

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Калининградский государственный технический университет»
(ФГБОУ ВО «КГТУ»)

На правах рукописи



КОШЕЛЕВ СЕРГЕЙ ВАЛЕРЬЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПУТЕМ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ
РЕЖИМОВ КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЯХ**

Специальность 05.08.05 - Судовые энергетические установки и их элементы
(главные и вспомогательные)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Сластихин Юрий Николаевич
Кандидат технических наук, доцент

Калининград – 2019

Оглавление

Введение	5
Глава 1 Анализ современного состояния вопроса	11
1.1 Особенности кипения жидкости в горизонтальных трубах.....	11
1.2 Методы расчета коэффициента теплоотдачи в трубах.....	14
1.3 Методы расчета падения давления в трубах и змеевиках.....	23
1.4 Сбор экспериментальных данных о коэффициентах теплоотдачи и градиентах давления при внутритрубном кипении хладагентов.....	35
1.4.1 Данные о кипении хладагента в гладких трубах.....	35
1.4.2 Данные о кипении хладагента в трубах с внутренним микро-оребрением.....	37
1.5 Методики и критерии оптимизации параметров внутритрубного кипения.....	40
Глава 2 Разработка алгоритмов и программ расчета параметров внутритрубного кипения хладагентов	47
2.1 Расчет коэффициентов теплоотдачи и градиентов давления в горизонтальных трубах.....	47
2.1.1 Алгоритм расчета.....	47
2.1.2 Разработка компьютерной программы.....	51
2.2 Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в плоских змеевиках.....	54
2.2.1 Особенности движения хладагента в змеевиковых испарителях.....	54
2.2.2 Программирование расчета отдельных змеевиков.....	59
2.2.3 Общая программа расчета коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в плоских змеевиках	62
2.3 Влияние конструктивных и режимных параметров на коэффициент теплоотдачи и падение давления.....	66
Глава 3 Сопоставление расчетных и экспериментальных данных	70
3.1 Сравнение экспериментальных и расчетных коэффициентов теплоотдачи.....	70
3.2 Сравнение экспериментальных и расчетных градиентов давления.....	72
3.3 Оценка достоверности полученных данных.....	74
3.4 Уравнения для инженерных расчетов.....	77
Глава 4 Оптимизация массовой скорости хладагента и длины зоны его кипения	82
4.1 Влияние основных факторов на показатель внешней необратимости	82
4.2 Оптимизация конструктивных и режимных параметров змеевиковых испарителей...	94
4.3 Подбор оптимальных параметров при кипении.....	102
4.4 Сопоставление данных.....	110

4.5 Ввод ограничений.....	112
Глава 5 Теплотехнические испытания перспективного воздухоохладителя с кипением R410A в змеевиках.....	115
5.1 Экспериментальная установка.....	115
5.2 Испытания воздухоохладителя в составе холодильной машины.....	125
5.3 Результаты опытов.....	133
5.4 Уточнение недостающих параметров труб с внутренним микро-оребрением.	137
5.5 Расчет коэффициента теплоотдачи в микро-оребрённых трубах	139
5.5 Расчет падения давления хладагента в микро-оребрённых трубах.....	143
5.7 Применение выбранных методик для анализа опытных данных.....	146
Заключение.....	150
Список сокращений и условных обозначений.....	152
Список литературы.....	156
Приложение А Экспериментальные данные о средних коэффициентах теплоотдачи в гладких трубах.....	169
Приложение Б Экспериментальные данные о средних градиентах давления в гладких трубах.....	176
Приложение В Содержание ячеек компьютерной программы для расчета КТО и падения давления при кипении хладагента в гладких трубах.....	179
Приложение Г Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления по разным методикам при кипении хладагентов в горизонтальных трубах».....	183
Приложение Д Содержание ячеек компьютерной программы для расчета КТО и падения давления при кипении хладагента в плоских змеевиках.....	184
Приложение Е Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Общая программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом труб».....	189
Приложение Ж Сравнение расчетных и экспериментальных КТО по хладагентам.....	190
Приложение З Сравнение расчетных и экспериментальных градиентов давления по хладагентам.....	197
Приложение И Результаты гидромеханического расчета змеевиков.....	200
Приложение К Данные для оценки влияния варьируемых переменных на показатели кипения R404A.....	201
Приложение Л Сопоставление расчетных и экспериментальных коэффициентов теплоотдачи в микро-оребрённых трубах.....	202

Приложение М Сопоставление расчетных и экспериментальных падений давления в микро-оробренных трубах.....	207
Приложение Н Акт о практическом применении результатов диссертационного исследования.....	210
Приложение О Справка о внедрении результатов диссертационного исследования.....	211
Приложение П Акт о внедрении результатов диссертационного исследования.....	212

ВВЕДЕНИЕ

На морских судах может быть до пяти холодильных машин с кипением хладагента при разных температурах. Они обеспечивают функционирование: холодильно-морозильных комплексов на добывающих и обрабатывающих судах; установок охлаждения грузовых помещений; системы предварительного охлаждения рыбы; установок технологических потребителей для хранения рыбной муки и консервов; установок для провизионных кладовых; системы комфортного кондиционирования воздуха; системы технического кондиционирования на танкерах; установки для стабилизации параметров радиоэлектронной аппаратуры на кораблях и исследовательских судах. В течение нескольких десятилетий на судах применялись преимущественно хладагенты R12, R22 и с ограничениями аммиак (R717). После подписания индустриальными странами Монреальского протокола в 1987г. начался поэтапный запрет на производство и применение озоноразрушающих веществ. Согласно последующим решениям производство хлорфторуглеродов (ХФУ), к которым относится R12, прекращено с 1996г. в развитых странах и с 2006г. в развивающихся странах. Производство гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ), включая R22, должно быть прекращено к 2030г. Многие государства опережают сроки, принятые на Венской конференции 1995г., что зафиксировано в материалах Парижской конференции 2015г. Появляется информация о запрете странами ЕС захода в свои порты с 2020г. судам, на которых используются озоноразрушающие вещества.

С другой стороны, в системах охлаждения грузовых и обитаемых помещений, а также технологического оборудования, включая аппараты для низкотемпературной обработки продуктов, широко применяются теплообменные аппараты (испарители) с внутритрубным кипением хладагента. На обеспечение работы многочисленных испарителей при разных температурах кипения затрачивается много электроэнергии. С позиций энергоэффективности при внутритрубном кипении хладагентов надо добиваться высокой интенсивности теплоотдачи и малого падения давления двухфазного потока. Обе упомянутые величины зависят от многих факторов. Если, к примеру, увеличивается массовая скорость $w\rho$, то по сложным зависимостям повышаются как средний коэффициент теплоотдачи (КТО), так и падение давления. С повышением КТО уменьшается разность между средними температурами внутренней стенки труб и кипящего хладагента, что приводит к снижению необратимых потерь в испарителе. Увеличение же падения давления сопровождается понижением давления и температуры кипения хладагента на выходе из испарителя, из-за чего уменьшаются производительность компрессора и холодильный коэффициент. К настоящему времени предложено большое число новых хладагентов, не содержащих атомов хлора. Все они наряду с природными хладагентами имеют свои недостатки.

Поэтому ни один из них не стал преобладающим. С позиций экологии нежелательно попадание любых химических веществ в окружающую среду. Опыт показывает, что утечка хладагента за весь период эксплуатации холодильной системы пропорциональна его количеству в системе. Поэтому в последние годы принимаются меры к созданию холодильных систем с малым содержанием хладагента. Этому способствует, в частности, кипение хладагента в трубах или иных каналах с небольшим проходным сечением.

Актуальность темы исследования. Монреальский протокол 1987 года и другие международные соглашения по охране окружающей среды предопределили переход на озонобезопасные хладагенты. Методики расчета, представленные в отечественной литературе, распространяются лишь на несколько традиционных хладагентов. Их нельзя использовать при переходе на новые хладагенты, что затрудняет проектирование, подбор и анализ эксплуатации испарителей с внутритрубным кипением хладагента. В связи с этим возникла необходимость в разработке современных методов теплового и гидромеханического расчёта испарителей, которые базируются на обобщенных методиках определения локальных коэффициентов теплоотдачи (КТО) и падений давления, учитывающих теплофизические и термодинамические свойства хладагента. Ранее тепловой и гидравлический расчеты проводились отдельно, а нередко падение давления хладагента не определялось, что могло приводить к снижению производительности компрессора и росту удельного энергопотребления.

Холодильные машины (ХМ), применяемые на морских судах для хранения скоропортящихся продуктов и комфортного кондиционирования воздуха, способствуют обеспечению жизнедеятельности людей. Без ХМ невозможно функционирование судов занятых добычей, переработкой, хранением и транспортировкой морепродуктов, а также судов-газовозов. На многих танкерах системы технического кондиционирования используются для предотвращения взрыва парообразных нефтепродуктов и снижения коррозии внутренних конструкций танков. В сумме ХМ разного назначения потребляют значительную долю вырабатываемой на судне электроэнергии, поэтому эффективная их работа имеет важное значение. Подбор оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров на стороне хладагента повышает энергоэффективность судовых холодильных систем. При большом суммарном потреблении энергии многочисленными холодильными машинами оптимизация их параметров необходима с позиций, как экономии энергоресурсов, так и снижения загрязнения окружающей среды тепловыми и иными выбросами.

Таким образом, исследование и развитие методов определения параметров, характеризующих интенсивность теплоотдачи и понижение температуры насыщения в процессе кипения хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках, является актуальной

научной задачей, имеющей важное значение как для создания энергоэффективных и экологически чистых судовых холодильных машин, так и для выбора режимов их эксплуатации.

Степень научной разработанности проблемы. Немалый вклад в исследование теплоотдачи и гидродинамики двухфазных потоков внесли такие известные отечественные ученые как: С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский, М.А. Стырикович, Г.Н. Данилова, Д. А. Лабунцов, А.А. Гоголин, Ю.В. Захаров, А.В. Клименко, И.Т. Аладьев, Б.С. Петухов, А.А. Малышев, В.Г. Букин, А.В. Дедов. Изучением режимов течения двухфазных потоков при кипении жидкостей в гладких трубах также занимались Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. Среди зарубежных исследователей, занимавшихся данной темой, стоит отметить: Shah M.M., Kandlikar S.G., Thome J.R., Domanski P.A., Wang C., Winterton R.H.S. Из современных исследователей, занимающихся оптимизацией процессов в теплообменных аппаратах, можно отметить Granryd E., А.Л. Емельянова, Т.А. Лопаткину.

Цель исследования – научное обоснование методов повышения энергоэффективности судовых холодильных машин за счет совершенствования процессов внутритрубного кипения хладагентов в испарителях.

Объект исследования – испарители судовых ХМ с кипением озонобезопасных хладагентов. **Предмет исследования** – гидродинамика и теплообмен при кипении хладагентов в трубах судовых испарителей.

Поставленная цель предполагает решение следующих **задач исследования**:

1. Сравнительный анализ методов расчета локального КТО и падения давления при кипении жидкостей в горизонтальных трубах; выбор и апробация наиболее перспективных методик;
2. Расширение рабочего диапазона методик расчета локальных КТО и градиентов давления.
3. Разработка алгоритмов и программ совместного расчета показателей гидродинамики и теплообмена при кипении хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках.
4. Получение уравнений для расчета среднего КТО и полного падения давления при внутритрубном кипении ряда современных хладагентов.
5. Подбор оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров испарителей на стороне хладагента. Обобщение результатов подбора.

Научная новизна.

1. Впервые разработаны и реализованы в виде компьютерных программ алгоритмы совместного расчета интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хлада-

- гентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках, учитывающие особенности турбулентного, переходного и ламинарного режимов течения двухфазного потока.
2. Получены уравнения для расчета среднего КТО и полного падения давления при внутритрубном кипении семи хладагентов в зависимости от конкретного сочетания семи влияющих факторов.
 3. Обоснована целесообразность определения оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров кипения хладагентов в змеевиковых испарителях численным методом, получены степенные зависимости с численными коэффициентами для определения оптимальной скорости $(w\rho)_o$ или длины зоны кипения $l_{кo}$.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы заключается в разработке алгоритма и составлении компьютерных программ для совместного расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении разных хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках. Выведены уравнения, позволяющие находить искомые величины без использования компьютерной программы по конкретным исходным данным. Предложена методика определения оптимальной массовой скорости хладагента $(w\rho)_o$ в зависимости от плотности теплового потока q , а также оптимальной длины зоны кипения $l_{кo}$ в зависимости от тепловой нагрузки Q_o . Подобраны и обобщены в виде степенных зависимостей оптимальные сочетания $(w\rho)_o$ и q , а также $l_{кo}$ и Q_o для семи хладагентов в широком диапазоне исходных данных. Создана экспериментальная установка и проведены теплотехнические испытания при кипении хладагента R410A в испарителе с внутренним микро-оребрением труб.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на научных конференциях аспирантов, докторантов и соискателей БГАРФ, Калининград 2013-2015г.; на Международных «Балтийских морских форумах», КГТУ, Калининград 2013-2017г; XI Международной научной конференции «Инновации в науке, образовании и бизнесе-2013», Калининград.

Достоверность, полученных автором результатов подтверждается: а) сопоставлением результатов расчета локальных КТО и градиентов давления с доступными экспериментальными данными; б) сопоставлением подобранных численным методом значений массовой скорости R22 с результатами ее определения по методикам А.А. Гоголина, Ю.В. Захарова, Е. Granrud; в) использованием современных средств измерения при выполнении экспериментов и оценкой погрешности косвенных измерений.

На защиту выносятся положения:

1. Алгоритмы и программы совместного расчета показателей интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках судовых ХМ.
2. Уравнения с численными коэффициентами для расчета среднего КТО и полного падения давления хладагента, учитывающие сочетание семи влияющих факторов.
3. Методика и результаты численного подбора оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров кипения хладагентов в змеевиковых испарителях.
4. Методика и результаты теплотехнических испытаний компактного воздухоохладителя с внутренним микрооребрением труб.

Личный вклад. Автором проведен сбор, анализ и сопоставление доступных экспериментальных данных о КТО и градиентах давления с полученными расчетными данными; адаптированы в виде компьютерных программ алгоритмы совместного расчета КТО и падения давления в горизонтальных трубах и плоских змеевиках; осуществлен подбор оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров при кипении семи хладагентов в змеевиках, а также получены степенные зависимости с численными коэффициентами для практического определения оптимальной скорости или длины зоны кипения. Выполнено проектирование, монтаж и наладка экспериментальной установки, а также проведение экспериментов и обработка полученных экспериментальных данных.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 печатные работы (23,8/9,53 п.л.), в том числе в ведущих рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК РФ – 3; две программы для ЭВМ, разработанные в процессе исследования, прошли процедуру государственной регистрации.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка использованных источников и приложений. Работа изложена на 213 страницах машинописного текста и содержит 44 рисунка, 22 таблицы и 15 приложений. Список литературных источников включает 147 наименований.

Специальность, которой соответствует диссертация. Содержание диссертационной работы соответствует паспорту специальности 05.08.05 «Судовые энергетические установки (СЭУ) и их элементы (главные и вспомогательные)», так как испарители холодильных систем относятся к элементам вспомогательных установок, обеспечивающих функционирование судна (пункт 1). Исследуемые процессы внутритрубного кипения хладагента в испарителях согласно пункту 2.1 соответствуют рабочим процессам во вспомогательных элементах СЭУ. Кроме того, физические явления и теоретические основы ки-

пения хладагентов такие же как при кипении воды в судовых парогенераторах. Оптимизация параметров кипения хладагентов в трубах и плоских змеевиках способствует повышению энергоэффективности холодильных систем и снижению количества хладагента на судне, что согласно пункту 2.5 направлено на повышение экономичности СЭУ и защиту окружающей среды от загрязнения тепловыми выбросами и химическими веществами.

Глава 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

1.1 Особенности кипения жидкости в горизонтальных трубах

Испарители судовых холодильных машин (ХМ) осуществляют охлаждение воздуха или жидкости (рассола, воды). В первом случае их называют воздухоохладителями (ВО), а во-вторых – кожухотрубными испарителями с кипением рабочего вещества в межтрубном пространстве или внутри труб. Достоинством внутритрубного кипения является уменьшение количества хладагента в аппарате, что снижает вероятность его попадания в окружающую среду [1]. В судовых испарителях, как правило, применяются горизонтальные трубы из меди или стали. Посредством калачей (колен) из них в ВО образуются змеевики, а в крышках кожухотрубных испарителей предусматриваются перегородки, обеспечивающие последовательное движение хладагента через заданное число труб. Общая длина труб одного хода хладагента (змеевика) l_3 является расчетной величиной. Ее можно представить в виде произведения длины прямых труб l_T и их числа n_T , то есть $l_3 = l_T \cdot n_T$. Чтобы получить требуемую холодопроизводительность Q_0 , как змеевиковые, так и кожухотрубные испарители komponуют из определенного числа змеевиков n_3 .

Многочисленные исследования указывают на взаимосвязь между теплообменом и гидродинамикой потока при кипении жидкости в трубах [2,3,4]. По ходу движения хладагента в равномерно обогреваемой трубе за счет увеличения энтальпии смеси i_c массовое паросодержание x (относительная энтальпия) повышается по линейной зависимости $x = (i_c - i') / (i'' - i')$. Объем жидкой фазы в трубе уменьшается, а паровой - увеличивается. Из-за этого изменяется гидродинамическая структура потока по ходу его движения. На рисунке 1.1 показано шесть режимов двухфазного потока в горизонтальной трубе.



Рисунок 1.1 - Режимы двухфазного потока: 1-пузырьковый, 2-слоисто-волновой, 3-снарядный, 4- кольцевой, 5-дисперсный, 6-зона сухого пара

В работе [4] без учета зоны высыхания стенок трубы выделяются режимы: пузырьковый, снарядный, расслоенный, волновой, волновой с перемычками, кольцевой, дисперсный.

Разными авторами составлены карты режимов двухфазного потока. [2,5,3]. Наиболее подробной представляется карта, показанная на рисунке 1.2. Буквой «С» на ней обозначена зона высыхания пленки жидкости, которая сначала проявляется в верхней части трубы и постепенно доходит до нижней ее части. Буквой «Т» обозначена зона тумана. Переход от одного режима потока к другому здесь зависит от массовой скорости w_p , паросодержания x и вида хладагента.

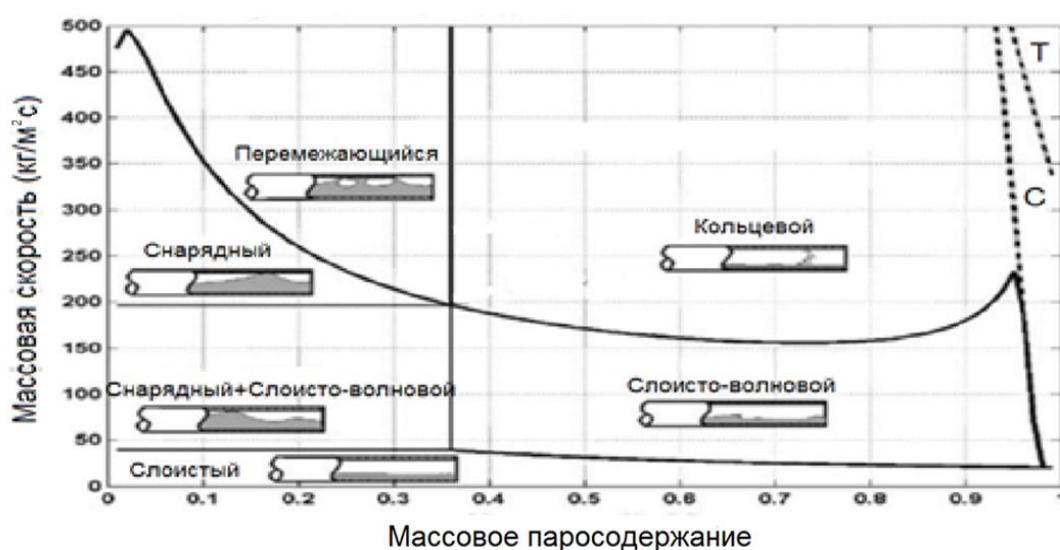


Рисунок 1.2 - Карта режимов двухфазного потока (Wojtan 2005)

Другие карты режимов двухфазного потока в горизонтальных трубах представлены в иных координатах и предложены в: 1956г. Бэйкером (Baker); 1964г. Колльером и Томэ (Collier, Thome); 1976г. Ван-дер-Ягтом и другими. Границы перехода от одного режима потока к другому на всех картах являются нечеткими, т.к. даже при визуальном наблюдении через прозрачную трубу их трудно зафиксировать. При смене режимов (структуры) двухфазного потока изменяются и закономерности, описывающие интенсивность теплоотдачи. Все исследователи подтверждают, что наиболее высокие коэффициенты теплоотдачи (КТО) получаются в кольцевом режиме, когда слой жидкости с убывающей по ходу движения толщиной распределяется по окружности трубы, а пар с высокой скоростью перемещается по центральной части, увлекая за собой жидкость.

Для характеристики гидродинамики двухфазного потока часто используются числа подобия: Рейнольдса Re , Фруда Fr , Эйлера Eu и Нуссельта (безразмерный КТО)

$$Re = w_0 d_T / \nu = w \rho \cdot d_T / \mu; \quad (1.1)$$

$$Fr = w_0^2 / (g \cdot d_T) = (w \rho)^2 / (g \cdot d_T \cdot \xi^2); \quad (1.2)$$

$$Eu = \Delta P / (\rho w_0^2) = \Delta P \cdot \rho'^2 / [\rho \cdot (w \rho)^2]; \quad (1.3)$$

$$Pr = \mu \cdot c_p / \lambda = \nu / a; \quad (1.4)$$

$$Nu = \alpha \cdot d_T / \lambda; \quad (1.5)$$

где w – скорость жидкости; μ, ν – динамическая и кинематическая вязкость парожидкостной смеси, жидкой или паровой фазы; d_T – внутренний диаметр трубы; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; ΔP – падение давления на участке трубы; c_p – удельная теплоемкость; ξ – коэффициент сопротивления; a – температуропроводность; λ – коэффициент теплопроводности жидкости.

Локальные (местные) коэффициенты теплоотдачи (КТО) на стороне хладагента $\alpha_{ал}$ зависят от режима потока. Экспериментально их определяют путем деления плотности теплового потока q на разность между температурами внутренней стенки трубы в конкретном месте t_T и температурой насыщения хладагента t_S , т.е. $\alpha_{ал} = q / (t_T - t_S)$. Основную трудность представляет точное измерение температуры t_T . Согласно известным моделям внутритрубного кипения жидкости, в механизме теплоотдачи выделяют две основные составляющие: а) пузырьковое кипение $\alpha_{п}$; б) конвективное кипение $\alpha_{к}$.

Чистое пузырьковое (свободное) кипение происходит в большом объеме неподвижной жидкости. Оно характеризуется процессом роста и отрыва пузырькового пара, на который влияет плотность теплового потока, характер нагреваемой поверхности и свойства жидкости. При кипении в трубах движение парожидкостной смеси подавляет образование пузырьков и снижает вклад составляющей $\alpha_{п}$. Конвективная составляющая $\alpha_{к}$ обусловлена движением кипящей жидкости относительно стенок труб. В связи с ростом паросодержания x скорость смеси по ходу ее движения увеличивается, что приводит к росту локальных КТО, пока не начинается высыхание отдельных участков трубы. КТО при движении однофазной жидкости в трубах обычно определяется по формуле:

$$\alpha_{ж} = C Re^m Pr^n (\lambda / d_T), \quad (1.6)$$

где c, m, n – эмпирические константы.

В зависимости от числа Re различают турбулентный $Re > 10000$, переходный $2300 < Re < 10000$ и ламинарный $Re < 2300$ режимы течения однофазной среды. Формула (1.6) справедлива лишь для турбулентного режима. Безразмерное число Нуссельта (1.5) в ламинарном режиме считается постоянным и примерно равным 4,36 при движении в горизонтальных трубах. Теплоотдача в переходном режиме характеризуется ослаблением вынужденного движения и усилением роли естественной конвекции, которая возникает

из-за разности плотностей среды с неодинаковыми температурами в сечении трубы. Многие авторы без указания режима течения конвективную составляющую α_k кипящей жидкости определяют по формуле (1.6), подставляя в нее число:

$$Re = w\rho(1 - x)d_T/\mu', \quad (1.7)$$

где μ' - динамическая вязкость насыщенной жидкости.

Очевидно, что с ростом паросодержания x число Re уменьшается, из-за чего возможно появление переходного и/или ламинарного режима течения. Необходимость корректировки отмеченного подхода и предлагаемые формулы для определения числа Нуссельта в разных режимах течения жидкой фазы обсуждаются в Главе 2. Для учета совместного влияния составляющих α_n и α_k на КТО кипящей жидкости α_a зачастую используется формула:

$$\alpha_a = (\alpha_n^n + \alpha_k^n)^{1/n}. \quad (1.8)$$

При $n = 1$ получается сумма двух составляющих. Если $n = \infty$, то учитывается лишь составляющая с более высоким значением КТО. Чаще принимают показатель n , равным 2 или 3. Нередко вводят коэффициенты интенсификации одной составляющей и подавления другой. Подробнее этот вопрос раскрывается в рассматриваемых ниже методиках.

1.2 Методы расчета коэффициента теплоотдачи в трубах

При проектировании и расчетном анализе работы судовых змеевиковых испарителей возникает задача по выбору методики расчета коэффициента теплоотдачи на стороне хладагента. Такие испарители обычно состоят из ряда змеевиков, в целях эффективного использования теплопередающей поверхности принимаются меры по равномерной подаче хладагента во все змеевики, что обеспечивает на выходе из зоны кипения одинаковый перегрев пара. К расчету КТО на стороне хладагента ближе всего подходят зависимости, обобщающие опытные данные по кипению жидкости в горизонтальных трубах. При этом температура насыщения (кипения) t_0 и плотность теплового потока q считаются постоянными по ходу движения парожидкостного потока, а теплоотдача в калачах, которые оказываются за пределами оребренных участков труб, не учитывается. После дросселирования в змеевики, как правило, поступает хладагент, начальное массовое паросодержание которого $x_n > 0$ и зависит от давления и температуры дросселируемой жидкости. На выходе из зоны кипения паросодержание $x_b = 1$. Проводился поиск формул и методик, пригодных для расчета КТО в низко-, средне- и высокотемпературных ВО, для которых ха-

рактерно полное испарение жидкости при сравнительно низких тепловых потоках q и массовых скоростях хладагента w_p .

Подробные исследования процессов кипения воды и других жидкостей показали, что интенсивность теплоотдачи неодинакова по ходу движения потока в трубах [6,7]. Поэтому усилия отечественных и зарубежных специалистов были направлены на определение локальных КТО, которые зависят от режимов течения двухфазного потока. Одновременно разрабатывались теоретические модели процессов кипения [3,8]. Определением локальных КТО и коэффициентов теплопередачи (КТП) при кипении хладонов в трубах в нашей стране одним из первых занялся Малышев А.А. [9,10]. Изучением теплоотдачи при кипении хладагентов в мини-каналах занимается Бараненко А.В., Ховалыг Д.М. [11,12], Дедов А.А. [13]. Теплофизические процессы при кипении неазеотропных хладагентов в своих исследованиях рассматривает Мезенцева Н.Н. [14]. К экспериментальным исследованиям теплоотдачи при кипении хладагентов в горизонтальных трубах также можно отнести работы Шуршева В.Ф. [15], Беляева А.В. [16], Должикова А.С. [17]. По данным специалистов общества ASHRAE существуют сотни зависимостей для расчета КТО при кипении насыщенных жидкостей в трубах [18]. Большинство из них получено на базе небольшого количества опытных данных и имеет ограниченную область применения.

