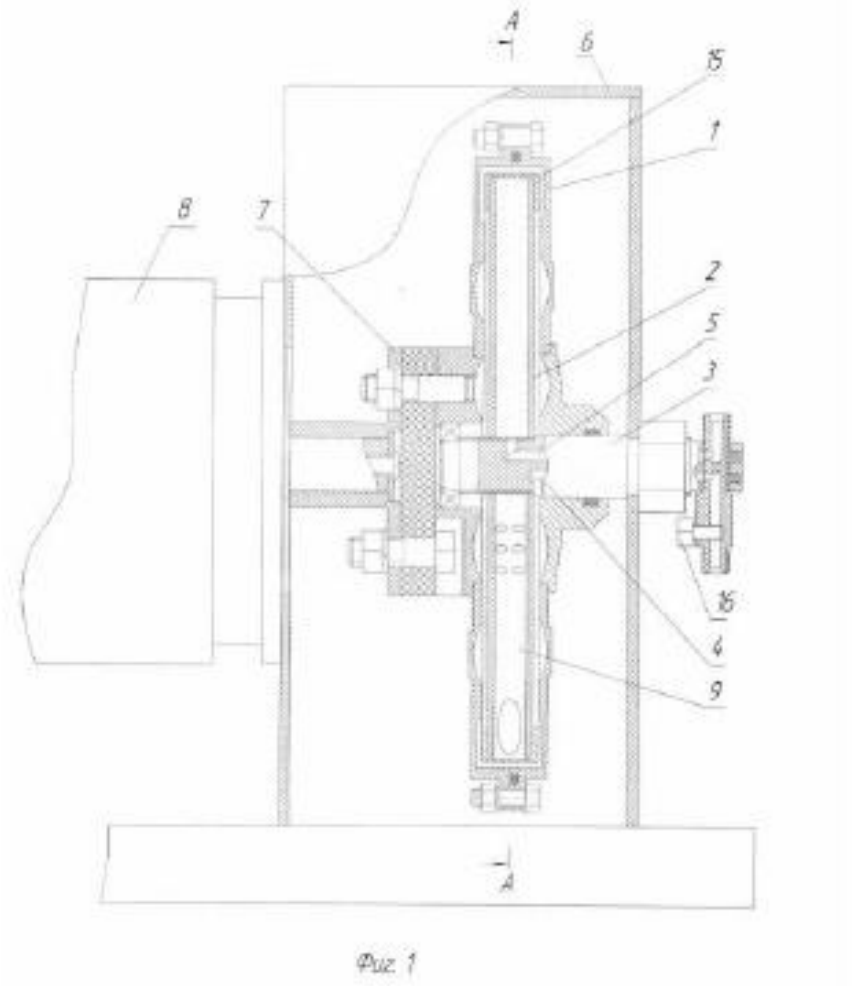
-снизить потребление энергии за счет использования для вращения ротора направленного гидравлического удара и энергетического скоростного потока жидкости;

-обеспечить экологическую чистую работу устройства для нагревания жидкости.

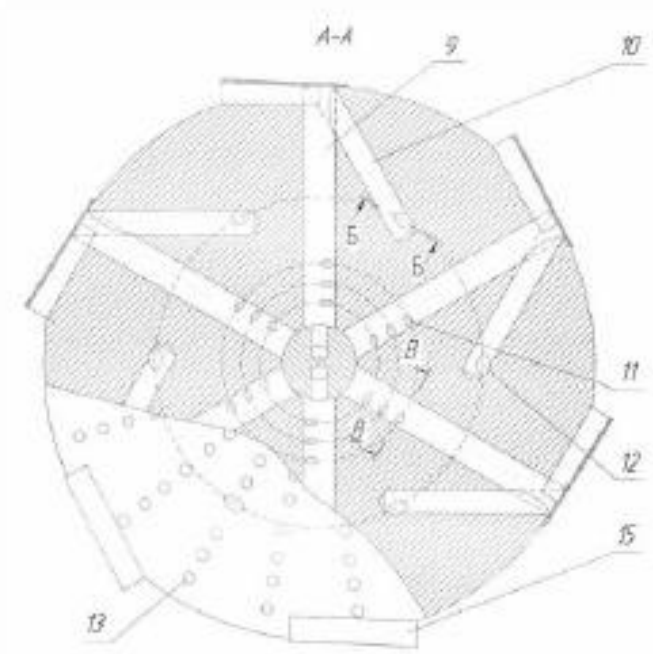
Внедрение устройства для нагрева жидкости даст народному хозяйству значительный экономический эффект.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

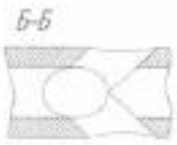
Устройство для нагрева жидкости, содержащее ротор, неподвижный диск, неподвижную ось *отличающееся* тем, что неподвижный диск, выполнен с радиальными и касательными к неподвижной оси ротора каналами с дроссельными отверстиями различного диаметра, выполненные под углом в сторону вращения ротора, а на цилиндрической поверхности диска, в зоне радиальных каналов, установлены захваты, кроме этого, на боковых стенках ротора, напротив, дроссельных отверстий диска, выполнены по окружности сферические полости с ребрами.



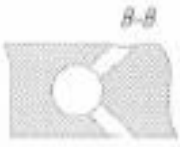
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Верстка Ф. Сошкова
Корректор Г. Косинова

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Акт внедрения результатов научно-исследовательской работы в учебный процесс

«Утверждаю»
И.о. Члена Правления по академическим
вопросам-проректора
НАО «Карагандинский
Университет имени
академика Е.А. Букетова»
Умуркулова М.М.
19. 09 2024г.

АКТ
О внедрении результатов научно-исследовательской
работы в учебный процесс КарУ им. академика Е.А. Букетова

Основные теоретические положения и результаты исследований, связанные с решением научной проблемы, поставленной в диссертационной работе соискателя кафедры «Инженерной теплофизики им. проф. Ж.С. Акылбаева» Карагандинского университета им. академика Е.А. БукетоваОшанова Е.З. «**Исследование и создание инерционной гидродинамической установки для повышения эффективности нагрева теплоносителей**», представленной на соискание степени доктора PhD по специальности **6D060400 – Физика**, внедрены в учебный процесс бакалавриата специальностей6B07103 – «Теплоэнергетика» по дисциплинам «Нагнетатели и тепловые двигатели» и «Методы интенсификации теплообмена», 6B05305 – «Техническая физика» по дисциплине «Инженерная гидрогазодинамика»,6B07105 - «Транспорт, транспортная техника и технологии» по дисциплине «Механика жидкости и газа, гидро- и пневмопривод».

И.о. заведующего кафедрой
инженерной теплофизики
им. проф. Ж.С. Акылбаева А.Ж. Сатыбалдин

Соискатель Е.З. Ошанов