Из-за сложности процессов кипения жидкостей в трубах теоретические методы расчета КТО и градиента давления еще не дают достоверных результатов [3,8]. Простые формулы определения среднего КТО и падения давления в трубе оказались неточными. К тому же их нельзя распространить на новые хладагенты. За рубежом по мере накопления экспериментальных данных по кипению в трубах разных жидкостей с 1966 г. стали появляться обобщенные методики (корреляции) для расчета локальных КТО [19]. В них используются безразмерные переменные, учитывающие свойства жидкостей и условия кипения. Такой подход, с одной стороны, увеличивает количество обобщаемых данных, а с другой стороны, усложняет обобщение из-за необходимости учета термодинамических и теплофизических (транспортных) свойств каждой жидкости. Достоинством его является возможность распространения методики на расчет КТО при кипении разных жидкостей, включая те процессы кипения, которые еще слабо изучены. Для холодильной техники это имеет важное значение в связи с переходом на альтернативные экологически чистые хладагенты.

Выбор методик расчета коэффициента теплоотдачи. В результате анализа обобщенных методик расчета локальных КТО, а также методик расчета градиента давления в горизонтальных трубах стало ясно, что в каждой из них используются показатели основных свойств хладагентов на линии насыщения. Количество используемых показате-

лей и их сочетания неодинаковы в разных методиках. Как правило, все показатели выбираются в зависимости от температуры насыщения t_s (кипения t_0). Для неазеотропных хладагентов определяющей считается температура насыщенной жидкости, которая несколько отличается от температуры насыщенного пара при одинаковом давлении. Разность между этими температурами называется температурным глайдом. Для R404A и R410A он не превышает 1-2 °С, хотя для некоторых хладагентов, и в частности R407C, составляет 7-9 °С. Когда зафиксирована температура насыщения неазеотропных хладагентов, значения давления жидкости P' и пара P'' не совпадают. В дальнейших расчетах, относящихся к кипению хладагентов в качестве давления насыщения P_s , используются значения P' .

Данные о термодинамических и теплофизических свойствах хладагентов приводятся в разных источниках. Для альтернативных хладагентов, свойства которых исследованы недостаточно полно, справочные данные из разных источников несколько различаются. В настоящей работе показатели термодинамических и теплофизических (транспортных) свойств хладагентов определялись по компьютерной программе Refprop, разработанной Национальным институтом стандартизации США. Для удобства приведем основные соотношения, применяемые при кипении хладагента в горизонтальных трубах и плоских змеевиках.

При исследовании двухфазных потоков используют три вида паросодержаний [3;8]:

Массовое паросодержание (относительная энтальпия):

$$x = G_{\text{п}}/G_{\text{с}} = (i_{\text{с}} - i')/(i'' - i'), \quad (1.9)$$

где $i_{\text{с}}$ - энтальпия смеси; i' , i'' - энтальпия жидкости и пара на линии насыщения.

Объемное расходное паросодержание:

$$\beta = \frac{w_0''}{w_0' + w_0''} = \frac{1}{1 + [(1-x)/x]\rho''/\rho'} = \frac{x \cdot \rho'}{x \cdot \rho' + (1-x)\rho''}. \quad (1.10)$$

Применительно к условиям кипения хладагентов в горизонтальных трубах наиболее подходящей считается зависимость для определения истинного объемного паросодержания смеси [20]:

$$\varphi = \frac{x}{\rho''} \left[\left(1 + 0,12(1-x) \right) \cdot \left(\frac{x}{\rho''} + \frac{1-x}{\rho'} \right) + \frac{1,18(1-x)[g \cdot \sigma (\rho' - \rho'')]^{0,25}}{(w\rho)^2 (\rho')^{0,5}} \right]^{-1} \quad (1.11)$$

$$= x\rho' / [x\rho' + K_{\text{с}}(1-x)\rho''],$$

где σ - поверхностное натяжение; g - ускорение свободного падения, ρ' , ρ'' - плотность жидкости и пара на линии насыщения.

С учетом изменения массового расхода пара $G_{\text{п}}$ и жидкости $G_{\text{ж}}$ при постоянном расходе G_c кипящего потока в канале с площадью сечения S различают несколько видов скорости:

Массовая скорость потока:

$$w\rho = G_c/S = (G_{\text{п}} + G_{\text{ж}})/(0,785 \cdot d_{\text{т}}^2), \quad (1.12)$$

где $G_c, G_{\text{п}}, G_{\text{ж}}$ - массовые расходы парожидкостной смеси, пара и жидкости; S - площадь проходного сечения канала; $d_{\text{т}}$ - внутренний диаметр трубы.

Скорость циркуляции:

$$w_0 = G_c/(\rho' \cdot S) = w\rho/\rho'; \quad (1.13)$$

Приведем основные соотношения для плотности и скорости двухфазного потока [3,8].

Приведенные скорости пара и жидкости:

$$w_0'' = G_{\text{п}}/(\rho'' \cdot S) = x \cdot w\rho/\rho''; \quad w_0' = G_{\text{ж}}/(\rho' \cdot S) = (1 - x)w\rho/\rho', \quad (1.14)$$

Скорость гомогенной смеси (без учета скольжения фаз):

$$w_{\text{г}} = w_0' + w_0'' = w_0 \left[1 + \frac{w_0''}{w_0} \cdot \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} \right] = w_0 \left[1 + x \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right] = \frac{w_0}{1 - \beta(\rho' - \rho'')/\rho'}. \quad (1.15)$$

Истинные скорости пара и жидкости:

$$w'' = \frac{w_0''}{\rho} = \frac{xG_c}{\rho''S\varphi} = \frac{x \cdot w\rho}{\varphi \cdot \rho''}; \quad w' = \frac{w_0'}{1 - \varphi} = \frac{1 - x}{1 - \varphi} \cdot \frac{w\rho}{\rho'} = \frac{1 - x}{1 - \varphi} w_0. \quad (1.16)$$

Также выделяют плотность и удельный объем гомогенной смеси:

$$\rho_{\text{г}} = \beta \cdot \rho'' + (1 - \beta)\rho'; \quad v_{\text{г}} = v''x + v'(1 - x), \quad (1.17)$$

где v', v'' - удельный объем жидкости и пара на линии насыщения.

Истинная плотность парожидкостной смеси:

$$\rho_c = \varphi \cdot \rho'' + (1 - \varphi)\rho'. \quad (1.18)$$

Коэффициент (фактор) скольжения фаз K_c характеризует отношение истинных скоростей паровой и жидкой фаз. Он не остается постоянным по ходу движения. Его можно представить в виде:

$$K_c = [\beta/(1 - \beta)] / [\varphi/(1 - \varphi)]. \quad (1.19)$$

Определение истинных параметров двухфазного потока всегда вызывает затруднения из-за отсутствия достоверных данных о значениях φ или K_c в конкретных условиях кипения. Не случайно большинство исследователей при обобщении экспериментальных данных использует массовое паросодержание x . При равномерном обогреве труб энтальпия смеси i_c линейно повышается по ходу движения. Паросодержание x также изменяется по линейной зависимости от значения $x_{\text{н}}$ в начале до значения $x_{\text{в}}$ на выходе зоны кипения. Длина рассматриваемой зоны кипения $l_{\text{к}}$ на основе уравнения теплового баланса определяется по выражению:

$$l_k = w\rho \cdot d_T(i'' - i') \cdot (x_B - x_H)/(4q), \quad (1.20)$$

где q - плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности труб.

Если обозначить через Q количество теплоты, подведенной к зоне кипения одиночной трубы или змеевика, то тепловой поток:

$$q = Q/(\pi d_T l_k). \quad (1.21)$$

Массовый расход проходящего через зону испарения хладагента на основе теплового баланса:

$$G_c = Q/[(i'' - i') \cdot (x_B - x_H)]. \quad (1.22)$$

Массовый расход образующегося в зоне кипения пара и жидкости:

$$G_{\text{п}} = G_c(x_B - x_H); G_{\text{ж}} = G_c(1 - (x_B - x_H)). \quad (1.23)$$

Объемный расход образующегося пара:

$$V_{\text{п}} = G_{\text{п}}/\rho'' = G_{\text{п}} \cdot v''. \quad (1.24)$$

Ниже приводятся общий вид ряда традиционных формул для определения среднего КТО без детального их раскрытия. Они распространяются лишь на традиционные хладагенты (R12, R22 и др.) и не могут быть применены при расчете КТО современных озонобезопасных хладагентов. Средние КТО определялись по формулам:

-Богданова С.Н. [21,4,22]

$$\alpha = Cq^{0,15}(w\rho)^n; \quad (1.25)$$

$$\alpha = Aq^{0,6}(w\rho)^{0,2}d_T^{-0,2}; \quad (1.26)$$

- Пьерре Б.[4,22]

$$Nu = C(Re^2 K_f)^n = C[Re^2(x_2 - x_1)(i'' - i')/(g\ell)]^n; \quad (1.27)$$

- Гоголина А. А. – Пьерре Б. [22]

$$\alpha = Bq^{0,4}(w\rho)^{0,4}d_T^{-0,6}; \quad (1.28)$$

- Слипцевича Б. – Хавлы Д. [22]

$$\alpha = K(w\rho)^{1,4}d_T^{-0,5}; \quad (1.29)$$

- Константинова Л. И. [23]

$$\alpha = \alpha_w(1 + \alpha_q/\alpha_w)^{0,5} = \alpha_w + \Delta\alpha. \quad (1.30)$$

Во всех формулах и методиках: α – коэффициент теплоотдачи; $w\rho$ – массовая скорость потока; d_T – внутренний диаметр трубы; l – длина зоны кипения; x – массовое паросодержание; i – энтальпия; Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; A, B, C, K, n – константы и показатели степени.

Современные методики расчета локальных КТО можно разделить на четыре группы:

1. Чисто эмпирические методики основаны на использовании КТО однофазной жидкости $\alpha_{\text{ж}}$ и поправочных множителей, зависящих от ряда безразмерных величин, учитывающих изменение массового паросодержания x в потоке (параметр Co), относительную плотность теплового потока (параметр Bo) и число Фруда, учитывающее расслоение потока (1.2).
2. По методике наложения (суперпозиции) КТО находится как сумма составляющих пузырькового $\alpha_{\text{п}}$ (свободного) и вынужденного $\alpha_{\text{в}}$ (конвективного) кипения со своими множителями.
3. Асимптотическая методика учитывает составляющие $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ по степенной зависимости (1.8).
4. Методику, основанную на учете режимов течения кипящей жидкости, нередко называют феноменологической. В ней разделены доли сечения трубы, занятые жидкой и паровой фазами при расслоенном движении потока и в области высыхания пленки у верхней образующей трубы при высоком паросодержании.

Каждая обобщенная методика опирается на определенный массив исходных данных. Поэтому результаты расчета по разным методикам при конкретных условиях кипения могут не совпадать. При обзоре экспериментальных данных о локальных КТО при кипении некоторых хладагентов в горизонтальных трубах установлено, что многие исследователи проводили сопоставление опытных данных с результатами расчета, полученными по той или иной методике. На основе сравнительного анализа выбраны обобщенные методики, изложенные в работах [24,25,26,27,28]. Эти методики учитывают, что в трубах теплоотдача происходит за счет пузырькового (свободного) кипения и вынужденного (конвективного) движения двухфазной смеси. КТО пузырькового кипения $\alpha_{\text{п}}$ в основном зависит от плотности теплового потока. На КТО вынужденного движения $\alpha_{\text{в}}$ преимущественное влияние оказывают скорость хладагента и режим течения, который в зависимости от числа Re делят на турбулентный, переходный и ламинарный. Составляющие пузырькового $\alpha_{\text{п}}$ и вынужденного $\alpha_{\text{в}}$ кипения при фиксированных значениях массовой скорости $w\rho$ и плотности теплового потока q по-разному влияют на локальный КТО двухфазной смеси $\alpha_{\text{тр}}$ по мере увеличения массового её паросодержания x . Несмотря на одинаковый подход, напрямую обе составляющие $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{в}}$ входят лишь в методики [25,26,27], а в методиках [28,24] составляющая $\alpha_{\text{п}}$ учитывается косвенно.

Предложенная в 1982г. методика Shah M.M. [24] базируется на КТО вынужденного движения $\alpha_{\text{в}}$ и четырех безразмерных параметрах: числе Фруда (1.2), параметре конвекции (Co), параметре кипения (Bo) и параметре интенсификации F_0 .

$$Co = [(1 - x)/x]^{0,8} \cdot (\rho''/\rho')^{0,5} \cdot K_{Fr}; \quad (1.31)$$

$$Bo = q/[(w\rho)(i'' - i')] ; \quad (1.32)$$

$$F_0 = F(1 - x)^{0,8}. \quad (1.33)$$

При числах $Fr < 0,04$ множитель $K_{Fr} = (25Fr)^{-0,3}$ учитывает расслоение потока. Если $Fr > 0,04$, то $K_{Fr} = 1$. Значение параметра F в формуле (1.33) зависит от параметров Co и Bo . Пока $Co > 1$ (при малом паросодержании x), $F = F_{св} = 1 + 0,8\exp[1 - (Co)^{0,5}]$. Когда $Co < 1$, $F = F_{св} = 1,8 \cdot (Co)^{-0,8}$. Составляющая пузырькового кипения $\alpha_{п}$ неявно учитывается при $Bo > 1,9 \cdot 10^{-5}$. Если при этом $Co > 1$, то $F = F_{нв} = 231(Bo)^{0,5}$. В диапазоне $0,02 < Co < 1$ совместного влияния конвективного и пузырькового кипения $F = F_{снв} = F_{нв}(0,77 + 0,13 \cdot F_{св})$.

Локальный КТО двухфазной смеси:

$$\alpha_{tp} = \alpha_{в} \cdot F_0. \quad (1.34)$$

Рекомендована формула Dittus-Boelter:

$$\alpha_{в} = 0,023 \cdot Re_y^{0,8} Pr'^{0,4} \cdot \lambda'/d_T. \quad (1.35)$$

В методике [24] при определении КТО $\alpha_{в}$ используется условное число $Re_y = w\rho \cdot d_T/\mu'$. Оно предполагает, что насыщенная жидкость занимает все сечение трубы. Образование паровой фазы учитывает формула (1.33). В неё подставляется большее из значений $F_{св}$ и $F_{снв}$.

По методике Gungor К.Е., Winterton R.H.S. 1986 года [25] локальный КТО находится как сумма двух составляющих со своими множителями:

$$\alpha_{tp} = \alpha_{вж} E \cdot E2 + \alpha_{п} S \cdot S2 \quad (1.36)$$

Составляющая вынужденного движения жидкой фазы $\alpha_{вж}$ находится по формуле (1.35) с использованием числа $Re_{ж} = Re_y(1 - x)^{0,8}$. Для составляющей $\alpha_{п}$ рекомендована формула:

$$\alpha_{п} = 55 \cdot q^{0,67} (P_0/P_{кр})^{0,12} [-\lg(P_0/P_{кр})]^{-0,55} \cdot M, \quad (1.37)$$

где $P_{кр}$ - критическое давление вещества, M - его молекулярная масса.

Параметр интенсификации (enhancement) E зависит от параметров кипения Bo и Мартинелли χ_{tt} :

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37(1/\chi_{tt})^{0,86}. \quad (1.38)$$

$$\chi_{tt} = [1/(1 - x)]^{0,9} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,5} \cdot (\mu''/\mu')^{0,1}. \quad (1.39)$$

Параметр подавления (suppression) пузырьков движущимся потоком:

$$S = [1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 \cdot Re_{ж}^{1,17}]^{-1}, \quad (1.40)$$

Когда число $Fr < 0,05$, для учета расслоения потока используются множители:

$$E2 = Fr^{(0,1-2Fr)}; S2 = Fr^{0,5}. \quad (1.41)$$

Методика Gungor K.E., Winterton R.H.S. 1987 года [26] также содержит два члена, хотя в ней используется лишь составляющая α_B , определяемая по условному числу Re_y .

Это позволяет ввести общий множитель:

$$En = (1 + 3000Bo^{0,86})S2 + [1,12(x/(1-x))^{0,75} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,41}]E2. \quad (1.42)$$

Для множителей $E2$ и $S2$ сохраняются выражения (1.41) и условия их применения. Локальный КТО $\alpha_{tp} = En \cdot \alpha_B$.

Методика под авторством Kandlikar S.G. [27] опирается на КТО вынужденного движения жидкой фазы $\alpha_{вж}$, а также параметры Co, Bo, Fr . Итоговая формула представлена в виде:

$$\alpha_{tp} = [C1(Co)^{C2}(25Fr)^{C5} + C3(Bo)^{C4}F_{fl}] \alpha_{вж}. \quad (1.43)$$

Константы $C1 \dots C5$ зависят от параметра конвекции Co . Если $Co < 0,65$, то $C1 = 1,136; C2 = -0,9; C3 = 667,2; C4 = 0,7; C5 = 0,3$. Когда $Co > 0,65$, $C1 = 0,6683; C2 = -0,2; C3 = 1058,0; C4 = 0,7; C5 = 0,3$. Если $Fr > 0,04$, то $C5 = 0$. Множитель F_{fl} учитывает свойства кипящей жидкости и материала труб. Значения его получены лишь для некоторых хладагентов при их кипении в медных трубах и приводятся в таблице 1.1.

Таблица 1.1- Значения множителя F_{fl}

Хладагент	F_{fl}	Хладагент	F_{fl}
R11	1,3	R124	1,9
R12	1,5	R134a	1,63
R13B1	1,31	R152a	1,1
R22	2,2	R404A	1,55
R113	1,1	R407C	1,5
R114	1,24	R507	1,55
R717	1,0	R410A	1,72

Множитель F_{fl} подбирается так, чтобы обеспечить наилучшее совпадение результатов расчета с достаточно большим объемом опытных данных о КТО при кипении конкретного хладагента. На новый хладагент методику [27] можно распространить лишь после определения множителя F_{fl} .

Для практических расчетов формулу (1.43) целесообразно разделить на две части и в каждую из них ввести множитель E_k для учета расслоения потока. Если $Fr < 0,04$, то $E_k = 25Fr^{0,3}$. В противном случае $E_k = 1$. Выделенные части находятся по формулам:

$$\alpha_a = (1,136 \cdot Co^{-0,9} \cdot E_k + 667,2 \cdot Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}, \quad (1.44)$$

$$\alpha_e = (0,6683 \cdot Co^{-0,2} \cdot E_k + 1058 \cdot Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}. \quad (1.45)$$

После этого КТО двухфазного потока $\alpha_{tp} = \alpha_a$, если $Co < 0,65$; в противном случае $\alpha_{tp} = \alpha_e$. Напомним, что $\alpha_{вж}$ зависит от числа $Re_{ж} = w\rho \cdot d_T(1-x)^{0,8}/\mu'$.

В методике Liu Z., Winterton R.H.S. [28] учитываются составляющие вынужденного движения α_b и пузырькового кипения α_n с поправочными множителями по степенной зависимости:

$$\alpha_{tp} = [(E1 \cdot E2 \cdot \alpha_b)^2 + (S1 \cdot S2 \cdot \alpha_n)^2]^{0,5}. \quad (1.46)$$

Значения α_n , $E2$ и $S2$ находятся по выражениям (1.37) и (1.41) с соблюдением вышеуказанных условий, вынужденная составляющая КТО определяется с использованием числа $Re_y = w\rho \cdot d_T/\mu'$. Для множителей $E1$ и $S1$ предложены выражения:

$$E1 = [1 + x \cdot Pr'(\rho'/\rho'' - 1)]^{0,35}; \quad (1.47)$$

$$S1 = [1 + 0,055 \cdot (E1)^{0,1} \cdot (Re_y)^{0,16}]^{-1}. \quad (1.48)$$

При прочих равных условиях по мере роста паросодержания x множитель $E1$ увеличивается, а $S1$ - слегка уменьшается.

В целях оценки достоверности проводилось также сравнение результатов расчета по разным методикам в ряде характерных режимов кипения хладона R22. Для расчета локальных КТО в горизонтальных трубах могут быть использованы также методики Стюшина [3], Клименко [7] и Малышева [9]. Чтобы сопоставить обсуждаемые формулы и методики, по ним рассчитаны КТО для одинаковых условий кипения хладона R22. В качестве примера задано: $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $w\rho = 60 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, $q = 1500 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $d_T = 0,012 \text{ м}$. На этот режим распространяется большинство формул для определения среднего КТО и методик определения локальных КТО. Путем осреднения локальных КТО в диапазоне паросодержаний $x = 0,01 \dots 0,97$ получены средние их значения.

Расчеты показали, что формулы (1.25), (1.29) и методика В. В. Клименко не подходят для рассматриваемых условий [29]. В методике [7] используется условие, которое зависит от числа Fr и при кипение хладагентов в змеевиковых испарителях соблюдается не всегда. Формулы (1.26), (1.28) и (1.30) не учитывают паросодержания хладагента на входе и выходе из трубки. Они, как и уравнение (1.27), получены на основе экспериментов, проведенных до 1971 г., без подробного исследования режимов течения двухфазного потока и их влияния на интенсивность теплообмена [29]. При обобщении опытных данных в методике Н. Г. Стюшина использовано лишь небольшое количество точек по кипению хладагентов. Она предлагается как упрощенная для определения КТО с приемлемой точностью при кипении разных жидкостей. Методика А. А. Малышева базируется на карте режимов

течения двухфазных потоков, составленной лишь на основе опытов с хладагентом R12. Использование условного диаметра сечения трубы, занятого жидкостью, в качестве определяющего размера нельзя признать удачным, т.к. с ростом паросодержания он стремится к нулю; то же происходит и с числом Re . Более подробный анализ перечисленных методик определения среднего КТО приводится в статье [29].

1.3 Методы расчета падения давления в трубах и змеевиках

При движении двухфазного потока в равномерно обогреваемой трубе вследствие парообразования увеличивается его скорость, что вызывает падение давления не только на трение ΔP_T , но и на ускорение ΔP_y . Поэтому из общего падения давления на участке приходится вычитать падение давления на ускорение, найденное расчетным путем. Ввиду нелинейного изменения объемного паросодержания и скорости потока градиент давления приходится определять по коротким участкам трубы Δl . С этой целью датчики давления располагают на небольшом удалении друг от друга. Градиент давления находится путем деления обусловленного трением падения давления на длину участка: $dP/dz = \Delta P_T/\Delta l$. Когда заданы массовая скорость хладагента $w\rho$ и плотность теплового потока q , массовое паросодержание x в местах установки датчиков давления нетрудно рассчитать. Это позволяет построить графики зависимости градиента давления dP/dz от паросодержания x при конкретных условиях кипения хладагента.

Нередко градиент давления определяют при движении двухфазного потока в необогреваемой трубе. Отсутствие теплообмена исключает падение давления на ускорение потока, вследствие чего повышается точность измерений. Эксперименты проводятся при фиксированных значениях массовой скорости $w\rho$ и массового паросодержания x . Чтобы изменить паросодержание x , перед испытуемой трубой устанавливается подогреватель. По количеству подведенной теплоты при постоянном расходе потока удастся найти его энтальпию и паросодержание.

При установившемся движении насыщенного хладагента в трубах с подводом теплоты падение давления ΔP имеет четыре составляющие, которые обусловлены трением на стенке ΔP_T , местными сопротивлениями ΔP_M , ускорением потока ΔP_y и массовыми силами, т.е. нивелирным напором ΔP_H [3,8]

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M + \Delta P_y + \Delta P_H \quad (1.49)$$

Ускорению стационарного двухфазного потока в трубах постоянного сечения способствует парообразование, которое вызвано как подводом теплоты, так и понижением

давления насыщенного хладагента под действием сил трения, а также массовых сил при наличии разности уровней между входом и выходом хладагента. Обычно вклад составляющей ΔP_y не является основным в общем падении давления кипящего хладагента. Точное определение перепада ΔP_y необходимо, прежде всего, с позиций обработки экспериментальных данных по гидродинамике двухфазных потоков. Падение давления на трение ΔP_T и местные сопротивления ΔP_M находят путем вычитания составляющих ΔP_y и ΔP_H из общего перепада ΔP в соответствии с уравнением (1.49). Измерить каждую составляющую по отдельности в настоящее время не представляется возможным. Поэтому важное значение придается точному расчету потерь давления на ускорение [30].

Падение давления ΔP_y отражает изменение кинетической энергии двухфазного потока. На основе закона сохранения импульса единицы объема сплошной среды перепад давления при одномерном стационарном течении сжимаемой среды в канале постоянного сечения можно представить в виде [8]:

$$\Delta P_y = (\rho w^2)_k - (\rho w^2)_n, \quad (1.50)$$

где ρ и w - средние по сечению канала значения плотности и скорости потока на выходе (индекс «к») и начале (индекс «н») рассматриваемого объема.

Произведение ρw^2 часто называют количеством движения, а падение давления на ускорение ΔP_y определяют как разность количеств движения в конце и начале рассматриваемого участка. Применительно к двухфазному потоку следует использовать истинные значения плотности ρ и скорости w . Обе величины должны быть найдены с учетом скольжения фаз, которое влияет на истинное объемное паросодержание смеси φ .

Массовое паросодержание x нетрудно найти, если известны энтальпии парожидкостной смеси i_c , а также жидкой i' и паровой i'' фаз насыщенного хладагента. Массовую скорость получают по формуле (1.12). Связь между плотностью теплового потока q , длиной l обогреваемой трубы, внутренним ее диаметром d_T , массовой скоростью $w\rho$, удельной теплотой парообразования хладагента $r = i'' - i'$ и изменением паросодержания $x_B - x_H$ вытекает из уравнения теплового баланса (1.20).

Паросодержание β однозначно, но нелинейно зависит от паросодержания x , а также плотности жидкости ρ' и пара ρ'' в насыщенном состоянии. На истинное объемное паросодержание φ влияет скольжение фаз, измерить и учесть которое весьма сложно. Для сравнения паросодержаний β и φ нередко вводят коэффициент скольжения фаз K_C . Поскольку на скольжение фаз влияют многие факторы, определение как φ , так и K_C вызывает серьезные затруднения. При обработке экспериментальных данных получают эмпирические зависимости в одних случаях для определения паросодержания φ , а в других - коэф-

коэффициента K_c . Сравнительный анализ зависимости объемного паросодержания от массового паросодержания приведен в статье [31].

Согласно уравнению (1.20) массовое паросодержание x при равномерном обогреве труб линейно повышается по ходу движения потока. Остальные его показатели изменяются по нелинейным зависимостям. Если скольжение фаз не учитывается, то парожидкостная смесь считается гомогенной, а ее плотность определяется по формуле (1.17).

При определении истинной скорости парожидкостной смеси, не равной сумме скоростей w'' и w' , вполне можно допустить ошибки, которые не очевидны. Чтобы выявить их, сделаем несколько подходов к определению падения давления ΔP_y на примере кипения хладагента R22 в трубе с $d_T = 0,012$ м при температуре $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $w\rho = 60$ кг/(м² · с), $q = 1500$ Вт/м². Примем $x_H = 0,01$ и $x_B = 0,97$.

Первое приближение без учета скольжения фаз обеспечивает гомогенная модель. В соответствии с ней скорость смеси $w_T = w'_0 + w''_0$. По выбранным условиям получены значения $\beta_H = 0,6534$, $\rho_{гн} = 482,13$ кг/м³, $w_H = 0,124$ м/с, $\beta_K = 0,9998$, $\rho_{гк} = 7,605$ кг/м³, $w_K = 7,889$ м/с. В соответствии с формулой (1.50) падение давления на ускорение $\Delta P_y = 465,88$ Па.

При использовании истинной плотности парожидкостной смеси (1.18) представляется логичным скорость ее определять по истинным скоростям фаз w' и w'' с учетом доли сечения трубы, занятой каждой из них, по выражению $w_c = (1 - \varphi)w' + \varphi \cdot w''$. Нетрудно установить, что отсюда получается сумма приведенных скоростей фаз. В данном случае падение давления $\Delta P_y = 770,65$ Па.

Когда известны массовый расход смеси G_c , истинная ее плотность ρ_c и площадь сечения канала S , кажется подходящим выражение для скорости $w_c = w\rho/\rho_c$. Отсюда $\rho_c w_c^2 = (w\rho)^2/\rho_c$. Падение давления при этом $\Delta P_y = 281,43$ Па.

Истинные скорости фаз (1.16) учитывают как истинное φ , так и массовое x паросодержания. Плотности фаз ρ' и ρ'' при небольших падениях давления изменяются незначительно. Можно предположить, что количество движения в любом сечении двухфазного потока определяется суммой $\rho''w''^2 + \rho'w'^2$. Данный подход рекомендован в источнике [21], но с опiskой в виде множителя 0,5 перед суммой. Без учета этого множителя давление $\Delta P_y = 614,58$ Па.

Другой подход заключается в том, что количество движения фаз находится с учетом объемной их доли [20]. Количество движения смеси представляется в виде суммы $\varphi\rho''w''^2 + (1 - \varphi)\rho'w'^2$. После подстановки выражений для истинных скоростей фаз w'' и w' уравнение для определения падения давления на ускорение принимает вид:

$$\Delta P_y = (w\rho)^2 \left\{ \left[\frac{x_k^2}{\rho''\varphi_k} + \frac{(1-x_k)^2}{\rho'(1-\varphi_k)} \right] - \left[\frac{x_n^2}{\rho''\varphi_n} + \frac{(1-x_n)^2}{\rho'(1-\varphi_n)} \right] \right\} \quad (1.51)$$

По условиям рассматриваемого примера $\Delta P_y = 455,5$ Па. Получено пятое значение для тех же условий течения кипящего хладагента. Чтобы установить истинное значение, вернемся к балансу импульса, на основе которого градиент давления за счет ускорения потока равен $(G_c/S) \cdot (dw/dz)$ [8]. Конвективному потоку импульса через сечение канала, т.е. величине $\rho w^2 S = Gw$, соответствует сумма конвективных потоков импульса фаз: $G_{п}w'' + G_{ж}w' = G_c[xw'' + (1-x)w']$. Отсюда с учетом равенства $G_c/S = \rho w$ получаем падение давления на участке dz :

$$\Delta P_y = w\rho[xw'' + (1-x)w']_k - w\rho[xw'' + (1-x)w']_n \quad (1.52)$$

Нетрудно заметить, что последние два уравнения идентичны. По ним получен одинаковый результат $\Delta P_y = 455,5$ Па. Следовательно, в практических расчетах падения давления на ускорение двухфазного потока необходимо использовать уравнение (1.51) или (1.52). Иные подходы, несмотря на кажущуюся их правдоподобность, следует считать неправильными. В рассматриваемом примере результат расчета по гомогенной модели $\Delta P_y = 465,88$ Па близок к результату по формулам (1.51) и (1.52) $\Delta P_y = 455,5$ Па. При других сочетаниях варьируемых переменных результаты могут заметно отличаться.

Для наглядности в таблице 1.2 и рисунке 1.3 приведено изменение основных показателей двухфазного потока в зависимости от паросодержания x по условиям рассматриваемого примера.

Таблица 1.2- Основные показатели двухфазного потока по условиям примера

x	β	φ	K_c	ρ_r , кг/м ³	ρ_c , кг/м ³	w'_0 , м/с	w''_0 , м/с	w' , м/с	w'' , м/с
0,01	0,6534	0,5613	1,47	482,13	608,36	0,043	0,08	0,098	0,145
0,1	0,9540	0,8564	3,48	70,39	204,15	0,039	0,81	0,273	0,950
0,2	0,9790	0,8910	5,71	36,12	156,64	0,035	1,63	0,320	1,825
0,3	0,9877	0,9098	7,93	24,29	130,99	0,030	2,44	0,338	2,682
0,4	0,9920	0,9245	10,16	18,30	110,80	0,026	3,25	0,346	3,518
0,5	0,9947	0,9378	12,39	14,68	92,65	0,022	4,07	0,350	4,336
0,6	0,9964	0,9504	14,62	12,25	75,35	0,017	4,88	0,351	5,134
0,7	0,9977	0,9628	16,85	10,52	58,39	0,013	5,69	0,351	5,912
0,8	0,9987	0,9751	19,07	9,21	41,51	0,009	6,51	0,350	6,672
0,9	0,9994	0,9875	21,30	8,19	24,53	0,004	7,32	0,348	7,411
0,97	0,9998	0,9962	22,86	7,61	12,55	0,001	7,89	0,346	7,918

По ним видно, что при сравнительно небольшом различии паросодержаний β и φ коэффициент скольжения K_c , найденный по формуле (1.19) с использованием расчетного паросодержания φ , изменяется от 1,5 до 22,9, а в гомогенной модели $K_c = 1$. Истинная плотность парожидкостной смеси ρ_c во всем интервале паросодержаний оказывается выше плотности гомогенной смеси ρ_r . Наибольшее отношение $\rho_c/\rho_r = 6.3$ получилось при $x = 0,5$. Ввиду малых скоростей жидкой фазы w'_0 и w' значения скоростей пара w''_0 и w'' имеют одинаковый порядок. Тем не менее, ни одна из них в явном виде не подходит для точного определения количества движения ρw^2 в начале и конце участка.

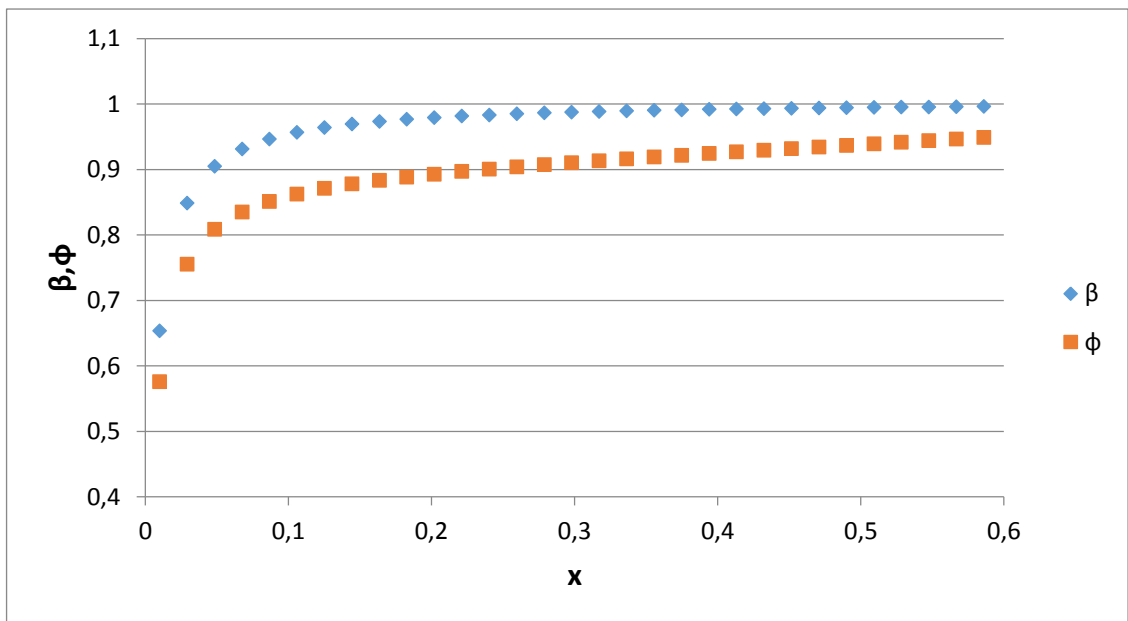


Рисунок 1.3 - Связь объемного β , истинного φ и массового x паросодержаний

Заметим, что падение давления на ускорение ΔP_y можно находить как разность количеств движения в конце и начале всего испарительного участка или же как сумму падений давления на коротких его участках. Результат оказывается одинаковым. На остальные составляющие падения давления ΔP в уравнении (1.49) последнее утверждение не распространяется.

Методики расчета градиента давления при движении двухфазного потока. Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов с внутритрубным кипением хладагента предполагает определение падения его давления, на которое больше всего влияют трение и местные сопротивления. В целях интенсификации теплоотдачи увеличивают массовую скорость $w\rho$, которая находится путем деления массового расхода хладагента G на площадь сечения S трубы или иного канала: $w\rho = G/S$. С ростом массовой скорости двухфазного потока, однако, увеличиваются потери его давления. По ходу движения по-

нижается температура насыщения t_s и растет разность между температурами хладоносителя и хладагента, что сопровождается необратимыми потерями. Из-за понижения давления всасывания уменьшается производительность компрессора и увеличивается удельное потребление энергии. Приходится учитывать влияние массовой скорости $w\rho$ как на интенсивность теплоотдачи, так и на гидравлическое сопротивление аппарата. С позиций проектирования холодильного оборудования повышение точности определения потерь давления кипящего в трубах хладагента становится актуальной задачей.

В отечественной литературе [21,22] можно найти рекомендации по определению потерь давления на трение при кипении в трубах лишь хладагентов R11, R12, R22. Использование поправочного коэффициента, представленного в графической форме, не позволяет распространить эти рекомендации на случай кипения альтернативных хладагентов. В связи с переходом на новые хладагенты интерес представляют зависимости для определения потерь давления на трение, полученные разными авторами путем обобщения опытных данных по кипению хладагентов и других жидкостей в горизонтальных трубах.

Гомогенная модель. Если не учитывать скольжение фаз и предположить, что в двухфазном потоке жидкость и пар движутся с одинаковой скоростью как однородная (гомогенная) среда, то потерю давления можно находить по формуле Дарси [3]:

$$\Delta P_{\text{т.г.}} = \xi(l/d_{\text{т}}) \cdot (\rho_{\text{г}} w_{\text{г}}^2 / 2), \quad (1.53)$$

где ξ - коэффициент сопротивления; l - длина трубы; $d_{\text{т}}$ - внутренний ее диаметр; $\rho_{\text{г}}$ - плотность гомогенной смеси; $w_{\text{г}}$ - средняя по сечению ее скорость.

Коэффициент ξ обычно находят по зависимостям для однофазных течений, но с использованием числа Рейнольдса смеси $Re_{\text{г}} = w_{\text{г}} d_{\text{т}} / \nu_{\text{г}} = w\rho \cdot d_{\text{т}} / \mu_{\text{г}}$. Трудности вызывает определение кинематической $\nu_{\text{г}}$ или динамической $\mu_{\text{г}}$ вязкости парожидкостной смеси. Для упрощения число $Re_{\text{г}}$ нередко находят с использованием параметров однофазной жидкости $Re_{\text{г}} = w\rho \cdot d_{\text{т}} / \mu'$ [8].

Предложено также определять коэффициент сопротивления двухфазного потока с учетом массового паросодержания x по зависимости [3]:

$$\xi = \xi' - x(\xi' - \xi''), \quad (1.54)$$

где ξ' и ξ'' - коэффициенты сопротивления, рассчитанные по полному расходу смеси G для каждой из фаз в отдельности при их вязкости на линии насыщения.

Если использовать скорость циркуляции (1.13), то формулу (1.53) можно привести к виду:

$$\Delta P_{\text{т.г.}} = \xi(l/d_{\text{т}}) \cdot (\rho' w_0^2 / 2) \cdot [1 + x(\rho' - \rho'') / \rho''], \quad (1.55)$$

где ρ' и ρ'' - плотность жидкости и пара на линии насыщения.

Отсюда следует, что в случае совпадения коэффициентов сопротивления отношение падения давления гомогенного $\Delta P_{Т.г}$ и однофазного $\Delta P_{Т.о}$ потоков при том же расходе G составляет:

$$\Delta P_{Т.г}/\Delta P_{Т.о} = 1 + x(\rho' - \rho'')\rho'' \quad (1.56)$$

Очевидно, что с ростом паросодержания x отношение $\Delta P_{Т.г}/\Delta P_{Т.о}$ увеличивается. Оно может достигать до 20 и более. Экспериментальные данные подтверждают указанную закономерность, хотя результаты расчета по гомогенной модели могут значительно отличаться от опытных данных. Если коэффициент трения ξ находить по зависимости (1.54), то градиент давления можно представить в виде:

$$dP_{Т.г}/dz = \xi(\rho w)^2 [1 + x(\rho' - \rho'')/\rho''] / (2\rho' d_T) \quad (1.57)$$

Несмотря на линейное изменение паросодержания x по ходу движения потока при равномерном обогреве трубы, градиент давления $dP_{Т.г}/dz$ не остается постоянным и изменяется по нелинейной зависимости.

Модели раздельного движения фаз. Определению потерь давления на трение при движении двухфазных потоков в трубах посвящено много исследований. Раздельный подход к потерям давления жидкой и паровой фаз впервые применили Локкарт и Мартинелли в 1949г. [32]. Разные варианты этого подхода использовали другие исследователи. Многократно проводилась оценка достоверности предложенных методик. Достаточного совпадения расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне свойств рабочих веществ, давлений, массовых скоростей и паросодержаний пока достичь не удалось [20]. Применительно к расчету потерь давления на трение при кипении хладагентов в трубах наиболее популярными стали методики, авторами которых являются Grönnerud (1972) [33], Friedel (1979) [34], Müller-Steinhagen и Heck (1986) [35], Moreno Quiben и Thome (2006) [36].

В методиках, опирающихся на раздельное движение фаз, падение давления жидкости $\Delta P_{ж}$ обычно выражают через массовую скорость:

$$\Delta P_{ж} = \xi(l/d_T)(\rho w)^2 / (2\rho') = 2\xi_F(l/d_T) \cdot (w\rho)^2 / \rho' \quad (1.58)$$

Следует отметить, что в зарубежной литературе вместо коэффициента сопротивления Дарси-Вейсбаха ξ часто используется коэффициент сопротивления Фаннинга ξ_F , который в четыре раза меньше, т.е. $\xi_F = \xi/4$. В случае однофазного потока в ламинарном режиме $\xi = 64/Re$ или $\xi_F = 16/Re$, а в турбулентном режиме $\xi = 0,3164/Re^{0,25}$ или $\xi_F = 0,0791/Re^{0,25}$. Аналогичный подход сохраняется при определении падения давления пара.

По методике Grönnerud [33] падение давления кипящего хладагента на трение находится как произведение падения давления насыщенной жидкости $\Delta P_{\text{ж}}$ и поправочного множителя $\Phi_{\text{ГД}}$:

$$\Phi_{\text{ГД}} = 1 + (dp/dz)_{Fr} \cdot [(\rho'/\rho'')/(\mu'/\mu'')^{0,25} - 1]. \quad (1.59)$$

Обусловленный трением градиент давления $(dp/dz)_{Fr}$ зависит от числа Фруда для жидкости $Fr_{\text{ж}}$ и находится по выражениям:

$$(dp/dz)_{Fr} = \xi_{Fr} \cdot [x + 4(x^{1,8} - x^{10} \cdot \xi_{Fr}^{0,5})],$$

$$\xi_{Fr} = Fr_{\text{ж}}^{0,3} + 0,0055[\ln(1/Fr_{\text{ж}})]^2, \quad Fr_{\text{ж}} = (w\rho)^2/(gd_{\text{т}}\rho'^2).$$

Коэффициент трения ξ_{Fr} находится по записанному выражению лишь при $Fr_{\text{ж}} < 1$. Когда $Fr_{\text{ж}} \geq 1$, принимают $\xi_{Fr} = 1$.

В методике Friedel [34] также используется поправочный множитель для двухфазного потока:

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_{\text{ж}} \cdot \Phi_{\text{Ф}}^2. \quad (1.60)$$

Как и в предыдущей методике, коэффициент сопротивления ξ или ξ_F определяется с использованием числа Re (1.1), в которое входит динамическая вязкость насыщенной жидкости. Множитель $\Phi_{\text{Ф}}^2$ вычисляется по выражению, в которое входят числа Фруда Fr_c и Вебера We_c для смеси, а также безразмерные переменные:

$$\Phi_{\text{Ф}}^2 = E + 3,24 \cdot F \cdot H / (Fr_c^{0,045} \cdot We_c^{0,035}), \quad (1.61)$$

где $Fr_c = (w\rho')^2/(g \cdot d_{\text{т}} \cdot \rho_{\text{т}})$; $H = (\rho'/\rho'')^{0,91} \cdot (\mu''/\mu')^{0,19} \cdot (1 - \mu''/\mu')^{0,7}$;

$E = (1 - x)^2 + \frac{x^2 \rho' \xi_{\text{п}}}{\rho'' \xi_{\text{ж}}}$; $F = x^{0,78} (1 - x)^{0,224}$; $We_c = (w\rho)^2 \cdot d_{\text{т}} / (\sigma \cdot \rho_{\text{т}})$.

Плотность гомогенной смеси выражена как $\rho_{\text{т}} = [x/\rho'' + (1 - x)/\rho']^{-1}$. Данная методика рекомендуется при отношении динамических вязкостей $\mu'/\mu'' < 1000$. Она применима при $0 \leq x \leq 1$.

Müller-Steinhagen и Neck [35] обусловленный трением градиент парожидкостной смеси, нашли путем интерполяции между градиентами при полном потоке жидкости и полном потоке пара. Они получили выражение:

$$(dp/dz)_{\text{т}} = G(1 - x)^{1/3} + Bx^3, \quad (1.62)$$

где $A = (dp/dz)_{\text{ж}} = \xi_{\text{ж}}(\rho w)^2/(2d_{\text{т}}\rho')$; $B = (dp/dz)_{\text{п}} = \xi_{\text{п}}(w\rho)^2/(2d_{\text{т}}\rho'')$;

$G = A + 2(B - A)x$.

Коэффициенты сопротивления $\xi_{\text{ж}}$ и $\xi_{\text{п}}$ находятся в зависимости от числа Re жидкости или пара с использованием полного расхода смеси G_c , а также плотности и вязкости соответствующей фазы на линии насыщения. Данная методика базируется на большом массиве опытных данных по потерям давления на трение при кипении нескольких хлада-

гентов и движении смесей воздух-масло, вода-водяной пар. Она охватывает диапазон паросодержаний $0 < x < 1$.

Moreno Quiben и Thome [36] для определения потерь давления на трение при кипении хладагентов в горизонтальных трубах разработали методику, которая учитывает локальные режимы течения двухфазного потока и межфазные волновые эффекты. В ней используется описанная в статье [2] карта режимов течения (рисунок 1.2).

Границы режимов определяются в зависимости от паросодержания x и массовой скорости $w\rho$. Для каждого режима течения по-своему определяются коэффициент трения ξ и градиент давления dp/dz . Рассмотрение двухфазного потока по отдельным участкам, зависящим от границ режима течения, повышает точность определения потерь давления за счет усложнения процедуры расчетов. Практическое использование методики целесообразно при наличии соответствующей программы для ЭВМ.

Влияние калачей на перераспределение фаз и падение давления. Одной из четырех составляющих ΔP , описанных ранее, являются местные сопротивления ΔP_m в змеевиковых испарителях. Они обусловлены преимущественно наличием калачей, в которых осуществляется поворот потока на 180° (Рисунок 1.4). Падение давления двухфазного потока в калаче обусловлено не только трением и изменением направления, как при однофазном потоке. Дополнительно происходит разделение фаз под действием центробежных сил, из-за чего жидкость концентрируется у дальней стенки калача, т.е. движется по большему радиусу закругления. Паровая фаза оттесняется к стенке калача с меньшим радиусом кривизны [37].

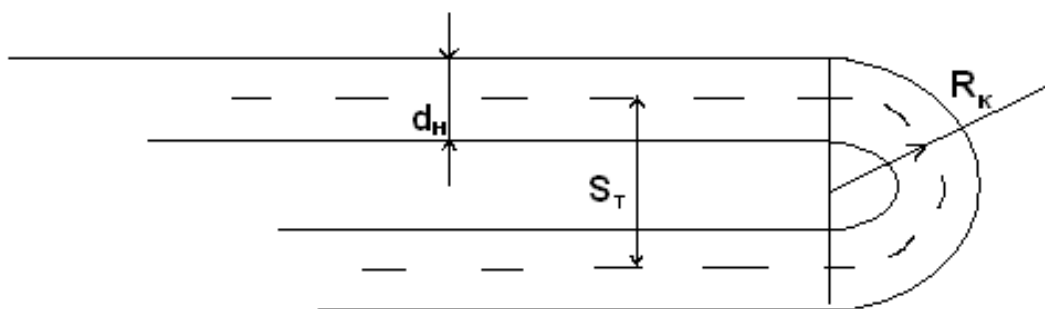


Рисунок. 1.4 - Схема калача змеевика

На перераспределение фаз в потоке затрачивается некоторая энергия, что увеличивает падение давления. После выхода из калача дополнительная потеря давления обусловлена процессом восстановления структуры двухфазного потока (режима течения) в прямой трубе. Длина участка восстановления составляет около девяти диаметров трубы d_n

[38]. В целом, падение давления в калачах для двухфазного потока значительно больше, чем для однофазного потока.

При течении однофазной среды учитывается, что падение давления в калаче обусловлено трением и местным сопротивлением. Общий коэффициент сопротивления калача условно находят как сумму:

$$\zeta_k = \xi l/d_T + \zeta_M, \quad (1.63)$$

где ξ , ζ_M - коэффициенты трения и местного сопротивления; l - длина калача, которая при среднем радиусе закругления R_K равна $l = \pi R_K$.

Коэффициент ζ_M должен учитывать комбинированные потери, не связанные с трением потока в прямой трубе с эквивалентной длиной $l = \pi R_K$ [39]. Достоверные данные о его значениях отсутствуют. Иногда используется формула:

$$\zeta_M = 0,294(d_T/R_K)^{0,5} \quad (1.64)$$

В справочнике [40] калачи относятся к изогнутым трубам с углом поворота 180° . Общий коэффициент сопротивления определяется по формуле:

$$\zeta_k = 3,15\lambda_T/d_T. \quad (1.65)$$

Коэффициент λ_T зависит от числа Re и отношения R_K/d_T . Его в случае ламинарного и переходного режимов течения можно находить по имеющийся в справочнике [40] таблице или вычислять по формулам:

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 20Re^{-0,65}(0,5d_T/R_K)^{0,175} && \text{при } 50 < Re(0,5d_T/R_K)^{0,5} < 600, \\ \lambda_T &= 10,4Re^{-0,55}(0,5d_T/R_K)^{0,225} && \text{при } 600 < Re(0,5d_T/R_K)^{0,5} < 1400, \\ \lambda_T &= 5Re^{-0,45}(0,5d_T/R_K)^{0,275} && \text{при } 1400 < Re(0,5d_T/R_K)^{0,5} < 5000. \end{aligned}$$

По предложенной Ито методике для определения коэффициента ζ_k при однофазном турбулентном потоке используются формулы [34,36]:

$$\begin{aligned} \zeta_k &= 1,5714 Bf_c(2R_K/d_T) && \text{при } Re(2R_K/d_T) - 2 < 91, \\ \zeta_k &= 0,4338 BRe^{-0,17}(2R_K/d_T)^{0,84} && \text{при } Re(2R_K/d_T) - 2 > 91, \\ f_c &= [0,076[Re(0,5d_T/R_K)^2]^{-0,25} + 0,00725] \cdot (2R_K/d_T)^{-0,5}, \\ B &= 1 + 116(2R_K/d_T)^{-4,52}. \end{aligned}$$

Возьмем для примера калач с $R_K = 0,018$ м, $d_T = 0,012$ м и однофазный поток с числом $Re = 2000$. По формуле (1.64) получаем $\zeta_M = 0,24$. Полагая $\xi = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$ по формуле (1.63) находим $\zeta_k = 0,4628$. При тех же данных в формуле (1.65) $\lambda_T = 0,1242$, а результат по ней $\zeta_k = 0,5868$. Используя методику Ито [41], получаем $\zeta_k = 0,5424$. Как видим, общий коэффициент сопротивления калача ζ_k даже при однофазном потоке получается неодинаковым по разным методикам. Расчетные значения ζ_k расходятся в 1.27 ра-

за. Следует заметить лишь то, что методика Ито охватывает более широкий диапазон чисел Re .

В змеевиковых испарителях калачи не имеют оребрения и находятся вне потока воздуха. Процесс в калачах можно считать адиабатическим, т.е. без подвода теплоты. Паросодержание кипящего хладагента по ходу движения в прямых участках оребренных труб змеевика возрастает. Из-за этого в каждый калач поступает двухфазный поток со своим значением массового x и объемного φ паросодержания. По-видимому, на потери давления в калаче влияет и структура двухфазного потока на входе в него.

Влияние многих факторов усложняет как экспериментальное, так и расчетное определение потерь давления в калачах. Больше внимания специалисты уделяли определению потерь давления двухфазного кипящего потока в прямых трубах или плоских змеевиках с конкретным числом калачей. Измерить параметры двухфазного потока на входе и выходе из каждого калача весьма затруднительно. Чаще потери давления в калачах находятся путем вычитания потерь давления в прямых участках труб из общего перепада давления в змеевике. Проведение опытов на змеевиках с разным числом калачей при прочих равных условиях позволяет накопить данные о потерях давления в отдельном калаче. Если учитывать влияние диаметра труб d_T , радиуса калача R и отношения R/d_T , то число опытов существенно возрастает. Обобщение опытных данных приводится в многочисленных работах зарубежных исследователей.

Gronnerud [33] предложил падение давления в калаче при протекании двухфазного потока находить через общий коэффициент сопротивления ζ_k для однофазного потока по формуле (1.65):

$$P_k = \zeta_k (w\rho)^2 [\rho'' (1 - \beta)^{0,385} / \rho' + x^{0,775}] / (2\rho''), \quad (1.66)$$

где β – объемное расходное паросодержание потока на входе в калач.

Использование отношения $(w\rho)^2 / \rho''$ показывает, что в качестве определяющей принята скорость насыщенного пара. Ввиду однозначной связи между β и x величину β можно не вводить в формулу.

В методике Geary [42] также в качестве определяющей используется скорость пара, но учитывается в явном виде отношение R/d_T :

$$P_k = f \cdot \pi R (w\rho)^2 x^2 / (2d_T \rho''). \quad (1.67)$$

Коэффициент сопротивления калача f при движении двухфазного потока находится в зависимости от числа $Re'' = w\rho \cdot x \cdot d_T / \mu''$ для пара по выражению:

$$f = 8,03 \cdot 10^{-4} Re''^{0,5} / [x^{1,25} \cdot \exp(0,43R/d_T)]. \quad (1.68)$$

Chisholm [40] опирался на методику Идельчика по определению падения давления в калаче при движении только однофазной жидкости $P_{1\phi} = \zeta_k (w\rho)^2 / (2\rho')$ и предложил формулу для случая двухфазного потока:

$$P_k = P_{1\phi} \cdot \{1 + (\rho' / \rho'' - 1) \cdot x [b(1 - x) + x]\}, \quad (1.69)$$

где множитель $b = 1 + 2,2 / [\zeta_k (2 + R_k / d_T)]$.

В этой методике коэффициент сопротивления ζ_k находится по формуле (1.65) с использованием числа Re для жидкости.

Chen и соавторы опытным путем определяли падение давления адиабатного двухфазного потока в четырех змеевиках [43]. Каждый из них содержал по девять калачей, расположенных в одной плоскости. Различались диаметры d_T и длины l прямых участков труб, а также и радиусы калачей R , определяющие шаг труб. Опыты проводились без теплопритока к змеевикам при паросодержаниях x циркулирующего хладагента R404A от 0 до 1. Получены 132 значения потерь давления в одном калаче. Обобщение опытных данных проводилось по формуле (1.68). Используя как собственные данные, так и результаты опытов Geary [42], авторы получили новое выражение для коэффициента сопротивления калача при движении двухфазного потока:

$$f = 10^{-2} Re_m^{0,35} / [We^{0,12} \cdot x^{1,26} \cdot \exp(0,388R/d_T)], \quad (1.70)$$

где число Вебера $We = (w\rho)^2 \cdot d_T / (\rho'' \sigma)$, а усредненное число Рейнольдса $Re_m = w\rho \cdot x \cdot d_T / \mu'' + w\rho \cdot x \cdot d_T / \mu'$.

Совпадение опытных данных с расчетными при использовании выражения (1.71) оказалось лучше, чем по методике Geary [42].

На основе анализа существующих методик Domanski и Hermes [44] разработали упрощенную методику расчета потерь давления двухфазного потока в калачах. Они использовали опытные данные других исследователей. По улучшенной методике градиент давления в калаче $(dP/dz)_k$ находится путем умножения градиента давления двухфазного потока в прямой трубе $(dP/dz)_T$ на поправочный множитель L :

$$(dP/dz)_k = L(dP/dz)_T. \quad (1.72)$$

Градиент давления $(dP/dz)_T$ авторы определяли по методике Muller [35], т.е. по выражению

$$(dP/dz)_T = G(1 - x)^{1/3} + Bx^3, \quad (1.73)$$

где $G = A + 2(B - A)x$; $A = (dP/dz)_{ж} = \xi_{ж}(w\rho)^2 / (2d_T\rho')$; $B = (dP/dz)_{п} = \xi_{п}(w\rho)^2 / (2d_T\rho'')$

Коэффициенты сопротивления $\xi_{ж}$ и $\xi_{п}$ находятся в зависимости от числа Re жидкости или пара с использованием полного расхода смеси G_c , а также плотности и вязкости

соответствующей фазы на линии насыщения. Данная методика базируется на большом массиве опытных данных по потерям давления на трение при кипении нескольких хладагентов и движении смесей воздух-масло, вода-водяной пар. Она охватывает диапазон паросодержаний $0 < x < 1$.

Поправочный множитель, обеспечивающий наилучшее совпадение расчетных и опытных данных по методу наименьших квадратов, представлен в виде:

$$L = 6,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{w\rho \cdot x \cdot d_T}{\mu''} \right)^{0,54} \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,21} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,34} \left(\frac{2R}{d_T} \right)^{-0,67}. \quad (1.74)$$

Этот множитель подходит для калачей в змеевиках с длиной прямых участков труб, превышающих девять ее диаметров. Сравнение 241 значения расчетных и опытных потерь давления двухфазных потоков R22 и R404A показало, что 75% значений попадают в диапазон погрешностей $\pm 25\%$, а среднее отклонение составляет 15,7%. По другим методикам расчета большинство значений попадает лишь в диапазон погрешностей $\pm 50\%$ [44]. Недостаток улучшенной методики заключается в том, что при $x = 0$ и $x = 1$ множитель L превращается в ноль, хотя при движении однофазной жидкости или пара падение давления в калаче имеет вполне конкретные значения.

Наиболее современная методика расчета падения давления двухфазного потока в калачах разной ориентации и кривизны приводится в статье [45]. Она основана на учете структуры потока по аналогии с расчетом потерь давления в прямых трубах. Использование единой карты режимов течения двухфазных потоков в трубах и калачах способствует точному расчету падения давления в змеевиках. Этот расчет приходится проводить по коротким участкам с учетом границ между режимами течения двухфазного потока и длин прямых участков труб змеевика. Использованию такой методики препятствует ее сложность. Для внедрения ее в инженерную практику, появилась необходимость в разработке программы расчета на ЭВМ.

1.4 Сбор экспериментальных данных о коэффициентах теплоотдачи и градиентах давления при внутритрубном кипении хладагентов

1.4.1 Данные о кипении хладагента в гладких трубах

Поиск экспериментальных данных о локальных КТО и градиентах давления проводился по разным хладагентам при их кипении в технически гладких горизонтальных трубах. Ввиду сложности постановки и трудоемкости проведения эксперимента опытных данных об интенсивности теплоотдачи и падении давления при кипении в трубах даже

традиционных хладагентов сравнительно мало. Еще их меньше при кипении современных озонобезопасных хладагентов. Основное внимание уделялось хладагентам R404A, R410A, R134a, R507, R407C и R717. Отбирались экспериментальные данные исследователей, занимавшихся кипением чистого хладагента в горизонтальных трубах. Авторы статей, преимущественно, приводят данные своих экспериментов в графической форме, графики отражают изменение локального КТО или градиента давления в зависимости от массового паросодержания x при фиксированных условиях кипения конкретного хладагента. В связи с этим приходилось снимать с графиков координаты каждой точки, а их число на графике может достигать нескольких десятков. Чтобы отразить условия кипения, доступные экспериментальные данные о локальных КТО из 24 источников [3,46,47,48,49,50,51,52,53,54,55,56,57,58,59,60,61,62,63,64,65,66,67,68] сгруппированы в таблицу отдельно для каждого из выбранных хладагентов (см. Приложение «А»). В них наряду с номером источника в прилагаемом списке указан номер рисунка в этом источнике. Например, «47-3» в колонке №1, что означает третий график в источнике номер сорок два. Приводятся также внутренний диаметр d_T , паросодержание в начале x_H и на выходе x_B из испарительного участка, давление P_S или температура t_S насыщения, массовая скорость $w\rho$ и плотность теплового потока q , а также осредненный коэффициент теплоотдачи (КТО) α_{cp} , который является средним значением локальных коэффициентов теплоотдачи, снимаемых с графиков, для каждого эксперимента. Переход от давления P_S к температуре t_S насыщения соответствующего хладагента выполнен с использованием таблиц свойств хладагентов. Обратный переход от t_S к P_S не проводился. Собранные данные необходимы для дальнейшего сопоставления расчетных и экспериментальных значений КТО.

Схемы стендов по определению локальных КТО, как правило, оснащаются датчиками давления. По ним можно определить падение давления по ходу движения кипящей жидкости. Несмотря на это, эксперименты по определению обусловленного трением градиента давления проводятся отдельно. Различают градиенты давления для адиабатных и диабатных потоков парожидкостной смеси. Адиабатным считается поток в необогреваемой трубе, когда паросодержание x по ходу движения не меняется. Диабатный поток характеризуется подводом теплоты по ходу движения, что сопровождается изменением паросодержания и структуры потока.

Нередко градиент давления определяют при движении двухфазного потока в необогреваемой трубе. Отсутствие теплообмена исключает падение давления на ускорение потока, вследствие чего повышается точность измерений. Эксперименты проводятся при фиксированных значениях массовой скорости $w\rho$ и массового паросодержания x . Чтобы

изменить паросодержание x , перед испытуемой трубой устанавливается подогреватель (калориметр). По количеству подведенной теплоты при постоянном расходе потока удается найти его энтальпию и паросодержание. Результаты опытов также представляются в виде зависимости градиента dP/dz от паросодержания x . Экспериментальных данных о градиентах давления парожидкостной смеси R404A и R717 в доступных источниках обнаружить не удалось. Данные о градиентах давления R410A, R134a, R507 и R407C из 5 источников [60,64,67,69,70] приводятся в Приложении Б. В них также, наряду с номером источника, указан номер рисунка, отражающего зависимость градиента dP/dz от паросодержания x . Приводятся также d_T , l_T , x_H , P_S или t_S , $w\rho$ и q . Когда вместо плотности теплового потока q стоит прочерк, данные относятся к экспериментам при адиабатном движении двухфазной смеси. Полученные данные о средних градиентах давления хладагентов использовались для сопоставления с расчетными данными. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных о КТО и градиентах давления проводился автором в статьях [71,72] и подробно приводится в Главе 3.

1.4.2 Данные о кипении хладагента в трубах с внутренним микро-оребрением

В целях улучшения технических характеристик теплообменных аппаратов (ТОА) уже давно применяются различные устройства. Для турбулизации потока в трубах широкое распространение получили различного рода вставки. [21,4]. С 1977 года началось применение труб с внутренним микро-оребрением (МОТ) [73]. Обычно оно выполняется в виде винтовых (спиральных) канавок глубиной до 0,4мм. Число канавок, угол закручивания спирали и форма образующихся в стенке трубы выступов многообразны. Результаты испытаний ТОА с внутренним микро-оребрением труб показывают увеличение КТО как однофазной среды, так и двухфазного потока, возникающего при кипении или конденсации хладагента. По сравнению с гладкими трубами микро-оребрение создает дополнительное гидравлическое сопротивление. Оно обычно оказывается меньше, чем при наличии вставок в гладких трубах. Из-за отмеченных достоинств ТОА с внутренним микро-оребрением стали перспективными. В нашу страну они поставляются преимущественно в качестве испарителей и конденсаторов малых и средних холодильных машин, включая бытовые и полупромышленные кондиционеры.

Несмотря на широкое распространение ТОА с микро-оребрением, тепловые и гидравлические их характеристики остаются неизвестными для потребителей. Поставщики обычно приводят основные показатели при проектном (номинальном) режиме работы оборудования. Нередко указывается допустимый диапазон режимов работы. Параметры

внутреннего оребрения указываются далеко не всегда. Удельные показатели ТОА и всей ХМ при других условиях, характерных для судовой техники, потребители предсказать не могут из-за отсутствия методик расчета КТО и падения давления при кипении и конденсации хладагентов в трубах с микро-оребрением. Обзор литературы показывает, что подготовка таких методик за рубежом проводится, но далека от завершения. Ввиду сложности процессов кипения и конденсации рабочих веществ, а также многообразия форм оребрения и диаметров труб, разработка подобных методик оказывается затруднительной. Поскольку результаты испытаний ВО модели PEAD указывают на наличие внутреннего оребрения труб, существует необходимость систематизации и последующей обработки экспериментальных данных разных исследователей о КТО и падении давления в МОТ. Сопоставление их с данными, полученными расчетным путем, затруднительно, так как в разных методиках задействованы разные сочетания конструктивных параметров МОТ. В публикациях с экспериментальными данными о КТО и градиентах давления хладагентов в МОТ приводится лишь несколько показателей микро-оребрения. Чтобы воспользоваться той или иной методикой, приходилось определять недостающие показатели, так как методика такого определения в настоящее время отсутствует.

К спиральным микро-оребрением относятся трубы с числом ребер 40-80, с углом вершины ребра 30-70 градусов и углом закручивания спирали 15-30 градусов. Высота ребра таких труб не превышает 0,4 мм. Когда в трубах имеется менее 30 ребер высотой более 0,4 мм, их считают низко-оребрёнными (lowfinned) или просто внутренне-оребрёнными (internallyfinned) [74]. Наиболее популярными стали микро-оребрённые трубы, их выпускают многие компании. Форма, число и размеры спиральных ребер весьма разнообразны. Чаще всего поперечное сечение ребер имеет вид трапеции или треугольника с закругленными краями, рис. 1.5. Иногда в сечении вершина ребра имеет форму полукругности.

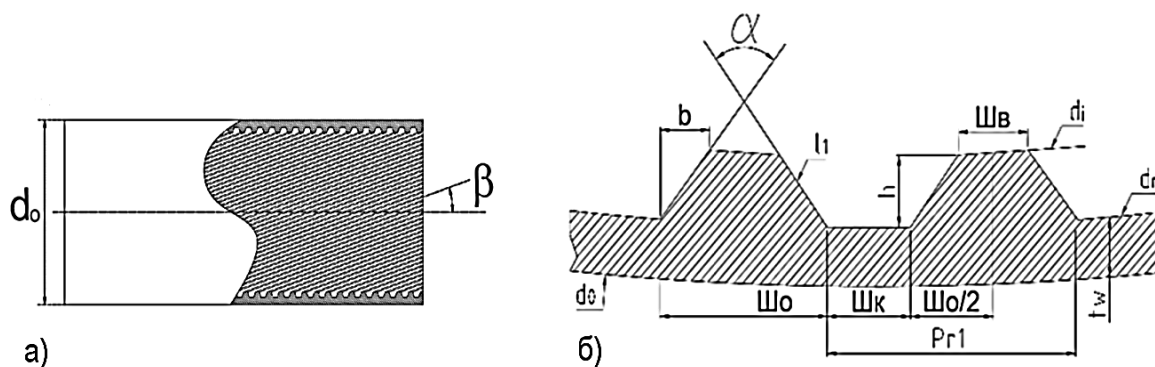


Рисунок 1.5 - Схема микро-оребрённых труб (МОТ): а) продольное сечение;

б) поперечный разрез

Общепринятого перечня и обозначения параметров микро-оробрения труб не существует. Чаще всего указывают наружный диаметр трубы d_0 , толщину дна канавки t_w , высоту ребра h , угол вершины ребра α , угол закручивания спирали β , число канавок n . Нередко используется диаметр у основания ребра $d_r = d_0 - 2 \cdot t_w$, именуемый часто наибольшим внутренним диаметром. При обработке опытных данных его чаще всего принимают в качестве номинального диаметра [20]. Иногда в качестве номинального используется диаметр у вершины ребер $d_i = d_r - 2h$ или диаметр при средней высоте внутренних ребер d_m . Дополнительно на рис. 1.5 обозначено: длина периметра внутренней части трубы, приходящаяся на 1 ребро $Pr1 = \pi \cdot d_r / n$; длина одной грани ребра $l_1 = h \cdot \cos(\alpha/2)$; длина основания грани ребра $b = l_1 \cdot \sin(\alpha/2)$. Заметим, что при трапецевидной форме ребер перечисленных данных недостаточно для определения периметра ребристой поверхности и площади живого сечения микро-оробренной трубы. Дополнительно требуется знать ширину вершины и основания ребра или хотя бы ширину основания канавки, что указывается не часто. Иногда приводится площадь теплопередающей поверхности F_1 в $\text{мм}^2/\text{м}$. В источнике [20] для ряда типов оробрения указано отношение площади ребристой поверхности к площади гладкой трубы с номинальным диаметром d_r .

Первоначально с микро-оробрением стали изготавливать трубы диаметром $d_0 = 9,52$ мм. Они получили наибольшее распространение. В последствии был освоен выпуск микро-оробренных труб как большего, так и меньшего диаметра. Расширяется выпуск микро-оробренных труб диаметром менее 4 мм, которые считаются мини-трубами. Испытуемый ВО изготовлен из труб диаметром 7,45 мм. Поэтому поиск экспериментальных данных и расчетных зависимостей проводился с ориентацией на трубы такого диаметра. Предпочтение отдавалось данным по кипению R410A.

Ввиду ограниченного количества публикаций собиралась информация по кипению разных хладагентов в микро-оробренных трубах разных диаметров, за исключением мини- и микро-труб, на которые распространяются другие зависимости даже при отсутствии внутреннего оробрения. Численные значения параметров внутреннего микро-оробрения труб, по которым удалось найти полезную информацию приводятся в таблице 1.3.

Таблица 1.3 - Параметры внутреннего микро-оробрения труб

№	d_0 мм	d_r мм	h мм	α град	β град	n шт	S_p мм	$F_{ж}$ мм ²	d_h мм
[75]	9,52	8,92	0,2	50	18	60	45,528	61,341	5,479
[76]	9,52	8,92	0,2	33	18	82	48,180	60,331	4,963
[76]	7,0	6,4	0,2	33	18	60	38,02	30,257	3,028
[77]	7,0	6,56	0,1	40	15	65	30,750	32,783	4,264

Продолжение таблицы 1.3

[78]	5,0	4,6	0,14	40	18	40	23,434	16,325	2,673
[73]	9,52	8,96	0,14	66	18	60	39,175	62,258	6,426
[79]	7,0	6,46	0,15	50	18	60	33,057	31,124	3,834
[80]	7,0	6,48	0,15	50	18	50	31,443	32,438	4,008
[80]	12,7	11,98	0,25	65	30	60	62,438	110,28	6,929
[78]	7,0	6,5	0,18	40	18	50	33,016	31,329	3,61
[81]	9,52	8,92	0,12	25	25	60	39,567	60,779	5,569
[81]	7,0	6,46	0,15	55	18	60	31,21	31,238	3,808
[46]	9,52	8,92	0,12	68	25	60	35,668	61,677	6,269
[82]	9,52	8,62	0,2	40	18	41	38,552	57,349	5,659
[83]	12,7	11,3	0,3	57	18	60	56,906	94,914	6,345
[60]	11,6	8,15	0,23	43	13	60	44,387	49,199	4,321
[84]	9,5	8,91	0,2	50	18	60	42,318	60,8	5,466
[85]	9,52	8,92	0,2	45	18	60	44,048	61,137	5,28
[86]	8,01	7,47	0,17	55	18	55	34,806	42,765	4,674
[74]	9,52	8,95	0,24	20	15	55	50,257	61,81	4,752
PEAD	7,45	6,95	0,15	40	18	60	36,199	36,351	4,017

В первом ее столбце указан номер источника с информацией о параметрах оребрения, а строка PEAD относится к испытываемому ВО. Наряду с упомянутыми обозначениями приводятся: S_p - периметр поверхности оребрения, перпендикулярной оси трубы; $F_{ж}$ - площадь живого (проходного) сечения трубы; d_h - гидравлический радиус трубы. Особенности определения недостающих конструктивных параметров труб с внутренним микро-оребрением, а также данные о КТО и падении давления в них подробно приводятся в Главе 5.

1.5 Методики и критерии оптимизации параметров внутритрубного кипения

Вопросы оптимизации испарителей по состоянию на 1982г. хорошо освещены в работе [4]. В ней рассматриваются испарители с кипением хладагента в трубах при насосной и безнасосной циркуляции, а также при кипении его на наружной поверхности гладких труб. Рассмотрены энергетический и технико-экономический методы оптимизации. Первый из них направлен на достижение минимума потребляемой энергии, а второй – минимума приведенных годовых затрат на выработку единицы холодопроизводительности. Приводятся примеры оптимального режима работы кожухотрубного испарителя обоими методами. Для испарителей с внутритрубным кипением хладагента влияние интенсивности теплоотдачи со стороны хладагента и теплоносителя анализируется по отдельности. Применительно к воздухоохладителям выполнено энергетическое сопоставление шести типов наружного оребрения; показана зависимость коэффициента наружной тепло-

отдачи α_n от относительного шага ребер для круглоребристых и трубчато-пластинчатых поверхностей.

В диссертации Stewart [87] отмечается отсутствие единого и общепринятого критерия оптимальности для трубчато-пластинчатых теплообменников. При любой оптимизации следует учитывать повышение интенсивности теплоотдачи, уменьшение теплопередающей поверхности, потребление энергии, начальную стоимость и эксплуатационные расходы. Зарубежные специалисты считают, что мероприятия по усовершенствованию теплообменников должны соответствовать оптимизации холодильной системы в целом. Чаще всего добиваются снижения холодильного коэффициента $\varepsilon = Q_o/N$. Более общим критерием оптимальности считается минимум приращения энтропии в цикле. Он предполагает термoeкономическую изоляцию системы, что позволяет оптимизировать отдельные узлы и способствует оптимизации холодильной системы в целом.

Достаточно много исследований посвящено выбору оптимального типа и параметров оребрения трубчато-пластинчатых конденсаторов и испарителей. Теплоотдача и падение давления хладагента в них практически не рассматриваются. Ближе к тематике исследования подходят работы, направленные на моделирование испарителей и оптимизацию взаимных потоков хладагента и хладоносителя. Так, в диссертации Kærn [88] рассматриваются разные схемы взаимного движения воздуха и хладагента в воздухоохладителях. Отдельно оценивается влияние неравномерного распределения воздуха во фронтальном сечении, а также неравномерной подачи хладагента в параллельно подключенные змеевики. Авторами статьи [89] используется компьютерную модель одноступенчатой холодильной машины с испарителем и конденсатором трубчато-пластинчатого типа. Вопросы кипения хладагента в ней не обсуждаются. В статье [90] анализируется влияние разных вариантов взаимного движения воздуха и хладагента на энергоэффективность холодильной машины. Авторами получены результаты при кипении хладагентов R600a, R134a, R290, R410A и R32. В их списке использованной литературы имеются ссылки на методики расчета падения давления хладагента в трубах, а вопрос о КТО не обсуждается. Статья [91] содержит больше информации о хладагентах, хотя методика определения КТО также не раскрыта.

Теоретический обзор возможностей оптимизации контуров циркуляции хладагента содержится в статье [92]. Полезной информации в ней немного из-за малого ее объема. Сравнительно свежая статья [93] уже по наименованию подчеркивает возможность и целесообразность оптимизации контуров циркуляции воздуха и хладагента без использования дифференциальных уравнений. Чтобы решить их, необходимо вводить упрощающие предпосылки, что снижает точность результата.

Гидродинамика и теплообмен при кипении хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках определяют многие факторы. Тепловая нагрузка на испаритель Q_0 находится по результатам теплового расчета охлаждаемого объекта. При этом задается средняя температура охлаждаемой среды (воздуха или хладоносителя). С использованием существующих рекомендаций принимается температура кипения хладагента t_0 . В ряде случаев проектирование испарителя производится по заданным значениям тепловой нагрузки Q_0 , температуры t_0 , вида и температуры охлаждаемой среды. Поскольку вопрос о перспективных хладагентах до настоящего времени не решен, целесообразно рассмотреть методику подбора длины труб на примере нескольких альтернативных хладагентов.

При проектировании нового или выборе готового испарителя дополнительно надо знать внутренний диаметр труб d_T , а также массовое паросодержание хладагента в начале x_H и на выходе x_B зоны кипения. Попутно приходится решать вопрос о числе змеевиков n_3 в испарителе. Тепловая нагрузка змеевика $Q_3 = Q_0/n_3$. Внутренний диаметр труб d_T обычно принимается из имеющейся в наличии номенклатуры с учетом того, что уменьшение диаметра повышает интенсивность теплоотдачи на стороне охлаждаемой среды.

Когда упомянутые параметры определены или выбраны, искомой величиной становится длина зоны кипения l_K . Она оказывает противоположное влияние на интенсивность теплоотдачи и падение давления парожидкостной смеси. Удельными показателями кипящей смеси считаются плотность теплового потока q и массовая скорость хладагента $w\rho$, которые можно определить по уравнению теплового баланса (1.20)

При полном испарении жидкости, что характерно для змеевиковых испарителей, значение x_B приближается к единице. На величину x_H влияют параметры цикла холодильной машины, по которым определяется энтальпия жидкости перед дросселирующим устройством. В реальных условиях встречаются значения $0,01 < x_H \leq 0,04$.

Падение давления на трение двухфазного потока пропорционально отношению l_K/d_T и квадрату массовой скорости $(w\rho)^2$. Оно сложным образом зависит от изменения паросодержания x по ходу движения хладагента и соотношения между плотностями жидкой ρ' и паровой ρ'' фаз в состоянии насыщения. Полное падение давления ΔP_H дополнительно учитывает потери давления на ускорение парожидкостной смеси ΔP_Y , на изменение направления потока в калачах ΔP_K , сопровождающегося перераспределением его фаз, а также нивелирный напор ΔP_H , зависящий от радиуса калачей и пространственной их ориентации. Последние две составляющие зависят от паросодержания x на входе в каждый калач [94]. Из вышеизложенного следует, что при прочих равных условиях с увеличением длины l_K уменьшается тепловой поток q и растёт падение давления. В свою очередь, при

уменьшении теплового потока q несколько снижается коэффициент теплоотдачи на стороне хладагента α_a . С этой точки зрения целесообразно уменьшать длину зоны кипения l_k . Все это определяет возможность подбора оптимальной длины зоны кипения $l_{ко}$.

Оптимизация параметров на стороне кипящего в трубах хладагента направлена на уменьшение необратимых потерь в испарителе и снижение падение давления в нем. В качестве критерия оптимальности принимается минимум разности между средней температурой внутренней стенки труб t_T и температурой хладагента t_{02} на выходе из зоны кипения (Рисунок 1.6). [95,96,97,98]. Понижение температуры насыщения кипящего хладагента Δt_s обусловлено падением давления в змеевике $\Delta P_{п}$.

Следует отметить, что статьи Granrud [95,97] посвящены определению оптимального значения массовой скорости $(w\rho)_0$ при кипении хладагентов R22 и R12 в прямых горизонтальных трубах. Коэффициенты теплоотдачи и потери давления хладагента в них определяются по приближенным зависимостям. Статья [96] направлена на определение оптимальной длины труб змеевиков, но все расчёты выполнены по зависимостям кипения хладагента R22 в прямых трубах. После разработки компьютерной программы [99] появилась возможность проследить изменение основных параметров по ходу движения выбранного хладагента при его кипении в змеевиках с разным числом горизонтальных труб и калачей.

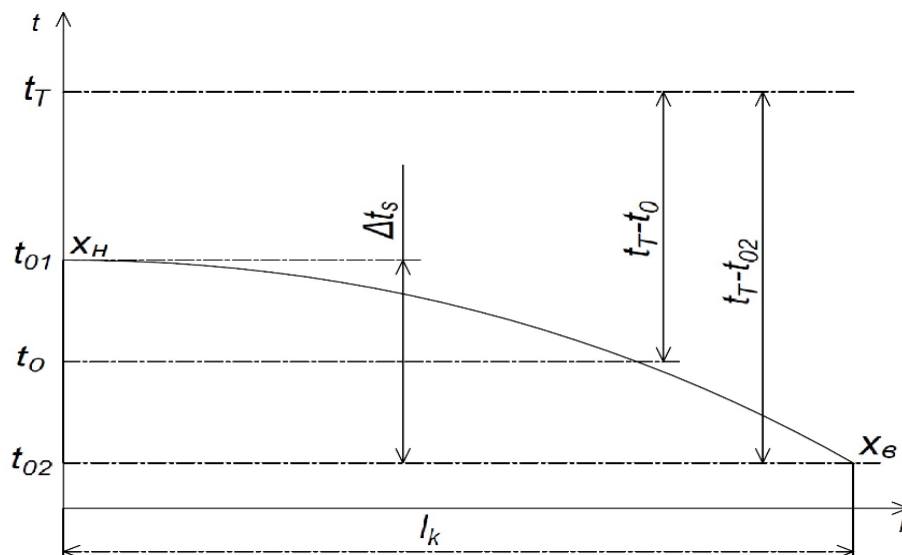


Рисунок 1.6 - График изменения температур

Определение температуры внутренней стенки труб t_T возможно лишь на основе подробного расчета процесса теплопередачи от охлаждаемой среды к кипящему хладагенту. Между тем, конкретное значение температуры t_T при решении оптимизационной задачи не требуется. Важно знать лишь разность между средними температурами внутренней

стенки труб t_T и кипящего хладагента t_o , которая зависит от плотности теплового потока q и среднего КТО α_a . Ее можно выразить как:

$$t_T - t_o = q/\alpha_a. \quad (1.75)$$

Падение давления в трубах сопровождается понижением температуры насыщения хладагента от t_{01} на входе до t_{02} на выходе из зоны кипения. Понижение температуры насыщения $\Delta t_s = t_{01} - t_{02}$. Оптимальный режим работы достигается при минимуме обеих разностей. Чтобы объединить их, в качестве критерия оптимальности используется разность между температурой стенки t_t и температурой хладагента на выходе из зоны кипения t_{02} :

$$t_T - t_{02} = q/\alpha_a + y \cdot \Delta t_s. \quad (1.76)$$

Множитель «у» учитывает характер понижения температуры кипения по ходу движения хладагента. В статье [95] принято $y = 0,5$ исходя из линейного характера понижения температуры насыщения. Авторы статей [96,100] этот множитель определяют по формуле:

$$y = (3 - \Delta x)/(6 - 3\Delta x), \quad (1.77)$$

где $\Delta x = x_b - x_n$ - приращение массового паросодержания хладагента в зоне кипения.

В статье [97] отмечается, что для большинства практических случаев подходит множитель $y = 0,6$. При малых значениях $\Delta t_s = t_{01} - t_{02}$ вполне допустимо принимать $y = 0,5$. Актуальность нового подхода к оптимизации обусловлена недостатками существующих методик и неизбежным переходом на применение альтернативных хладагентов.

Практически во всех случаях увеличение α_a сопровождается ростом ΔP_n , а отношение $\alpha_a/\Delta P_n$ не подходит для оптимизации массовой скорости хладагента $w\rho$. Понижение температуры насыщения Δt_s позволяет оценить влияние условий кипения хладагента на производительность компрессора [94]. Исходными данными для оптимизации массовой скорости хладагента в трубах $w\rho$ являются расчётная температура кипения t_o , массовое паросодержание на входе x_n и на выходе x_b зоны кипения, внутренний диаметр труб d_T и плотность теплового потока q . Часто внутритрубное кипения хладагента происходит в плоских змеевиках, сформированных из горизонтальных труб, последовательно соединённых калачами. В таких случаях к исходным данным относятся также число труб в змеевике n_T , радиус осевой линии калачей R_k и угол наклона плоскости змеевика θ . Анализ показал, что оптимальная скорость $(w\rho)_o$ больше всего зависит от температуры кипения t_o и плотности теплового потока q . Число труб в змеевике n_T слабо влияет на скорость $(w\rho)_o$. После подбора оптимальной скорости $(w\rho)_o$ нетрудно определить длину зоны кипения l_k и тепловую ее нагрузку Q_3 .

На практике нередко удобнее считать известной тепловую нагрузку Q_3 при заданных или выбранных значениях t_0 , x_n , x_b , d_T , а также n_T , R_k и θ для змеевика. В таком случае оптимизация параметров внутритрубного кипения хладагента сводится к подбору длины зоны кипения $l_{ко}$, при которой достигается минимум разности $t_T - t_{o2}$. Значения массовой скорости $w\rho$ и плотности теплового потока q становятся искомыми переменными.

Минимум разности $t_T - t_{o2}$ является важным, но не единственным показателем удачного сочетания параметров внутритрубного кипения хладагента. Поэтому при решении практических задач приходится вводить ряд ограничений с учетом опыта проектирования и результатов испытаний испарителей.

Разработкой методик оптимизации циклов и теплообменных аппаратов ХМ занимаются многие специалисты [97,100,101,102,103,104,105,106]. Опубликованные в статьях [95,100] методики направлены на поиск оптимального значения массовой скорости $(w\rho)_o$ в трубах испарителей по минимуму разности $t_T - t_{o2}$, при определении которой несколько различается множитель «у» в формуле (1.76). Более существенные различия обусловлены тем, что авторы использовали неодинаковые уравнения для определения КТО и падения давления при кипении хладагентов R12 и R22 в горизонтальных трубах. За счёт ряда упрощений каждому автору удалось получить свое уравнение для расчета оптимальной скорости $(w\rho)_o$. Недостаток указанных методик обусловлен тем, что их нельзя распространить на альтернативные хладагенты, переход на использование которых вытекает из Международных соглашений по охране окружающей среды.

Методика [97] предполагает оптимизацию длины зоны кипения l_k с учетом падения давления хладагента ΔP . Для определения КТО в ней используется уравнение, которое учитывает изменение массового паросодержания хладагента Δx . Предлагается использовать общий коэффициент сопротивления трению ξ , учитывающий трение в трубах, калачах, а также ускорение потока. Порядок его определения обсуждался ранее. С учетом характера изменения КТО α_a и падения давления ΔP в зависимости от массовой скорости $w\rho$ получено соотношение $y \cdot \Delta t_s = 0,27 \cdot q/\alpha_a$. Из него при $y = 0,6$ получается, что понижение температуры насыщения должно составлять $\Delta t_s \leq 0,45 \cdot q/\alpha_a$. С этим соотношением не согласуются приведенный в статье пример и формулировка, согласно которой понижение температуры Δt_s должно быть в 4 раза меньше разности температур $t_T - t_o = q/\alpha_a$. Окончательное выражение для оптимальной длины $l_{ко}$ с учетом введенных ранее обозначений может быть записано в виде:

$$l_{ко} = 0,56 \left[\frac{\mu_l^{0,8} \cdot \tau^{3,4}}{\lambda_l \cdot (v'' - v') v'' T_o} \right]^{(1/2,9)} \cdot \frac{d_T^{1,29} \cdot \Delta x^{0,83}}{q^{0,62} \cdot (y \cdot F)^{0,344}}, \quad (1.78)$$

где T_o - абсолютная температура кипения; F - общий коэффициент трения, обычно равный 0,02-0,03.

Массовая скорость $w\rho$ не входит в последнее выражение, хотя используется для расчета числа Re . Нетрудно заметить, что при прочих равных условиях длина $l_{ко}$ пропорциональна $q^{-0,62}$. В данной методике, как и в методиках [95,96,100] по умолчанию предполагается турбулентный режим течения кипящей жидкости, хотя он вполне может быть переходным и даже ламинарным. При определенных условиях происходит расслоение жидкой и паровой фаз хладагента. Ввести условные переходы в одно итоговое выражение практически невозможно. Поэтому предлагается перейти к численному методу подбора оптимальной скорости $(w\rho)_o$ или длины $l_{ко}$. Подробнее вопросы оптимизации кипения хладагента в горизонтальных трубах изложены в Главе 4.

Глава 2 РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВНУТРИТРУБНОГО КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТОВ

2.1 Расчет коэффициентов теплоотдачи и градиентов давления в горизонтальных трубах

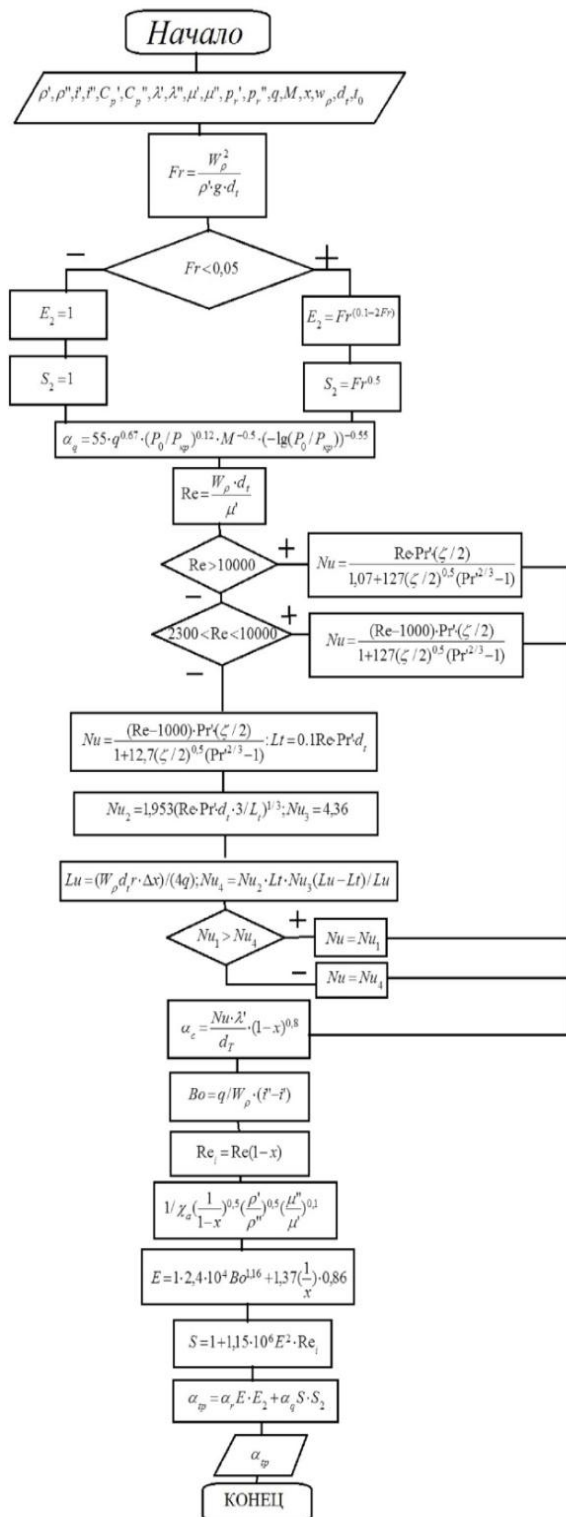
2.1.1 Алгоритм расчета

Основу алгоритма составляют упомянутые ранее обобщенные методики расчета локальных КТО [24,25,26,27,28] и градиентов давления [3,33,34,35] в горизонтальных трубах. При подготовке методик обобщение экспериментальных данных осуществлялось с использованием 19 показателей термодинамических и теплофизических свойств хладагентов, куда входят: t_0 – температура кипения, P_0 – давление кипения, P_0'' – давление насыщенного пара, ρ', ρ'' – плотность насыщенной жидкости и пара, i', i'' – энтальпия насыщенной жидкости и пара, c_p', c_p'' – удельная теплоемкость жидкости и пара, λ', λ'' – коэффициент теплопроводности жидкости и пара, μ', μ'' – динамическая вязкость жидкости и пара, Pr', Pr'' – число Прандтля для жидкости и пара, σ – поверхностное натяжение жидкости, T_{cr} – критическая температура хладагента, P_{cr} – критическое давление хладагента, M – молекулярная масса хладагента. Количество используемых показателей и их сочетания в разных методиках неодинаковы.

Необходимость создания алгоритма обусловлена сложностью расчетов и наличием ряда условных переходов. По заданным условиям кипения хладагента прежде всего определяется число Рейнольдса ($Re, Re_{ж}, Re_y, Re_r$), которое рассчитывается по разным формулам, в зависимости от используемой методики. На его основании выбираются выражения для определения числа Нуссельта. Для учета возможности расслоения потока определяется число Фруда. Когда оно меньше установленного в соответствующей методике значения, вычисляется поправочный множитель. В противном случае он равен единице. В методике [24] поправочный множитель сложным образом зависит от параметров кипения Bo и конвекции Co . Его приходится выбирать в зависимости от значений трех дополнительных множителей, которые учитывают значения параметров Bo, Co , а также взаимное влияние этих параметров на составляющие пузырькового кипения α_n и вынужденного движения α_v . Иные условия перехода приходится соблюдать при использовании других методик расчета. На рисунке 2.1. показаны алгоритмы расчета КТО по методикам [24,25]. При расчете градиента давления по разным методикам, необходимо определять коэффициент со-

противления ξ , формула расчета которого выбирается в зависимости от режима течения по числу Re .

Алгоритм расчета среднего КТО по методике Gungor and Winterton



Алгоритм расчета среднего КТО по методике M. Shah

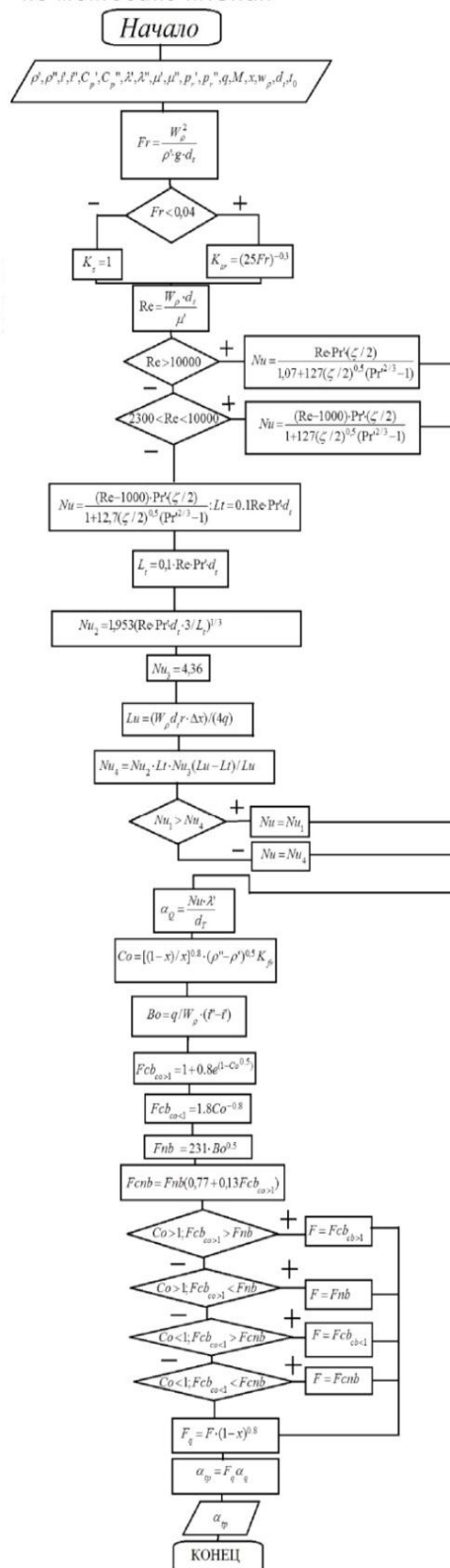


Рисунок 2.1 - Алгоритмы расчета КТО

В методике [33] коэффициент трения определяется в зависимости от числа Фруда. Другие методики используют поправочные коэффициенты Φ .

По всем обобщенным методикам локальные КТО и градиенты давления определяются в зависимости от массового паросодержания x двухфазного потока. К исходным данным наряду с видом хладагента отнесены: температура кипения t_0 , массовые паросодержания в начале x_n и на выходе x_b зоны кипения, внутренний диаметр труб d_T , массовая скорость хладагента $w\rho$ и плотность теплового потока q . Для показателей свойств хладагентов по справочным данным сформирована электронная таблица, из которой удобно извлекать численные их значения, зависящие от вида хладагента и температуры насыщения t_s . При каждом сочетании исходных данных приходится находить большое количество значений локального КТО и градиента давления. Из-за громоздкости ряда расчетных соотношений объем вычислений оказывается значительным.

Чтобы получить зависимость расчетных величин от паросодержания x , целесообразно воспользоваться электронными таблицами. Наиболее подходящим представляется пакет Microsoft Excel, который входит в состав программного обеспечения персональных компьютеров. Он позволяет варьировать число используемых столбцов и строк в широких пределах. В ячейках каждого столбца могут содержаться заданные значения любой величины или результаты расчета как по простому, так и сложному выражению. Функции пакета Excel позволяют применять условные переходы на другие выражения, если используемая в них величина достигает установленного значения. Ограничения могут быть заданы также по двум и более величинам.

Корректировка обобщенных методик расчета. В рассматриваемых методиках КТО при вынужденном движении жидкости $\alpha_{ж}$ рекомендуется определять по формуле (1.6). Она подходит лишь для турбулентного режима течения, когда числа $Re > 10000$. Обычно КТО выражают через безразмерное число Нуссельта Nu (1.5). Многие специалисты для определения КТО при турбулентном движении однофазной среды отдают предпочтение формуле Петухова Б.С. [107]:

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr(\xi/2)}{1,07 + 12,7(\xi/2)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)}. \quad (2.1)$$

Характерно, что в ней интенсивность теплоотдачи увязана с трением потока. Коэффициент сопротивления трению рекомендуется находить по формуле:

$$\xi = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2}. \quad (2.2)$$

Для переходного режима течения, когда $2300 < Re < 10000$, Гнелински В. путем сравнения с опытными данными преобразовал формулу (1.15) к виду [108]:

$$Nu = [(Re - 1000) \cdot (\xi/2) \cdot Pr] / [1 + 12,7(Pr^{2/3} - 1) \cdot (\xi/2)^{0,5}]. \quad (2.3)$$

По-прежнему коэффициент трения находится по формуле (2.2)

Расчеты показывают, что для низкотемпературных испарителей массовые скорости хладагента $w\rho$ таковы, что условные числа $Re_y = w\rho \cdot d_T / \mu'$, часто оказываются менее 10000. Судовые змеевиковые испарители с интенсивным образованием снеговой шубы на наружной поверхности характеризуются низкими значениями как плотности теплового потока q , так и массовой скорости хладагента $w\rho$. Нередко для них $Re_y < 2300$, т. е. возникает ламинарный режим течения.

Процессы теплоотдачи в трубах при ламинарном режиме являются наиболее сложными и наименее изученными. Известно, что на начальном участке трубы КТО имеет повышенное значение по сравнению с КТО при полностью развитом ламинарном течении. Длина начального участка l_n пропорциональна произведению $Re \cdot Pr \cdot d_T$. В случае постоянной по ходу движения среды плотности теплового потока q на удалении от входа $l_n > Re \cdot Pr \cdot d_T / 100$ начинается полностью развитый ламинарный режим. Для него число Нуссельта $Nu = 4,36$ [39]. Это означает, что для гидродинамически и термически развитой области ламинарного течения КТО не зависит от q и $w\rho$.

Змеевиковые испарители характеризуются большим отношением длины труб l к их диаметру d_T . При числах $Re < 2000$ и невысоких числах Pr' для хладагентов начальный участок l_n оказывается коротким. Для упрощения расчетов его влиянием на КТО без большой погрешности можно пренебречь. Даже после этого остается проблема скачка. Очевидно, что при $Re_y = 2300$ по формуле (2.3) число $Nu \gg 4,36$. Чтобы избежать скачкообразного перехода от расчетного числа Nu_p к постоянному его значению для ламинарного режима $Nu_l = 4,36$ предлагается расширить область применения формулы (2.3) для значений числа $Re < 2300$. Выполненные расчеты показывают, что при разных сочетаниях исходных данных для всех хладагентов по мере понижения числа Re уменьшается число Nu_p . Оно, тем не менее, превышает 4,36 при $Re = 1600$. В области чисел $Re < 1600$ предлагается сравнивать числа Nu_p и Nu_l . Для продолжения расчетов следует выбрать большее из двух значений. Таким образом, КТО вынужденного движения хладагента α_b находится из условий:

$$\alpha_b = Nu_p \cdot \lambda' / d_T \text{ при } Nu_p \geq 4,36; \quad (2.4)$$

$$\alpha_b = Nu_l \cdot \lambda' / d_T \text{ при } Nu_p < 4,36.$$

Как отмечалось ранее, в методиках [25] и [26] КТО вынужденного движения жидкой фазы α_b рекомендуется определять по формуле (1.35) с использованием числа $Re_{ж} = w\rho(1-x) d_T / \mu'$, что можно представить как $Re_{ж} = Re_y(1-x)$. Аналогичный подход содержится и в методике [27]. По ходу движения кипящего хладагента его паросо-

держание x повышается. Из-за этого число $Re_{ж}$ пропорционально уменьшается, становится ниже 2300 и приближается к нулю. Вопрос наступления ламинарного режима течения в этих методиках не обсуждается. По умолчанию авторы их используют формулу (1.35) независимо от значений числа Re , хотя по ней локальные значения составляющей $\alpha_{вж}$ приближаются к нулю. Чтобы сохранить единый подход к определению КТО $\alpha_{в}$, предлагается:

- по всем методикам расчета локальных КТО при кипении хладагентов находить условное число $Re_y = w\rho * d_T/\mu'$, на которое не влияет паросодержание x .
- в зависимости от значения Re_y воспользоваться формулами (2.1) и (2.2) при $Re_y \geq 10000$; формулой (2.3) в области $1600 < Re_y < 10000$ или условиями (2.4) при $Re_y < 1600$.
- полученные по Re_y значения КТО $\alpha_{в,y}$ непосредственно использовать в методиках [24] и [28].
- для методик [25], [26], [27], использующих $Re_{ж} = Re_y(1 - x)$, находить КТО вынужденного движения $\alpha_{в}$ как произведение $\alpha_{в} = \alpha_{в,y}(1 - x)^{0,8}$.

2.1.2 Разработка компьютерной программы

Разработка компьютерной программы расчетов на основе составленного алгоритма проводилась поэтапно. Сначала была создана программа для определения локальных КТО по методике [24] при фиксированной температуре хладона R22. Затем в нее добавили столбцы для расчета по методикам [25], [26] и [27] при тех же исходных данных. Впоследствии ее дополнили расчетом по методике [28]. Программа расчета градиентов давления по гомогенной модели [3] и по методикам [33], [34], [35] была составлена отдельно, но при тех же исходных данных. Поскольку в обеих программах используются показатели свойств насыщенного хладагента, оказалось целесообразным их объединение. Для каждого хладагента получена своя программа расчетов. Кроме того, для каждой программы проведена корректировка методик расчета КТО, позволяющая распространить их на широкий диапазон исходных данных.

Ввиду большого числа используемых показателей свойств хладагента переход на новую температуру кипения оказался трудоемким из-за необходимости ввода новых значений в соответствующие ячейки. Чтобы упростить эту процедуру, были сформированы дополнительные таблицы с данными о свойствах хладагента в виде, удобном для ввода в программу целой строкой. С этой целью зависящие от температуры кипения показатели

свойств хладагента были помещены в столбцы, номера которых совпадают с их номером в программе расчета. Для перехода на новую температуру кипения необходимо из дополнительной таблицы скопировать соответствующую строку и вставить ее в пустую строку над таблицей программы. Путем протяжки предыдущие значения легко заменить на новые для всего диапазона рассматриваемых паросодержаний. Если остальные исходные данные остаются прежними, то после протяжки автоматически получаются расчетные значения при новой температуре кипения.

Все величины в программе расчета КТО и градиента давления имеют размерность системы СИ. Многие комплексы получаются безразмерными. Для удобства восприятия давление насыщения вводится в кПа, хотя в расчетах оно переводится в Па. В Приложении «В» приведено содержание столбцов программы, с указанием их буквенных адресов. После пробела приводится обозначение и наименование соответствующей величины, а также расчетная зависимость для вычисляемых переменных.

Результатом расчета являются локальные КТО и градиенты давления, значения которых изменяются в зависимости от методики расчета и задаваемого паросодержания x . Оказалось удобным задавать паросодержание в начале x_n и на выходе x_b из зоны кипения, а также число промежуточных значений. В результате проведенного анализа установлено, что диапазон $x_b - x_n$ целесообразно делить на 50 частей, деление длины зоны кипения l_k на большее количество участков не показывает заметного повышения точности расчета. Тем самым определяется число строк в программе при заданных условиях кипения конкретного хладагента. Все расчеты выполняются, практически, одновременно. Столбцы программы сгруппированы в последовательности, обеспечивающей поочередное определение переменных, относящихся к методикам, которым в программе присвоены имена: «Shah» [24], «GW» [25], «GW_n» [26], «Kandlikar» [27], «Liu» [28], «Homohen» [3], «Gronnerud» [33], «Friedel» [34], «Muller» [35].

Для практических расчетов наибольший интерес представляют средние значения КТО, а также обусловленное трением падение давления ΔP_T . Встроенные функции пакета Excel обеспечивают расчет среднего КТО по локальным его значениям. Эти значения выводятся в строке с результатами расчета по соответствующей методике. При большом числе строк погрешность осреднения пренебрежимо мала. Среднее значение градиента давления по соответствующей методике также нетрудно получить. Более информативным представляется падение давления ΔP_T на испарительном участке длиной l_k . Оно находится как сумма падений давления на 50 коротких участках.

После отладки программы расчета КТО и градиента давления при кипении отдельных хладагентов была составлена общая для десяти хладагентов программа [109]. В базу

ее данных введены таблицы с показателями свойств каждого хладагента для значений температуры кипения от минус 50°C до плюс 45°C с шагом 0,2°C. Основная программа соответствует вышеописанному алгоритму расчета КТО и падения давления. Благодаря возможностям пакета Excel, по заданной температуре t_0 показатели свойств выбранного хладагента заполняют все строки, охватывающие диапазон паросодержаний от x_H до x_B . Программа находит локальные КТО и градиенты давления, а также определяет средние значения КТО и падения давления на всей зоне кипения по соответствующим методикам. При этом размер электронной таблицы получается достаточно большим и сложным для восприятия. Чтобы сделать программу более доступной, сформировано окно пользователя. (Рисунок 2.2) Оно позволяет выбрать вид хладагента, ввести исходные данные и получить результаты расчета.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	R134												
2	$t_0, ^\circ\text{C}$	x_H	x_B	$d_{T, \text{м}}$	$q, \text{Вт/м}^2$	$W_p, \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$	Выбрать хладагент						
3	5	0,3	0,5	0,01021	20000	500							
4	ИСТИНА	ИСТИНА	ИСТИНА										
5		Средние КТО, Вт/(м ² ·К)					Падения давления, Па						
6													
7	$l_k, \text{м}$	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller			
8	2,48537	5404,92	5632,43	5469,08	6088,4	5909,49	14934,3	28588,7	16528,3	15986			
9													
10													

Рисунок 2.2 – Окно пользователя программы для горизонтальных труб

Вид хладагента выбирается из перечня: R22, R404A, R507, R717, R407C, R410A, R134a, R290, R417A, R125. Исходными данными являются уже упоминавшиеся величины: $t_0, ^\circ\text{C}$; $d_{T, \text{м}}$; x_H и x_B ; $w_p, \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$; $q, \text{Вт/м}^2$. В ячейке A3 вводится значение температуры кипения t_0 , которая не должна выходить за пределы от -55°C до $+35^\circ\text{C}$. При несоблюдении этого условия в ячейке A4 вместо ИСТИНА высвечивается ЛОЖЬ, и расчеты не выполняются. В ячейку C3 вводится значение массового паросодержания в начале x_H , а ячейку D3- на выходе зоны испарения x_B . Оба значения должны находиться в пределах $0 < x < 1$, причем $x_H < x_B$, чтобы в ячейках C4 и D4 не появилось сообщение ЛОЖЬ. Результатом расчета являются: длина зоны кипения $l_k, \text{м}$; средние значения КТО по методикам [24,25,26,27,28] в размерности Вт/(м²·К); падение давления в Па на испарительном участке по методикам [3,33,34,35]. После ввода исходных данных программа сразу выдает значения искомых величин. Она удобна для многовариантных расчетов и подходит для сопоставления расчетных данных с экспериментальными, по ней можно проследить влияние отдельных факторов на КТО и падение давления. Её можно использовать для сравне-

ния интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении разных хладагентов в одинаковых условиях [110]. На составленную программу получено свидетельство о государственной регистрации №2015610039 от 12.01.2015 [111] (см. Приложение Г).

2.2 Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в плоских змеевиках

2.2.1 Особенности движения хладагента в змеевиковых испарителях

На судах распространение получили змеевиковые испарители (воздухоохладители) и кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением хладагента в горизонтальных трубах. Воздухоохладители обычно состоят из ряда змеевиков (шлангов), выполненных из горизонтальных труб одинаковых размеров. Калачи (колена), посредством которых образуются змеевики, могут располагаться в вертикальной, горизонтальной или наклонной плоскостях. Иногда не все калачи имеют одинаковую ориентацию. В змеевиковом испарителе теплоприток к хладагенту происходит на прямых участках горизонтальных труб. Через калачи теплоприток оказывается незначительным, так как они находятся вне потока воздуха. Это позволяет при определении КТО рассматривать змеевик как прямую обогреваемую трубу, длина зоны кипения l_k которой определяется числом n_T и длиной l_T отдельных труб, в которых кипит хладагент. Зона перегрева пара здесь не рассматривается.

В горизонтальных трубах змеевика, как и в одиночной обогреваемой трубе, локальные КТО и обусловленные трением градиенты давления dP_T/dz изменяются по нелинейным зависимостям. Для расчета каждую трубу плоского змеевика приходится делить на короткие участки. Многообразие конструкций змеевиков и схем движения хладагента в них не позволяет выполнить расчеты среднего КТО и полного падения давления ΔP_{Π} по единой схеме.

Для определенности введем допущения о том, что все горизонтальные трубы змеевика технически гладкие и имеют одинаковую длину l_T и располагаются в одной плоскости, все калачи имеют одинаковый радиус R_k , плотность теплового потока ко всем трубам одинаковая, а калачи находятся вне потока охлаждаемой среды. При этом плоские змеевики могут располагаться вертикально, горизонтально или иметь одинаковый угол наклона θ относительно горизонтали. Подача жидкого хладагента в вертикально или наклонно расположенные змеевики может осуществляться сверху или снизу. Внутренний диаметр d_T , длина l_T и количество n_T труб змеевика может варьироваться в широких пределах при условии соблюдения допустимого понижения температуры насыщения хладагента

$\Delta t_s \leq 5^\circ\text{C}$. Предполагается, что внутренний диаметр калача совпадает с диаметром d_T трубы. Радиус осевой линии калача R_k , не может быть меньше наружного диаметра трубы d_n . Обычно принимается отношение $2R_k/d_T = 2,5 \dots 6$. Его можно привести к виду $R_k = z \cdot d_T$, принимая в нем $z = 1,25 \dots 3$.

При сделанных допущениях трубы змеевика, в которых происходит кипение хладагента, можно рассматривать как сплошную обогреваемую трубу длиной $L = l_T \cdot n_T$. Деление ее на короткие участки должно проводиться с учетом мест расположения калачей. Поскольку теплоприток к хладагенту в калачах не учитывается, массовое паросодержание x и энтальпия смеси i_c в них не изменяются. Условно можно считать, что в калачах происходит падение давления без изменения термодинамического состояния хладагента. Предлагается каждую трубу конкретного змеевика делить на одинаковое число участков n_y . Общее число участков рассматриваемой сплошной трубы составляет $n_{oy} = n_T \cdot n_y$. Чтобы свести к минимуму погрешность осреднения локальных значений, рекомендуется принимать его близким к 100. Число сечений первой трубы $n_{c1} = n_y + 1$. С учетом принятых допущений для последующих труб оно совпадает с числом участков. Общее число сечений, для которых вычисляются искомые переменные, составляет $n_c = n_{oy} + 1$.

Примерная схема деления на участки змеевика, состоящего из четырех труб и трех калачей показана на рис.2.3 [112]. Если принять $n_y = 25$ то $n_{oy} = 100$. Калачи располагаются в сечениях с номерами 26, 51, 76. Как видим, входу и выходу очередного калача присваивается одинаковый номер. Четкая нумерация сечений змеевика важна также с позиций осреднения локальных значений КТО и градиента давления dP_T/dz . Для функции СР ЗНАЧ в пакете Excel надо учитывать номера строк первого и последнего значений осредняемой величины, которые совпадают с номерами первого и последнего сечений.

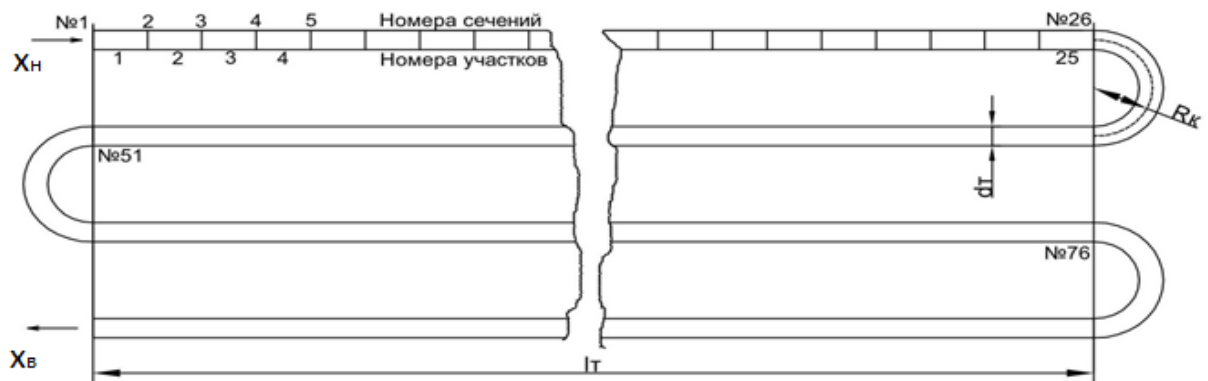


Рисунок 2.3 - Схема деления змеевика из четырех труб на участки

Падения давления происходят на коротких участках труб и в калачах. Поэтому приходится суммировать результаты, полученные в сечениях от второго до последнего. При суммировании падений давления в калачах с помощью функции СУММ можно использовать тот же подход, т.к. отсутствие данных в промежуточных строках не влияет на результат сложения.

Не всегда трубы змеевика удастся разделить на целое число участков n_y , так, чтобы общее их число n_{oy} составляло 100. Деление змеевиков на короткие участки в зависимости от числа труб n_T с указанием номеров сечений на входе-выходе калачей приводится в табл.2.1. В ней также отмечено количество сечений трубы n_c и калачей n_k . Общее число участков оказывается в пределах от 95 до 108. Оно составляет ровно сто лишь в пяти змеевиках, которые содержат от 2 до 20 труб. Возможны и другие варианты деления змеевиков на короткие участки.

Таблица 2.1 - Деление змеевиков на участки и нумерация сечений

Число					Номера сечений на входе-выходе калачей
n_T	n_k	n_y	n_{oy}	n_c	
2	1	50	100	101	51
3	2	33	99	100	34,67
4	3	25	100	101	26,51,76
5	4	20	100	101	21,41,61,81
6	5	17	102	103	18,35,52,69,86
7	6	14	98	99	15,29,43,57,71,85
8	7	12	96	97	13,25,37,49,61,73,85
9	8	11	99	100	12,23,34,45,56,67,78,89
10	9	10	100	101	11,21,31,41,51,61,71,81,91
11	10	9	99	100	10,19,28,37,46,55,64,73,82,91
12	11	8	96	97	9,17,25,33,41,49,57,65,73,81,89
13	12	8	104	105	9,17,25,33,41,49,57,65,73,81,89,97
14	13	7	98	99	8,15,22,29,36,43,50,57,64,71,78,85,92
15	14	7	105	106	8,15,22,29,36,43,50,57,64,71,78,85,92,59
16	15	6	96	97	7,13,19,25,31,37,43,49,55,61,67,73,79,85,91
17	16	6	102	103	7,13,19,25,31,37,43,49,55,61,67,73,79,85,91,97
18	17	6	108	109	7,13,19,25,31,37,43,49,55,61,67,73,79,85,91,97,103
19	18	5	95	96	6,11,16,21,26,31,36,41,46,51,56,61,66,71,76,81,86,91
20	19	5	100	101	6,11,16,21,26,31,36,41,46,51,56,61,66,71,76,81,86,91,96

Из табл. 2.1 следует, что с увеличением числа труб змеевика n_T уменьшается число участков n_y каждой из них. На точность осреднения локальных значений это влияет слабо, т.к. общее число коротких участков змеевика сохраняется близким к 100. Чтобы ограничить полное падение давления в змеевике ΔP_{Π} , с увеличением числа его труб n_T , как правило, уменьшают их длину l_T . Несоблюдение такого подхода может привести к недопустимо большому падению давления ΔP_{Π} и понижению температуры насыщения хладагента Δt_s .

Так как змеевиковые испарители состоят из горизонтальных труб и калачей, проводилась сравнительная оценка методик расчета падения давления в калачах [33,40,42,43,44] с целью определения наиболее достоверной методики. Численные значения падения давления двухфазного потока R22 и R404A при $t_0 = -30^\circ\text{C}$ в калаче с $d_T = 0,012$ м, $R = 0,018$ м при массовой скорости $w\rho = 60$ кг/(м²·с), полученные по 5 методикам приводятся в таблице 2.2 для шести значений массового паросодержания x .

Таблица 2.2 - Падение давления двухфазного потока R22 и R404A в калаче, Па

Авторы методик	Паросодержание x					
	0,01	0,2	0,4	0,6	0,8	0,99
	R22 R404A	R22 R404A	R22 R404A	R22 R404A	R22 R404A	R22 R404A
[33]	4,3	37,6	63,8	87,2	108,8	128,2
	3,22	26,01	43,99	59,95	74,75	88,03
[42]	0,4	17,2	41,0	68,1	97,6	127,4
	0,29	12,28	29,21	48,49	69,48	90,68
[40]	3,5	51,0	89,1	115,0	129,0	130,0
	2,61	34,63	60,04	76,94	85,33	85,42
[43]	1,0	27,7	59,0	91,7	125,0	158,0
	0,75	19,55	41,62	64,76	88,61	111,78
[44]	1,2	37,0	84,1	130,9	163,5	90,3
	0,87	22,68	51,05	79,27	98,95	54,70

По всем методикам с ростом паросодержания падение давления увеличивается, что можно объяснить снижением плотности двухфазной смеси. Характерны значительные расхождения потерь давления в калаче при низком паросодержании $x = 0,01$. Они различаются в $5,3/0,41 = 13$ раз для R22 и $3,22/0,29 = 11$ раз для R404A.

На рисунках 2.4, 2.5 построены кривые, полученные по расчетным значениям из таблицы 2.2 для хладагента R404A и температуре кипения $t_0 = -30^\circ\text{C}$. Значения падения давления в калаче P_k по методике Ito [41] обозначаются как 1, Gronnerud [33] – 2, Geary [42] – 3, Chisholm [40] – 4, Chen [43] – 5, Domanski [44] – 6.

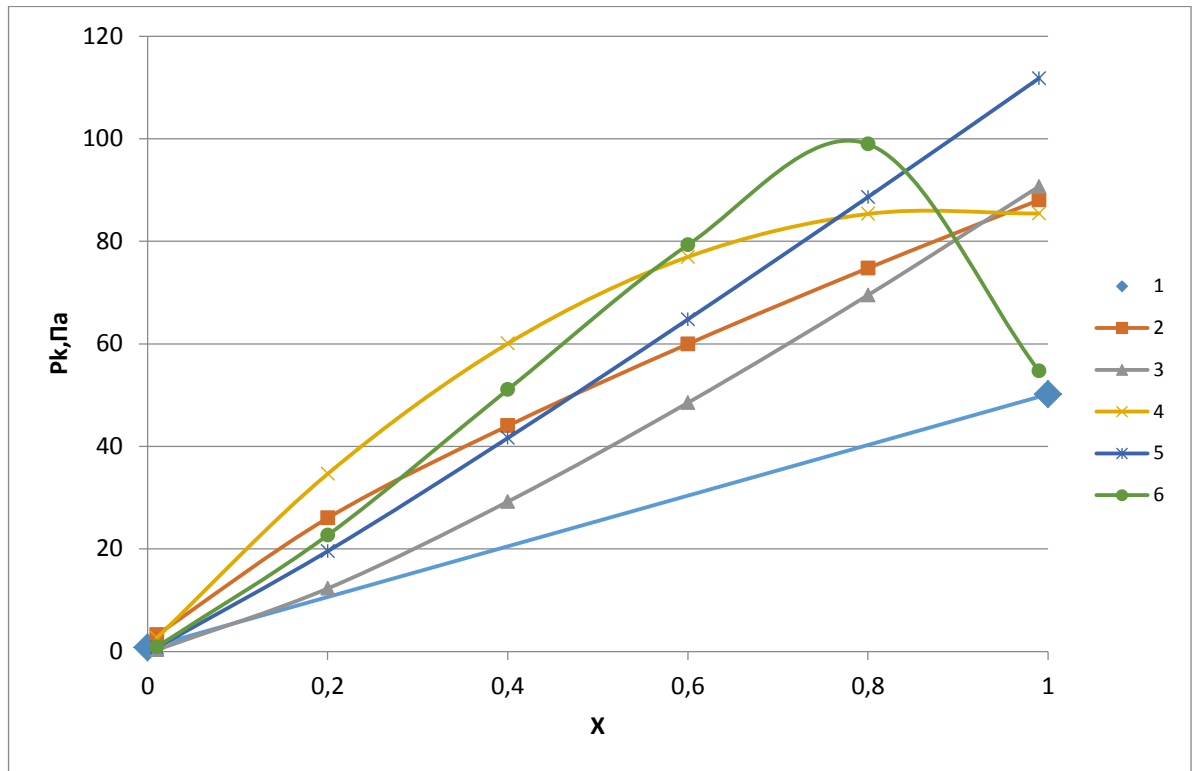


Рисунок 2.4 - Зависимость падения давления в калаче от массового паросодержания при $w_p = 60$

В диапазоне паросодержаний $x=0,8\dots0,99$ по методике Domanski наблюдается снижение потерь давления, по методике Chisholm они изменяются слабо, а по остальным методикам продолжается увеличение потерь давления почти по линейной зависимости, это можно увидеть на рисунке 2.4.

Приведенные в таблице 2.2 потери давления хладагента R22 оказываются выше чем у R404A. Завышенные значения потерь давления при паросодержаниях, близких к единице, указывают на недостатки методик. Лишь по одной из них при высоких паросодержаниях потери давления в калачах ΔP_k уменьшаются.

На рисунке 2.5 можно увидеть, что с увеличением массовой скорости хладагента растут и потери давления. При более высоких температурах кипения и меньших отношениях диаметра трубы d_T и радиуса осевой линии калача R_k методика Chisholm может не работать.

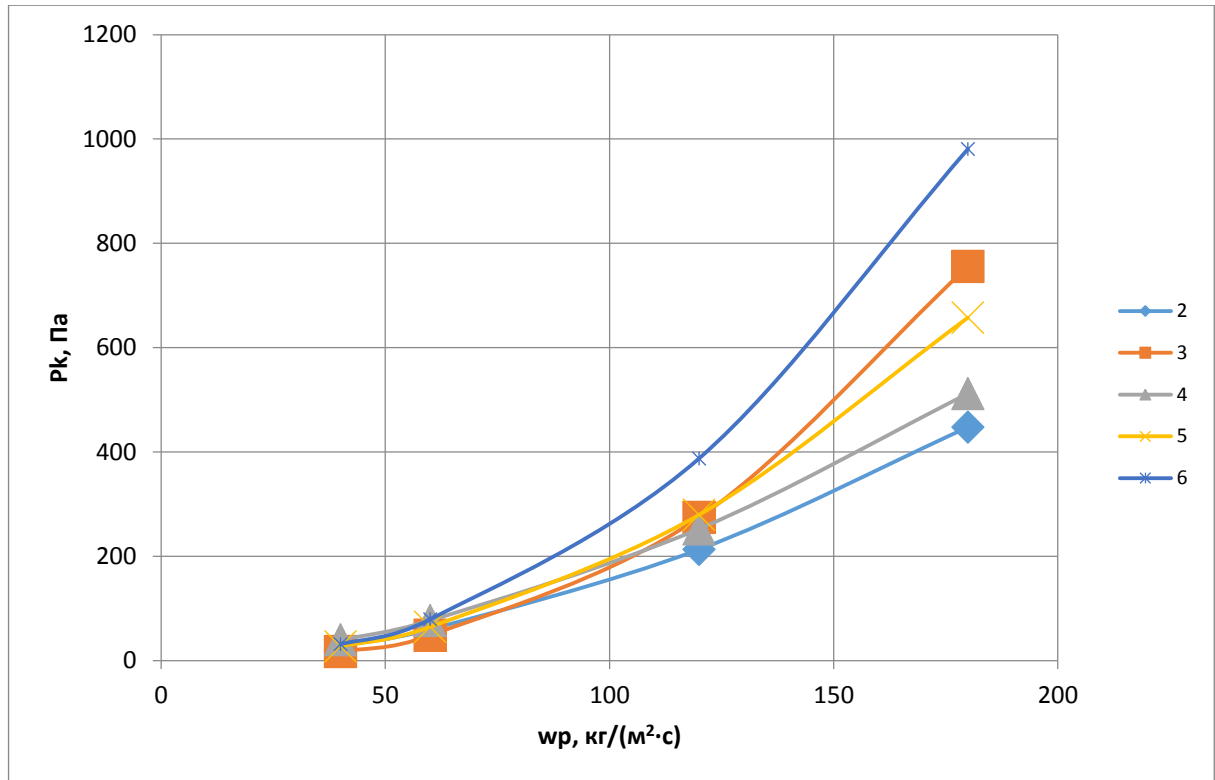


Рисунок 2.5 - Зависимость падения давления в калаче от массовой скорости хладагента при $x = 0,6$

Потери давления понижаются с повышением температуры кипения, это объясняется снижением плотности смеси потока при ее повышении. А с увеличением отношения $z = R_k/d_T$ увеличиваются и потери давления. Скорее всего, это связано с тем, что увеличиваются линейные потери напора. По большинству методик с увеличением диаметра трубы d_T и радиуса осевой линии калача R_k прослеживается повышение потерь давления, исключение составляет методика Gronnerud, которая имеет сложный характер изменения параметров.

По результатам анализа, улучшенную методику Domanski, Hermes [44] можно считать наиболее приемлемой для расчета падения давления двухфазного потока в калачах, так как при приближении массового паросодержания x к единице, наблюдается выраженное снижение падения давления, это отличает ее от других методик, участвующих в анализе и соответствует физике процесса.

2.2.2 Программирование расчета отдельных змеевиков

С учетом принятых ранее допущений вполне логично при расчете КТО и падения давления в змеевиках опираться на программу расчета этих величин при кипении хлада-

гентов в горизонтальных трубах. Основная особенность змеевиков обусловлена наличием калачей и необходимостью продуманного деления змеевика на короткие участки, которое зависит от числа труб n_T . Даже общее число коротких участков для змеевиков с разным числом труб зачастую оказывается неодинаковым, а номера сечений, указывающие места расположения калачей, однозначно зависят от числа труб, что показано в табл. 2.1. Наряду с падением давления на трение ΔP_T , характерном для прямых труб, в змеевиках определяются еще три составляющие, обусловленные ускорением потока ΔP_Y , изменением направления его движения в калачах ΔP_K и появлением нивелирного напора ΔP_H при расположении калачей в вертикальной или наклонной плоскости.

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_T + \Delta P_K + \Delta P_Y + \Delta P_H \quad (2.5)$$

По заданным значениям массового паросодержания в начале x_H и на выходе x_B змеевика шаг его изменения Δx определяется путем деления разности $x_B - x_H$ на общее число участков n_{ou} змеевика с заданным числом труб. Текущее паросодержание x на входе в каждый калач оказывается неодинаковым. Из-за этого не совпадают падения давления ΔP_K и ΔP_H , происходящие в одинаковых калачах одного и того же змеевика. Число строк электронной таблицы формируется по столбцу текущего значения x . В первой ее строке задается $x = x_H$, а в каждой последующей строке добавляется приращение Δx . Протяжка значений x проводится до наступления равенства $x = x_B$.

Возможны разные сочетания исходных данных для расчета змеевика. В любом случае должны быть известны вид хладагента, температура его кипения t_0 , паросодержание в начале x_H и на выходе x_B из зоны кипения, а также внутренний диаметр труб d_T . Рассмотрим три характерных варианта задания исходных данных и получения дополнительной информации по известным соотношениям.

1. Плотность теплового потока q и массовую скорость кипящего хладагента $w\rho$ часто задают как при экспериментальном, так и при расчетном исследовании процессов кипения в горизонтальных трубах. Если они заданы для змеевика, то массовый расход хладагента $G_a = w\rho/(\pi d_T^2/4)$; общая тепловая нагрузка $Q = G_a[(i'' - i') \cdot (x_B - x_H)]$; длина зоны кипения l_K определяется по уравнению теплового баланса (1.20):

Последняя величина позволяет подобрать число n_T и длину l_T труб змеевика.

2. При проектировании испарителей с внутритрубным кипением хладагента нередко задают относительную длину труб $a = l/d_T$ и плотность теплового потока q . По ним нетрудно найти $l_K = d_T \cdot a$; $Q = q \cdot \pi \cdot d_T \cdot l_K$; $G_a = Q/[(i'' - i') \cdot (x_B - x_H)]$; $w\rho = G_a/(0,785 \cdot d_T^2)$. Значения n_T и l_T , как и прежде, надо подобрать.

3. Когда конструкция змеевика известна, наряду с длиной l_T и числом n_T труб зоны кипения задают общую тепловую нагрузку Q . В этом случае $l_k = l_T \cdot n_T$; $q = Q / (\pi \cdot d_T \cdot l_k)$; $G_a = Q / [(i'' - i') \cdot (x_B - x_H)]$; $w\rho = G_a / (0,785 \cdot d_T^2)$. В случае задания нагрузки Q и расхода G_a или массовой скорости $w\rho$ хладагента паросодержание x_B может оказаться искомой величиной.

Отметим, что число труб змеевика n_T не должно быть дробным. Тем не менее отношение $b = l_k/L$ длины зоны кипения l_k к общей длине труб $L = n_T \cdot l_T$ может быть дробным и меньше единицы в случае наличия зоны перегрева пара. Чтобы при изменении диаметра труб d_T каждый раз не вводить радиус калача R_k , целесообразно задавать в программе отношение $z = R_k/d_T$, которое изменяется реже. Угол наклона змеевика θ задается в зависимости от ориентации калачей и взаимного расположения труб на входе и выходе хладагента.

В Приложении «Д» приводится описание программы расчета КТО и падения давления при кипении заданного хладагента в змеевике с числом труб $n_T = 10$ и числом коротких участков $n_y = 10$. Сначала приведено содержание столбцов основной таблицы, с указанием их буквенных адресов. За буквами после пробела следуют обозначение и наименование соответствующей величины, а также расчетная зависимость для вычисляемых переменных.

Показатели свойств десяти хладагентов с шагом $0,05^\circ\text{C}$ по температуре t_0 представлены на отдельном листе таблицы Excel. Строки идут сверху вниз от $t_0 = -55^\circ\text{C}$ до $t_0 = 35^\circ\text{C}$. Таблица с показателями свойств составлена для хладагентов: R22, R404A, R507, R717, R407C, R410A, R134a, R290, R417A, R125. Возможна замена используемых хладагентов на другие или удаление ненужных листов.

Использование программы расчета отдельных змеевиков предполагает выполнение следующих действий:

- открыть лист программы «Ввод данных» для расчета змеевика с нужным числом труб n_T ;
- открыть лист сформированной отдельно таблицы «Параметры ХА» с показателями свойств выбранного хладагента;
- по заданной температуре кипения t_0 найти, выделить и скопировать соответствующую строку показателей свойств хладагента;
- вставить скопированную строку с показателями свойств хладагента в строку 9 программы расчета змеевика;

- задать значения варьируемых переменных $d_t, x_n, x_b, R_k, \theta, a, Q$ и получить расчетные данные о средних КТО и градиентах давления по соответствующим методикам, а также осредненные значения КТО и падения давления.

На выполнение перечисленных действий затрачивается некоторое время. Сократить его можно путем составления общей для разных змеевиков программы, которая позволяет ввести исходные данные и получить основные результаты расчета на одном листе электронной таблицы Excel.

2.2.3 Общая программа расчета коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в плоских змеевиках

При составлении общей программы ставились задачи автоматического выбора программы расчета змеевика с заданным числом труб n_t и заполнения предусмотренных в ней ячеек показателями свойств выбранного хладагента по заданной температуре его кипения t_0 . Результаты расчета должны выводиться в закрепленные для них ячейки независимо от сочетания исходных данных.

После неоднократных попыток составлена общая программа, которая включает в себя:

- 19 листов для расчета змеевиков с числом труб от 2 до 20; листы обозначены как 2т, 3т...20т;
- лист «Параметры ХА» с показателями свойств десяти хладагентов;
- лист «Ввод данных», который можно называть окном пользователя;
- лист «итог» с результатами расчета всех 19 змеевиков при заданных условиях кипения хладагента.

Лист «ввод данных» является основным для пользователя программы. Он предназначен для ввода исходных данных и вывода основных результатов расчета. На нем сформированы три небольшие таблицы с именами «Исходные данные», «Результаты расчета». В таблицах помимо численных значений тех или иных параметров приводятся условные их обозначения, а также некоторые пояснения (рисунок 2.6. а,б).

После открытия окна пользователя рекомендуется щелкнуть левой клавишей мыши на ячейке С1, а затем - ячейке А1. На границе между ними появится символ ▼, щелчком на который вызывается перечень из десяти хладагентов. Выбор нужного из них достигается выделением условного его наименования (номера). В ячейке А3 вводится значение температуры кипения t_0 , которая не должна выходить за пределы от -55°C до $+35^{\circ}\text{C}$. При несоблюдении этого условия в ячейке А4 вместо ИСТИНА высвечивается ЛОЖЬ, и

расчеты не выполняются. В ячейку C3 вводится значение массового паросодержания в начале x_H , а ячейку D3- на выходе зоны испарения x_B . Оба значения должны находиться в пределах $0 < x < 1$, причем $x_H < x_B$, чтобы в ячейках C4 и D4 не появилось сообщение ЛОЖЬ. Остальные ячейки строки 3 содержат значения: E3- внутреннего диаметра труб d_T в метрах; F3- числа труб змеевика n_T ; G3- длины прямых труб l_T ; I3- радиуса калачей $R_k = d_T \cdot z$; J3- угла наклона змеевика θ (0 - горизонтальное расположение змеевика, 1,5708 rad - вертикальное расположение змеевика); K3- тепловой нагрузки на зону испарения Q ; L3- заданного отношения $z = R_k/d_T$. Вариант рабочей программы с таким сочетанием исходных данных имеет название « Q, l_T » (рисунок 2.6.а).

	A	C	D	E	F	G	I	J	K	L
1	R410A	выберите ХА		Исходные данные			2,55724292			
2	$t_o, ^\circ C$	x_H	x_B	$d_T, м$	n_T	$l_T, м$	R_k	θ	$Q, Вт$	z
3	35	0,1	0,98	0,0066	8	0,855	0,0132	0	1500,0	2,0
4	ИСТИНА	ИСТИНА	ИСТИНА	0,9	6,8	4306,4	0,20	3,3		
5	Результаты расчёта									
6										
7	Средние КТО, Вт/(м ² ·К)					Падения давления, Па				
8	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu-W	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller	
9	3313,62	5403,75	3774,47	4210,41	4829,71	5984,2	13715,3	9991,1	8194,4	
10										
11	Ik	α_{cp}	ΔP_n	ΔP_c	Fl	q	wp	$\alpha_{cp}/\Delta P_n$	Ga	
12	6,840	4306,39	9796,3	11073,2	1,72	10581,85	295,293	439,59	36,351	
13	Градиенты давления (средние)									
14	V	Δt	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller		l_t	w v	
15	0,409	0,200	873,94	1996,09	1458,76	1196,67	0,3483	0,855	3,323	

а)

	A	C	D	E	F	G	I	J	K	L
1	R410A	выберите ХА		Исходные данные			2,930149679			
2	$t_o, ^\circ C$	x_H	x_B	$d_T, м$	n_T	$w_p, кг/(м^2 \cdot c)$	R_k	θ	$q, Вт/м^2$	z
3	-40,00	0,2	0,99	0,012	20	76,63324	0,024	0	2000,0	2,0
4	ИСТИНА	ИСТИНА	ИСТИНА	76,6	23,9	1351,2	2,90	11,0		
5	Результаты расчёта									
6										
7	Средние КТО, Вт/(м ² ·К)					Падения давления, Па				
8	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu-W	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller	
9	1600,62	1294,26	1100,92	1431,17	1329,10	12810,0	13174,3	17489,2	16323,6	
10										
11	Ik	α_{cp}	ΔP_n	ΔP_c	Fl	Q	l_t	$\alpha_{cp}/\Delta P_n$	Ga	
12	23,87	1351,21	21665,0	20290,7	1,72	1799,1	1,194	62,368	31,185	
13	Градиенты давления (средние)									
14	V	Δt	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller		l_t	w v	
15	4,462	2,90	535,76	550,38	731,65	682,66	1,4801	1,194	10,966	

б)

Рисунок 2.6 - Вид окна пользователя

Для вывода основных результатов расчета и сопутствующих пояснений в таблице «Результаты расчета» предусмотрено семь строк. В строке 9 появляются результаты рас-

чета среднего КТО и падения давления на трение по соответствующим методикам, каждой из которых в строке 8 присвоено краткое наименование. Сокращенные наименования методик с ориентацией на фамилии их авторов используются в нескольких местах программы расчета и текста настоящего исследования. Эти сокращения встречаются и в статьях зарубежных авторов. Для большей ясности приведем краткие наименования методик расчета, номера их в списке использованных источников, а при необходимости и некоторые пояснения: Shah [24]; GW [25]; GWn [26]; Kandlikar [27]; Liu-W [28]; Homohen [3]; Gronnerud [33]; Friedel [34]; Muller [35].

Осредненный по пяти методикам КТО α_{cp} приводится в ячейке D12. В случае определения падения давления на трение по заслуживающей наибольшего доверия методике [35] полное падение давления в змеевике $\Delta P_{п}$, полученное по формуле (2.5) приводится в ячейке E12. Если используется среднее по четырем методикам падение давления на трение, то полное падение давления $\Delta P_{пс}$ следует выбирать из ячейки F12.

Определяемые по ранее приведенным формулам значения длины зоны кипения $l_{к}$, плотности теплового потока q и массовой скорости $w\rho$ приводятся в ячейках C12, I12, J12. В ячейке K12 приводится отношение $1000\alpha_{cp}/\Delta P_{п}$, которое имеет размерность Вт/(м²·К·кПа). Массовый расход хладагента G_a (кг/ч) и объемный расход образующегося пара V (м³/ч) приводятся в ячейках L12 и C15.

Понижение температуры насыщения хладагента Δt_s выводится в ячейке D15. Для его определения вычисляется давление на выходе зоны испарения $P_s = P_0 - \Delta P_{п}$. По значению P_s из таблицы с показателями свойств выбранного хладагента выбирается приближенное значение температуры насыщения t_s с точностью 0,05°C. Результат в ячейке D15 представляет собой разность $\Delta t_s = t_0 - t_s$. Значение Δt_s рекомендуется использовать для корректировки исходных данных. Когда оно превышает 5°C, следует уменьшать тепловую нагрузку Q или длину труб l_T . Уменьшению Δt_s способствует также увеличение диаметра d_T .

Существует и другой вариант готовой программы. Отличие ее состоит в том, что пользователь вместо длины трубы l_T и тепловой нагрузки на зону испарения Q вводит значения массовой скорости $w\rho$ и плотности теплового потока q в ячейках G3 и K3. В этом случае, дополнительно определяются: тепловая нагрузка змеевика Q_3 (ячейка I12); длина одной прямой трубы l_T (ячейка J11) (Рисунок 2.6.б). Этот вариант программы имеет название « $q, w\rho$ ».

Лист «параметры ХА» содержит значения используемых в программе показателей свойств десяти хладагентов. Основу его составляют сформированные ранее таблицы, в

которых каждому хладагенту отводился отдельный лист. Содержимое столбцов раскрыто при описании программы расчета отдельных змеевиков. При объединении таблиц на одном листе получилось 18010 строк, имеющих номера с 4 по 18010 и покрывающих диапазон температур $t_0 = -55 \dots 35^\circ\text{C}$ с шагом $0,05^\circ\text{C}$. Сплошная нумерация строк используется для организации автоматической выборки показателей свойств хладагента в зависимости от его вида и температуры кипения t_0 , которые задаются пользователем в ячейках A1 и A3 листа «ввод данных».

Листы 2т...20т аналогичны программам расчёта отдельных змеевиков с числом труб от 2 до 20. Основное отличие обусловлено автоматизацией ввода исходных данных и показателей свойств хладагента в соответствующие ячейки строк 8,9 и 10 каждого листа. На всех упомянутых листах длина труб l_T вводится в ячейку V8 как = 'ввод данных'!G3. Тепловая нагрузка змеевика Q заносится в ячейку W8 как = 'ввод данных'!K3. Множитель F_{fl} из строки 9 вставляется в ячейку BO8 как =W9. Строка 9 по-прежнему служит для ввода параметров хладагента, но порядок этого ввода иной.

На листе “Итог” содержатся основные результаты расчёта. Они представлены в виде трёх таблиц. Верхняя из них отражает результаты расчёта змеевиков при разном числе труб. Поскольку длина горизонтальных труб l_T относится к исходным данным, длина зоны кипения l_k изменяется пропорционально числу труб. Поэтому численные значения среднего КТО α_c , падения давления ΔP_n ряда других вычисляемых величин при прочих равных условиях зависит от числа труб n_T .

Настоящее описание приведено в сокращенном виде и служит для пояснения программы расчёта. Для лучшего его понимания рекомендуется одновременно просматривать соответствующие листы и проверять содержимое упоминаемых в тексте ячеек электронной таблицы. Порядок использования встроенных функций пакета Excel здесь не рассматривается. С ним можно ознакомиться после открытия справки по соответствующей функции, где наряду с описанием функции приводятся примеры и инструкции по самостоятельному их выполнению.

Чтобы воспользоваться программой расчёта КТО и падения давления хладагента не обязательно знать, как она составлена и как работает. Достаточно усвоить порядок ввода исходных данных и получения основных результатов расчёта. Имеющиеся на листе “ввод данных” поясняющие надписи способствуют быстрому приобретению навыков выполнения расчётов по составленной программе. Остальные листы программы могут быть защищены паролем или же скрыты так, чтобы они не появлялись на экране после входа в программу. Составленная программа готова к усовершенствованию, включая расширение

количества рассматриваемых хладагентов, обновление используемых методик и отдельных формул. На составленную программу получено свидетельство о государственной регистрации №2015663262 от 14.12.2015 [99] (Приложение «Е»).

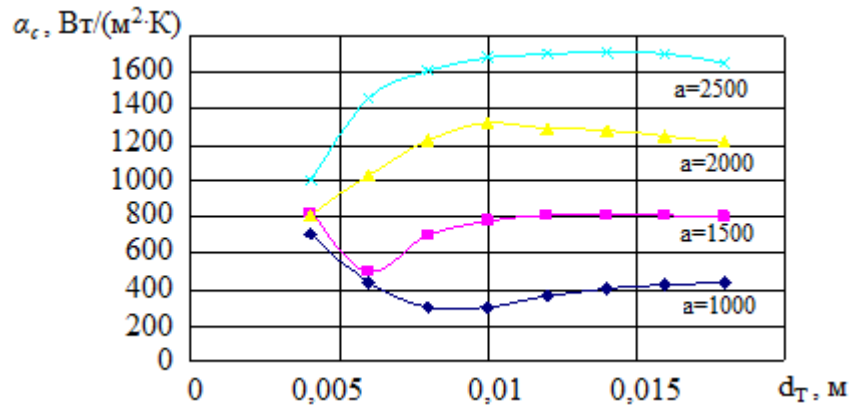
2.3 Влияние конструктивных и режимных параметров на коэффициент теплоотдачи и падение давления

Количественный анализ влияния отдельных параметров или определенного их сочетания на КТО и падения давления в змеевиках возможен на основе сравнения результатов расчета при разных исходных данных. Многовариантные расчеты выполнены по программе « $q, w\rho$ », в которой к исходным данным наряду с видом хладагента отнесены t_0 , x_n , x_b , d_T , n_T , $w\rho$, R_K , θ и q . Для примера рассмотрим хладагент R404A. Диапазон температур кипения составляет от -45°C до -10°C , хотя большинство расчетов выполнено при температуре $t_0 = -40^\circ\text{C}$, которая характерна для холодильных установок судов флота рыбной промышленности. Работа низко- и высокотемпературных испарителей сравнивается при температурах -40°C и -10°C . Паросодержания x_n и x_b могут изменяться в диапазоне $0 < x < 1$. Значение x_n зависит от степени переохлаждения дросселируемого хладагента. По определению $x_n < x_b$. Значение x_b должно оставаться немного ниже единицы, т.к. при $x_b = 1$ в некоторых методиках получается деление на ноль. В большинстве вариантов принято $x_n = 0,11$ и $x_b = 0,99$.

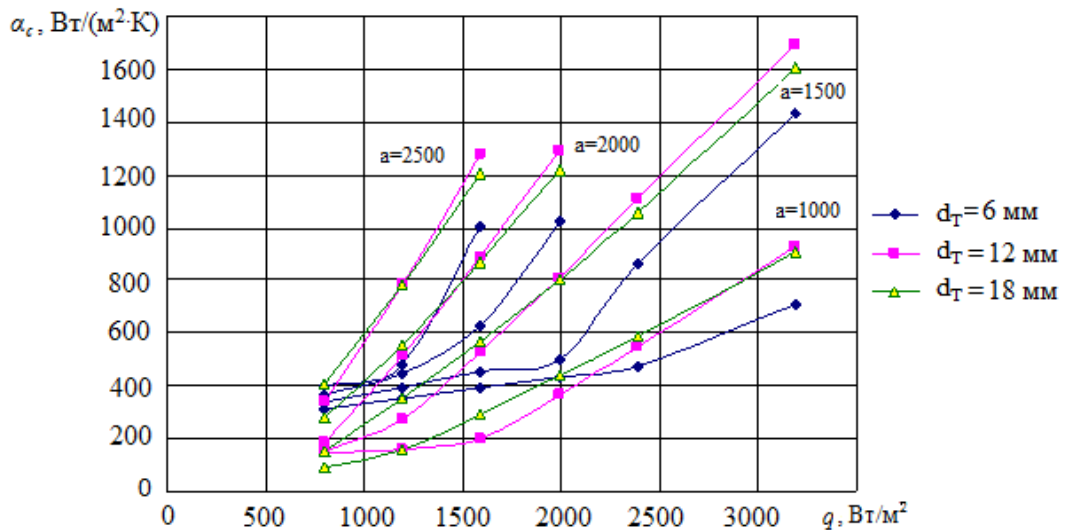
Размеры змеевика характеризуют значения d_T , n_T , l_T и R_K . На основе анализа конструктивного исполнения современных змеевиковых испарителей принят диапазон внутренних диаметров труб d_T от 6 до 18 мм. Число труб $n_T = 2 \dots 20$ заложено при составлении программы расчета змеевиков. Длина обогреваемых труб l_T определялась в зависимости от относительной длины a , диаметра d_T и числа n_T труб. Длина a варьировалась от 750 до 2500, но чаще принимались значения $a = 1000, 1500, 2000$.

Радиус осевой линии калачей R_K обычно зависит от диаметра труб d_T . В большинстве вариантов расчета принято $R_K = 2 \cdot d_T$. Угол наклона калачей задавался $\theta = 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ$. Ввиду слабого влияния угла θ на результаты, большинство расчетов выполнено для горизонтально расположенного змеевика, когда $\theta = 0^\circ$.

Результаты определения КТО и падения давления при кипении R404A представим в графической форме для нескольких вариантов расчета. Приведем зависимость влияния диаметра труб и относительной длины на КТО при $q = 1990,4 \text{ Вт/м}^2$, $n_T = 10$, $t_0 = -40^\circ\text{C}$ (рис.2.7).

Рисунок 2.7 - $\alpha_c = f(d_T, a)$

Изменение осредненного по пяти методикам КТО α_c и найденного с использованием методики [35] полного падения давления $\Delta P_{\text{п}}$ в зависимости от значений q , a и d_T приводится на рис.2.8 и 2.9 для случая кипения R404A при $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $n_T = 10$, $R_K = 2d_T$, $\theta = 0$. Как ожидалось, с ростом q и a значения α_c и $\Delta P_{\text{п}}$ увеличиваются. Для построения графика на рисунке 2.9 выбраны лишь те сочетания, в которых $\Delta P_{\text{п}} < 35000$ Па. Дополнительно проведены пунктирные линии, соответствующие понижению температуры насыщения Δt_s на величину от 1 до 5 $^\circ\text{C}$. Очевидно, что для обеспечения выбранного понижения Δt_s большие плотности теплового потока q допустимы лишь при малых относительных длинах a . Исходя из этого же условия, при больших длинах a допустимы лишь малые плотности теплового потока q .

Рисунок 2.8 - $\alpha_c = f(q, a)$ при $d_T = 6, 12, 18$ мм

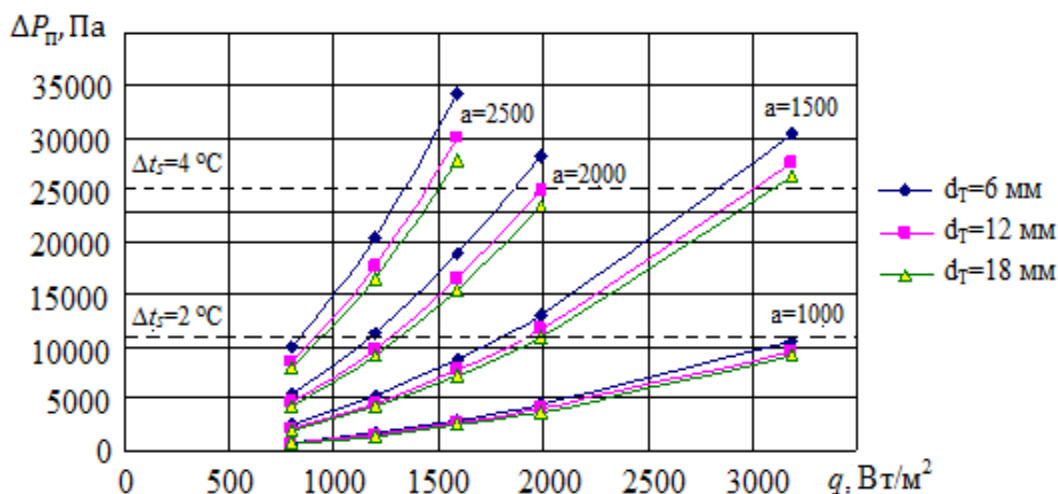


Рисунок 2.9 - $\Delta P_{\text{п}} = f(q, a)$ при $d_T = 6, 12, 18$ мм

Представленные зависимости получены при фиксированной температуре кипения хладагента R404A. Ниже приводятся результаты расчета КТО (рис.2.10 и 2.11) и падения давления в зависимости от температуры кипения ($t_0 = -45 \dots -10^\circ\text{C}$) при фиксированных относительной длине $a = 1500$, плотности теплового потока $q = 1592,4$ Вт/м² и количестве труб $n_T = 10$.

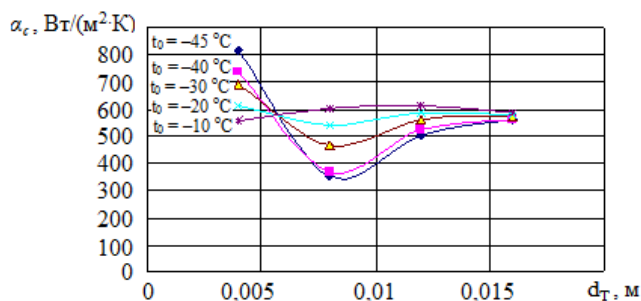


Рис. 2.10 - $\alpha_c = f(d_T, t_0)$

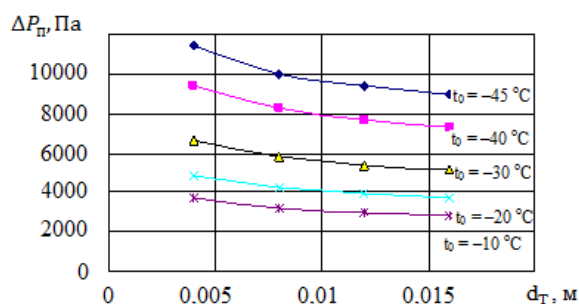


Рис. 2.11 - $\Delta P_{\text{п}} = f(d_T, t_0)$

Анализ полученных результатов расчета, показывает, что при низких температурах t_0 нецелесообразно создавать большие плотности теплового потока q во избежание чрезмерных потерь давления и сопутствующего понижения температуры насыщения хладагента в змеевике. По той же причине с понижением температуры t_0 рекомендуется уменьшать относительную длину a .

Для рассматриваемого змеевика с $n_T = 10$ в случае кипения R404A при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ с использованием полученных расчетных данных и построенных по ним графиков можно найти приемлемые сочетания относительной длины труб a и плотности теплового потока q , если задавать допустимое понижение температуры насыщения Δt_s . На средние

КТО при заданном сочетании a и q заметно влияет диаметр d_T . Поэтому при определении α_c его нужно учитывать. В случае необходимости по графикам можно найти α_c , соответствующие конкретному диаметру d_T . при $\Delta t_s = 1^\circ\text{C}$ в рассматриваемом змеевике приемлемы лишь тепловые потоки $q < 2250 \text{ Вт/м}^2$ и относительные длины $a \leq 2000$. С увеличением допустимого понижения Δt_s повышаются значения q и a , но не пропорционально увеличению Δt_s . Например, для змеевика с относительной длиной $a = 1500$ при $\Delta t_s = 1^\circ\text{C}$ наибольший тепловой поток $q = 1350 \text{ Вт/м}^2$, а при $\Delta t_s = 2^\circ\text{C}$, он возрастает до 1900 Вт/м^2 , что лишь в 1.4 раза больше. Чтобы удвоить тепловой поток q и довести его до 2700 Вт/м^2 , необходимо увеличить допустимое понижение температуры насыщения до $\Delta t_s \approx 4^\circ\text{C}$.

Глава 3 СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

3.1 Сравнение экспериментальных и расчетных коэффициентов теплоотдачи

Сравнение 271 значения средних КТО, полученных по методикам [24,25,26,27,28], описанным в Главе 1, с экспериментальными данными зарубежных исследователей показано в таблице Приложения Ж для хладагентов R404A, R410A, R134a, R507, R407C и R717.

Номера строк в этих таблицах соответствуют их номерам в таблице Приложения «А», где приводятся условия кипения хладагента при выполнении каждого эксперимента. Это позволяет по номеру строки узнать условия кипения хладагента и проверить среднее значение КТО по экспериментальным данным $\alpha_э$. Для большей наглядности составлялись графики соответствия между расчетными и экспериментальными значениями средних КТО для R404A, R410A, R134a, R507, R407C и R717. Для примера на рисунке 3.1 показан график зависимости отношения $\alpha_p/\alpha_э$ для R404A. Данные, необходимые для его построения взяты из таблицы приложения. По оси абсцисс отложены экспериментальные $\alpha_э$, а по оси ординат – расчетные значения средних КТО по разным методикам α_p , полученные при условиях проведения каждого эксперимента. В случае полного совпадения расчетных и экспериментальных данных все точки легли бы на прямую линию, проведенную под углом 45° . Удаленность точек от этой линии показывает степень несовпадения расчетных данных с экспериментальными. Средние КТО, полученные по разным методикам на рисунках обозначены символами: «♦» - [24]; «■» - [25]; «▲» - [26]; «-» - [27]; «×» - [28].

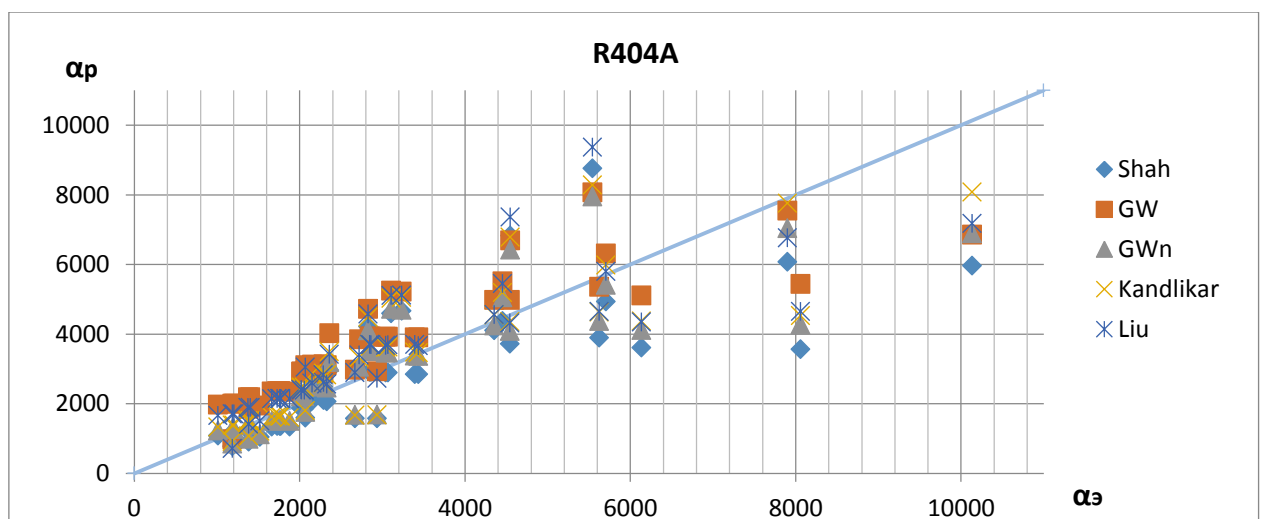


Рисунок 3.1 – Зависимость отношения $\alpha_p/\alpha_э$ для R404A

Расчетные значения среднего КТО α_p ложатся как выше, так и ниже проведенной линии, показывающей равенство расчетных и экспериментальных данных, что можно увидеть на рисунке 3.1.

На начальном этапе обработки данных, для количественной оценки несовпадения результатов расчета с экспериментальными, использовалось относительное отклонение каждого значения ε_i и среднее отклонение значений ε_c , полученные по конкретной методике. Они определяются по формулам:

$$\varepsilon_i = (\alpha_{pi} - \alpha_{эi}) / \alpha_{эi}; \varepsilon_c = \sum \varepsilon_i / n; \quad (3.1)$$

где n – число сочетаний условий кипения хладагента при проведении экспериментов по определению локальных КТО; α_{pi} и $\alpha_{эi}$ – средние значения КТО для каждого сочетания условий кипения, найденные расчетом по конкретной методике и снятые с графиков экспериментальных данных, соответственно.

Значения ε_c определялись для каждой из использованных методик расчета КТО при кипении R404A, R410A, R134a, R507, R407C и R717. Рассчитанные показатели точности расчета приводятся в табл. 3.1. В ней также указывается вид и число сочетаний исходных данных для каждого хладагента. Методики обозначены порядковым номером из списка источников.

Таблица 3.1 – Значения ε_c КТО для шести хладагентов

Вид хладагента	Число сочетаний	Методика				
		[24]	[25]	[26]	[27]	[28]
R404A	45	-0,0842	0,3150	0,0099	0,0868	0,1885
R410A	87	-0,0745	0,1216	-0,0563	0,0097	0,0914
R134a	59	-0,2479	-0,0573	-0,2018	-0,1039	-0,1219
R507	12	-0,0093	0,3209	0,0794	0,1671	0,1721
R407C	46	0,5552	1,0397	0,5898	0,6815	0,8302
R717	22	0,0061	0,0571	0,0300	-0,0871	-0,1809
6 хладагентов	271	0,0025	0,2742	0,0457	0,1109	0,1680

Как следует из таблиц Приложения «Ж» и таблицы 3.1, по всем методикам получается заметное расхождение между расчетными и экспериментальными данными в широком диапазоне условий кипения. В связи с этим, в дальнейшем проводилась оценка достоверности полученных данных с целью выявления выпадающих значений.

3.2 Сравнение экспериментальных и расчетных градиентов давления

Сравнение 82 средних значений градиентов давления, полученных по методикам [3,33,34,35], описанным в первой главе, с экспериментальными данными показано для хладагентов R410A, R134a, R507 и R407C в таблице Приложения «З». Экспериментальных данных о градиентах давления для R404Аи R717 в свободном доступе найти не удалось. Номера строк в этих таблицах соответствуют их номерам в таблице Приложения «Б», где приводятся условия кипения хладагента при выполнении каждого эксперимента. Это позволяет по номеру строки узнать условия кипения хладагента и проверить среднее значение градиента давления по экспериментальным данным $(dp/dz)_э$. Для хладагентов R410A, R134a, R507 и R407C строились графики соответствия между расчетными и экспериментальными значениями средних градиентов давления. Для примера на рисунке 3.2 показан такой график для R410A.

По оси абсцисс отложены экспериментальные $(dp/dz)_э$, а по оси ординат – расчетные значения средних градиентов давления по разным методикам $(dp/dz)_р$, полученные при условиях проведения каждого эксперимента.

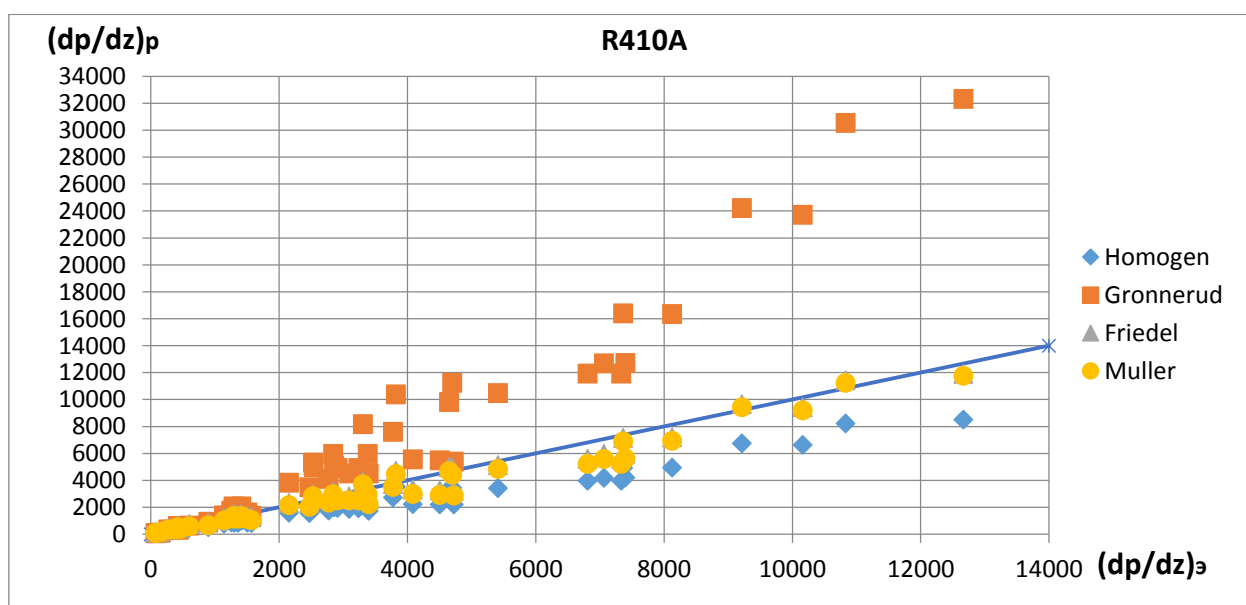


Рисунок 3.2 – Зависимость отношения $(dp/dz)_р/(dp/dz)_э$ для R410A

В случае полного совпадения расчетных и экспериментальных данных все точки легли бы на прямую проведенную линию. Удаленность точек от этой линии показывает степень несовпадения расчетных данных с экспериментальными. Средние градиенты давления, полученные по разным методикам обозначены символами: «◆» - [3]; «■» - [33]; «▲» - [34]; «×» - [35].

По рисунку 3.2 видно, что расчетные значения среднего градиента давления $(dP/dz)_p$ ложатся как выше, так и ниже проведенной линии, обозначающей равенство расчетных и экспериментальных данных. Методика [33] под авторством Gronnerud показывает сильно завышенные значения среднего расчетного градиента давления.

Как и в случае с определением точности расчета КТО, по формулам (3.1) находились значения ε_c для каждой из использованных методик расчета градиента давления при кипении R410A, R134a, R507 и R407C. По аналогии с таблицей 3.1, показатели точности расчета для градиентов давления приводятся в табл. 3.2.

Таблица 3.2 – Значения ε_c градиента давления для четырех хладагентов

Вид хладагента	Число сочетаний	Методика			
		[3]	[33]	[34]	[35]
R134a	21	0,0737	1,1880	0,4597	0,3194
R410A	52	-0,3168	0,6087	0,0281	-0,0889
R507	5	0,1166	1,5561	0,6910	0,4369
R407C	4	0,1878	1,5570	0,5220	0,3420
4 хладагента	82	-0,1658	0,8611	0,2031	0,0688

На основе данных о среднем отклонении ε_c , наименьшие отклонения расчетных dP/dz от экспериментальных получаются по методике [3], а наибольшие - по методике [33]. Как и в случае с сопоставлением данных по КТО, порядок расхождения расчетных и экспериментальных данных о градиенте давления указал на необходимость оценки достоверности полученных данных.

3.3 Оценка достоверности полученных данных

Обработка полученных данных показала заметное расхождение значений α_p/α_s и $(dP/dz)_p/(dP/dz)_s$. Всего в анализе использовалось 271 осредненное экспериментальное значение КТО и 82 осредненных экспериментальных значения градиента давления. По факту, встречаются случаи, когда расчетные значения отличаются от экспериментальных в некоторых случаях в шесть раз. В связи с этим, для дальнейших расчетов и анализа производилось исключение (отсев) данных.

Применялся подход, подразумевающий под собой исключение данных, не входящих в диапазон 3σ (тройного среднеквадратичного отклонения), который находится по формуле $3\sigma = 3 \sum (\bar{x} - \bar{x}_{cp}) / (n - 1)$. Экспериментальные значения исключались на основании расчетных данных, выходящих за диапазон 3σ . В результате данного подхода при сопоставлении данных о КТО, было исключено: 2 сочетания данных для хладагента R410A, 1 сочетание данных для R134a, 2 – для R507 и 11 – для R407C. Всего из сопоставления было исключено 16 строчек данных и количество оставшихся строчек составило 255. При сопоставлении расчетных и экспериментальных данных о градиентах давления исключены: 5 сочетаний для хладагента R134a и 1 – для R507. Всего из таблицы были исключены 6 значений, и в дальнейших расчетах участвовало 76 сочетаний градиентов давления.

Для большей наглядности на рис.3.3 составлена гистограмма для подхода с исключением данных, не входящих в диапазон 3σ , которая показывает частоту попаданий α_p/α_s в выбранные интервалы по пяти методикам расчета КТО. Ширина интервала принята 0,4.

По оси абсцисс на рис. 3.3 отложено отношение расчетных и экспериментальных данных КТО α_p/α_s , а по оси ординат – количество значений α_p/α_s , попадающих в выбранные интервалы. В случае полного совпадения расчетных и экспериментальных данных все точки легли бы в интервале 0,8-1,2 на точку 1 по оси абсцисс.

При заданной ширине интервала 0,4 на интервал 0,8-1,2 больше всего попадает значений α_p/α_s , рассчитанных по методикам GWn [26] и Kandlikar [27]. Если принять ширину интервала равной 0,3, на интервале 0,85-1,15 преобладают методики GW [25] и GWn [26]. В свою очередь на интервале 0,9-1,1 с шириной 0,2 преобладают методики Kandlikar [27] и Shah [24].

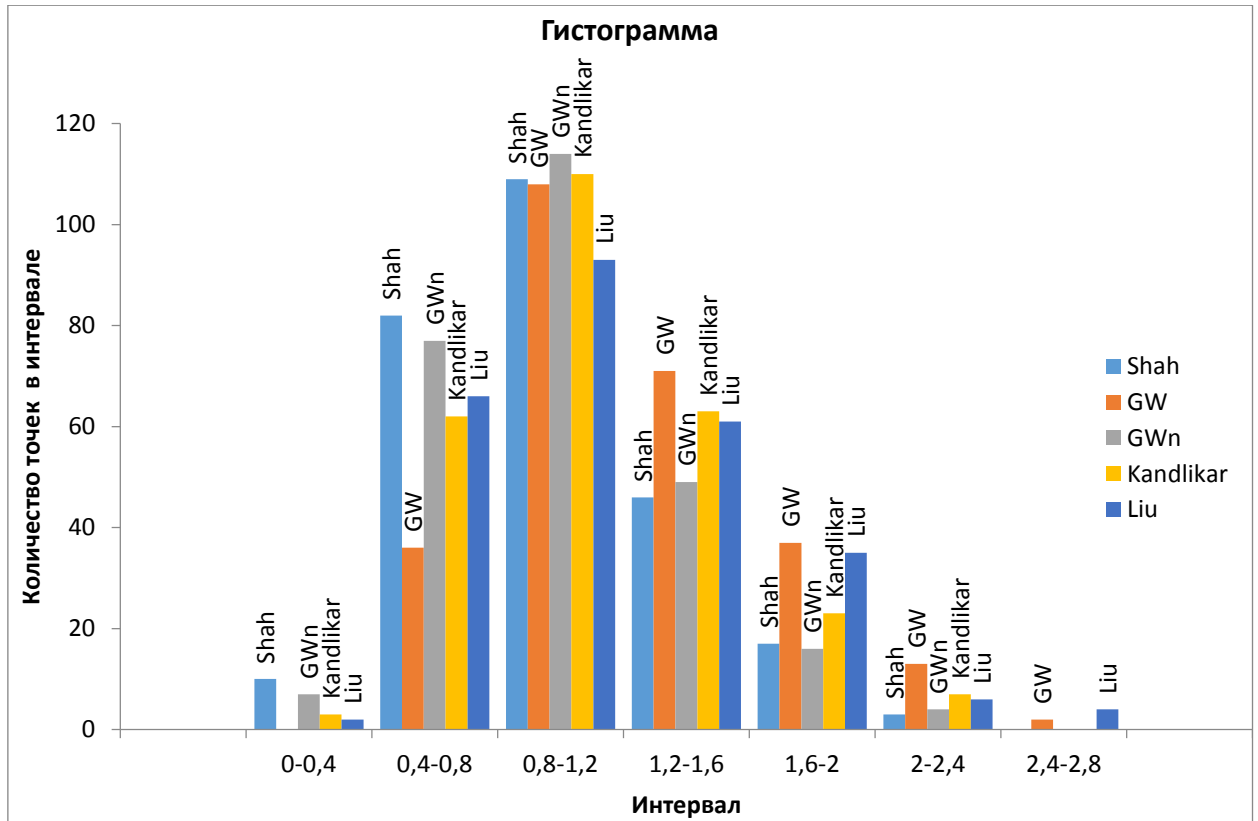


Рисунок 3.3 - Распределение α_p/α_3 по пяти методикам для подхода с исключением данных больше 3σ . Ширина интервала 0,4

Практически, по всем методикам наблюдаются приближенные к единице значения $(dP/dz)_{cp}$. Исключение составляет методика Gronnerud [33]. По ней наблюдаются завышенные значения средних расчетных градиентов давления как относительно экспериментальных данных, так и относительно других методик. Наиболее приближенные к единице значения показывает методика под авторством Muller [35].

На рисунке 3.4 также составлена гистограмма для подхода с исключением данных, не входящих в диапазон 3σ , которая показывает частоту попаданий отношения $(dP/dz)_p/(dP/dz)_3$ в выбранные интервалы по четырем методикам расчета градиента давления. Ширина интервал принималась равной 0,4.

При заданной ширине интервала 0,4 на интервал 0,8-1,2 больше всего попадает значений отношения $(dP/dz)_p/(dP/dz)_3$, рассчитанных по методикам Friedel [34] и Muller [35], что можно увидеть на рис. 3.4. Подобная картина просматривается и при заданной ширине интервала 0,3 и 0,2.

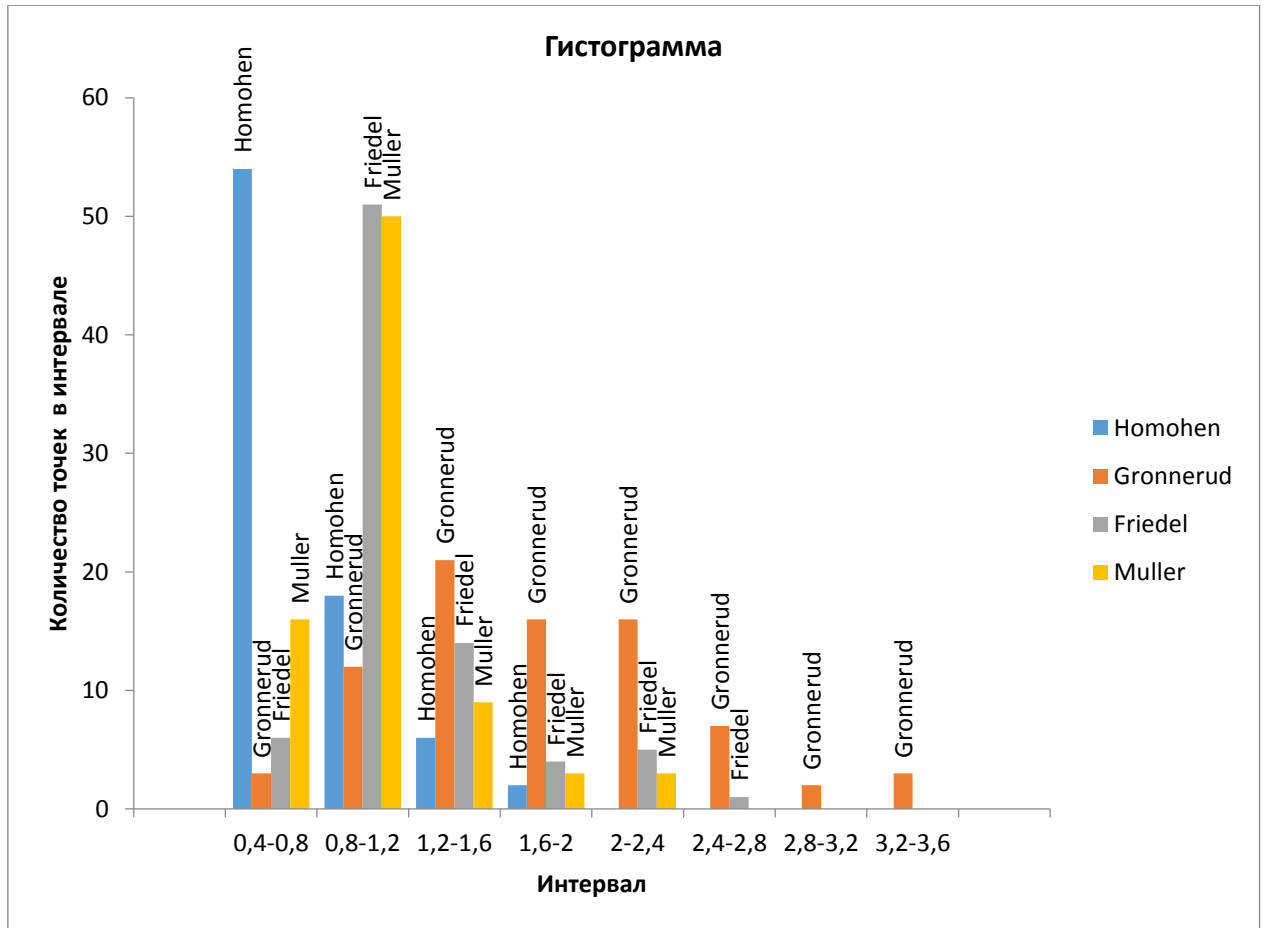


Рисунок 3.4- Распределение $(dP/dz)_p / (dP/dz)_e$ по четырем методикам для случая с исключением данных больше 3σ . Ширина интервала 0,4

При создании совместной таблицы 3.3 с показателями точности расчета использовался ряд показателей: относительное отклонение каждого значения ε_i по формуле; среднее отклонение значений ε_c (3.1), полученных по данной методике; стандартное (среднеквадратичное) отклонение значений (СКО) σ и доверительный интервал «ди». Они определяются по формулам:

$$\sigma = [\sum(\varepsilon_i - \varepsilon_c)^2 / (n - 1)]^{0,5}; \quad (3.2)$$

$$\text{ди} = \pm t \cdot \sigma / \sqrt{n} \quad (3.3)$$

где n – число сочетаний условий кипения хладагента при проведении экспериментов по определению локальных КТО; t - коэффициент Стьюдента; α_{pi} и α_{ei} - средние значения КТО для каждого сочетания условий кипения, найденные расчетом по конкретной методике и снятые с графиков экспериментальных данных, соответственно. Средний КТО находился по среднему значению пяти методик, а градиент давления по методике [35].

Таблица 3.3 - Средние показатели точности расчета КТО и градиента давления

Показатели	Вид хладагента						
	R404A	R410A	R134a	R507	R407C	R717	По всем x/a
Определение КТО							
Число n	45	85	58	10	35	22	255
ε_c	0,103	-0,006	-0,166	-0,213	0,490	-0,035	0,0345
σ	0,2466	0,2944	0,2376	0,3429	0,2044	0,3117	0,3342
ди	0,0721	0,0626	0,0612	0,2125	0,0677	0,1303	0,041
Определение градиента давления							
Число n	-	52	16	4	4	-	76
ε_c	-	-0,089	0,096	0,113	0,342	-	-0,017
σ	-	0,1529	0,3431	0,1646	0,2379	-	0,2384
ди	-	0,0416	0,1681	0,1613	0,2331	-	0,0536

По результатам анализа можно утверждать, что расчетные средние значения КТО отличаются от экспериментальных как в сторону завышения, так и в сторону занижения расчетных значений, методики расчета КТО по отдельности показывают недостоверные результаты. Поэтому рекомендуется для дальнейших расчетов КТО использовать среднее значение коэффициента теплоотдачи по пяти методикам [24,25,26,27,28], как видно из таблицы 3.3, такой способ показывает наибольшую сходимость с экспериментальными данными. При достигаемом отношении $\alpha_p/\alpha_э = 1$, такой способ показывает $(\alpha_p/\alpha_э)_{ср} = 1,035$ и $\sigma = 0,3342$. При расчете градиента давления наиболее достоверные расчетные данные показывает методика под авторством Muller [35]. При достигаемом отношении $(dP/dz)_p/(dP/dz)_э = 1$ данная методика показывает $(dP/dz)_p/(dP/dz)_э = 0,983$ и $\sigma = 0,2384$.

3.4 Уравнения для инженерных расчетов

В инженерной практике наибольший интерес представляют значения среднего КТО $\alpha_{ср}$ и полного падения давления $\Delta P_{п}$ хладагента при заданных условиях его кипения в трубах. Средний КТО с 1965 года и до настоящего времени часто определяют по уравнению С.Н. Богданова [11]:

$$\alpha_{ср} = A \cdot q^{0,6} (w\rho)^{0,2} d_T^{-0,2}. \quad (3.4)$$

Оно применимо в диапазоне $w\rho = 50 - 600 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ и $q = 600 \dots 25000 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Множитель A получен для хладагентов R11, R142, R12, R22. Он зависит от температуры кипения t_0 . Предполагается, что массовое паросодержание x в каждом случае изменяется от 0 до 1.

Аналогичный вид имеет уравнение Бо-Пьерре [58], в котором используются другие значения показателей степени, а множитель A приводится лишь для хладагентов R12 и R22. Падение давления в испарителях с внутритрубным кипением хладагентов R12 и R22 рекомендуется определять с использованием графиков и поправочных множителей [23]. Известно также упрощенное уравнение Бо-Пьерре [58]:

$$\Delta P_{\text{п}} = f \cdot v'' \cdot x_{\text{ср}} \cdot (l_{\text{к}}/d_{\text{т}}) \cdot w\rho^2, \text{ кПа} \quad (3.5)$$

Здесь f - коэффициент полного сопротивления, равный $f = 1,5 \cdot 10^{-5}$ для чистых хладагентов и $f = 3,5 \cdot 10^{-5}$ для хладагента с примесью масла.

Очевидно, что упомянутые уравнения нельзя распространить на новые хладагенты. К тому же, они учитывают не все влияющие факторы. С учетом сказанного, одна из задач диссертационного исследования сводилась к получению простых уравнений, учитывающих больше влияющих факторов при определении основных показателей внутритрубного кипения ряда хладагентов.

После проверки достоверности результатов расчета локальных КТО и градиентов давления по обобщенным методикам, их корректировки и окончательного отбора методик, были выполнены многовариантные расчеты по программе [99]. Расчеты охватывали широкий диапазон исходных данных: температуры кипения $t_0 = -45 \dots 19,7^\circ\text{C}$; начальные паросодержания $x_{\text{н}} = 0,01 \dots 0,93$; паросодержания на выходе из испарительного участка $x_{\text{в}} = 0,2 \dots 0,99$; диаметры труб $d_{\text{т}} = 0,04 \dots 0,095 \text{ м}$; количество труб $n_{\text{т}} = 2 \dots 20$; массовые скорости $w\rho = 36 \dots 790 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$; плотности теплового потока $q = 300 \dots 34900 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и включали от 633 до 1146 сочетаний конструктивных и режимных параметров при кипении каждого из семи хладагентов. Для снижения трудоемкости расчетов, обусловленной необходимостью ввода многочисленных сочетаний варьируемых переменных и накопления результатов каждого варианта расчета, была подготовлена специальная подпрограмма, разработанная в языке программирования Microsoft Visual Basic. Она после ввода заранее подготовленного массива с приемлемыми сочетаниями исходных данных автоматически обеспечила поочередный расчет всех искомых величин, включая $\alpha_{\text{ср}}$ и $\Delta P_{\text{п}}$, и занесение их в электронную таблицу, одна часть которой содержит исходные данные, а другая - результаты расчета.

К варьируемым переменным для змеевикового испарителя наряду с видом хладагента отнесены: внутренний диаметр d_T и число n_T труб в змеевике, температура кипения t_0 , массовая скорость $w\rho$, паросодержание хладагента в начале x_H и на выходе x_B из зоны кипения, плотность теплового потока q . Принято, что радиус калачей $R_K = 2d_T$, а угол их наклона $\theta = 0^\circ$ при нижней подаче хладагента. Чтобы исключить заведомо неприемлемые сочетания исходных данных, для дальнейшей обработки оставлены лишь сочетания параметров, в которых понижение температуры насыщения Δt_s и/или разность между средней температурой внутренней стенки труб t_T и температурой насыщения t_{02} на выходе из зоны кипения $t_T - t_{02}$ не превышала 5К.

Для получения зависимости среднего КТО α_{cp} и падения давления $\Delta P_{п}$ от варьируемых переменных использована классическая линейная модель множественной регрессии (КЛММР). Были опробованы уравнения регрессии трех видов: линейное, степенное и экспоненциальное. Наилучшее совпадение с результатами точного расчета по компьютерной программе обеспечивают уравнения в виде степенных зависимостей:

$$\alpha_{cp,y} = 10^{k_0} \cdot (w\rho)^{k_1} \cdot q^{k_2} \cdot x_H^{k_3} \cdot (x_B - x_H)^{k_4} \cdot n_T^{k_5} \cdot d_T^{k_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{k_7}, \quad (3.6)$$

$$\Delta P_{п,y} = 10^{l_0} \cdot (w\rho)^{l_1} \cdot q^{l_2} \cdot x_H^{l_3} \cdot (x_B - x_H)^{l_4} \cdot n_T^{l_5} \cdot d_T^{l_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{l_7}. \quad (3.7)$$

После их логарифмирования получаются линейные алгебраические уравнения. Сохраняется принятая ранее размерность величин: α_{cp} [Вт/(м² · К)]; $\Delta P_{п}$ [Па]; $w\rho$ [кг/(м²с)]; q [Вт/м²]; d_T [м]; t_0 [°С]. Поскольку логарифм отрицательного числа не существует, к температуре t_0 добавлено 90°С. Вместо паросодержания x_B в уравнения включена разность $(x_B - x_H)$, которая лучше характеризует процесс кипения.

Значения показателей степени «к» и «л» определялись с использованием функции ЛИНЕЙН, которая входит в состав MS Excel. Порядок ввода исходных данных и представления результатов их обработки по методу наименьших квадратов приводится в пояснениях к этой функции. Наряду со значениями показателей степени программа выдает ряд статистических оценок точности расчета по уравнениям (3.6) или (3.7). Наиболее информативными из них являются r^2 и se_y . Коэффициент детерминированности r^2 показывает насколько выбранное уравнение подходит для аппроксимации обрабатываемых данных; чем он выше, тем точнее аппроксимация. Стандартное отклонение результата se_y характеризует разброс найденных по уравнению регрессии значений относительно результатов точного их расчета. Численные значения показателей степени «к» и «л» приводятся в таблице 3.4.

Таблица 3.4 - Коэффициенты для подбора КТО $\alpha_{\text{ср.у}}$ и полного падения давления $\Delta P_{\text{п.у}}$

Хладагент	Переменные	Уравнение (3.6)							
		K_0	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7
R404	$\alpha_{\text{ср.у}}$	0,13482	1,05944	0,23118	0,08853	0,15891	0,13640	-0,05936	-0,06303
R410		0,80631	1,01628	0,17283	0,08478	0,15523	0,10104	-0,14880	-0,28927
R290		1,54736	0,76501	0,16172	0,05253	0,04616	0,03784	-0,00545	-0,12528
R507		0,13219	1,07916	0,21700	0,05507	0,07566	0,13553	-0,06511	-0,09353
R22		-0,00108	1,03562	0,24039	0,08056	0,08026	0,14005	-0,05908	0,02342
R134a		0,21985	1,21476	0,27827	0,08556	0,15344	0,13376	-0,16752	-0,46312
R407C		0,10425	1,07810	0,21078	0,08196	0,09290	0,13664	-0,04770	0,01514
			Уравнение (3.7)						
		l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7
R404	$\Delta P_{\text{п.у}}$	6,299742	2,502118	-0,76993	0,153343	1,30204	0,171212	-0,21342	-2,71648
R410		6,074311	2,437552	-0,72724	0,107663	1,005244	0,186888	-0,15469	-2,52977
R290		6,802689	2,627757	-0,82406	0,176147	1,251775	0,136092	-0,14137	-2,54036
R507		6,200923	2,483807	-0,75995	0,138389	1,265051	0,158046	-0,2039	-2,67354
R22		6,378998	2,455844	-0,7522	0,146757	1,258927	0,159266	-0,2054	-2,60669
R134a		7,739218	2,54556	-0,78536	0,161625	1,255607	0,140023	-0,16313	-3,21051
R407C		6,942948	2,495249	-0,7730	0,149339	1,267521	0,162368	-0,21064	-2,88474

После определения показателей степени «к» и «л» для каждого сочетания варьируемых переменных соответствующего хладагента были рассчитаны КТО $\alpha_{\text{ср.у}}$ по уравнению (3.6) и падения давления $\Delta P_{\text{п.у}}$ по уравнению (3.7), а также найдены отношения $\alpha_{\text{ср.у}}/\alpha_{\text{ср}}$ и $\Delta P_{\text{п.у}}/\Delta P_{\text{п}}$. Средние значения и СКО этих отношений наряду с оценками точности аппроксимации r^2 и se_y представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Оценка точности расчета по уравнениям регрессии

Хладагент	$\alpha_{\text{ср.у}}$		$\Delta P_{\text{п.у}}$		$\alpha_{\text{ср.у}}/\alpha_{\text{ср}}$		$\Delta P_{\text{п.у}}/\Delta P_{\text{п}}$	
	r^2	se_y	r^2	se_y	ср. зн.	СКО	ср. зн.	СКО
R404	0,9217	0,0752	0,9808	0,0455	1,01569	0,18929	1,00538	0,10336
R410	0,9240	0,0748	0,9447	0,0757	1,01574	0,19239	1,01360	0,15857
R290	0,9454	0,0378	0,9896	0,0339	1,00394	0,09336	1,00300	0,07727
R507	0,9261	0,0703	0,9781	0,0439	1,01381	0,17905	1,00498	0,09905
R22	0,9305	0,0696	0,9697	0,0448	1,01357	0,17159	1,00408	0,10069
R134a	0,9139	0,0951	0,9752	0,0392	1,02413	0,22736	1,00401	0,09011
R407C	0,9223	0,0726	0,9722	0,0447	1,01440	0,17875	1,00517	0,10101

При использовании уравнений регрессии (3.6) и (3.7) следует учитывать, что изменение любой варьируемой величины так или иначе влияет на все искомые параметры.

Взаимосвязь между основными параметрами внутритрубного кипения хладагента вытекает из уравнения теплового баланса (1.20). Для круглых труб: $q \cdot \pi \cdot d_T l_K = w\rho \cdot \pi \cdot d_T^2 \cdot r \cdot \Delta x / 4$. Его можно записать в двух формах: $l_K = w\rho \cdot d_T \cdot r \cdot \Delta x / (4q)$ и $w\rho = 4l_K \cdot q / (d_T \cdot r \cdot \Delta x)$. Очевидно, что длина зоны кипения l_K увеличивается с ростом массовой скорости $w\rho$ и уменьшается с ростом теплового потока q . В свою очередь, массовая скорость $w\rho$ пропорциональна произведению $l_K \cdot q$ и обратно пропорциональна произведению внутреннего диаметра d_T и разности энтальпий $i_B - i_H = r \cdot \Delta x$.

Эффективность испарителя зависит от отношения $q/\alpha_{cp} = t_T - t_0$, характеризующего необратимость процесса, и понижения температуры насыщения хладагента в зоне кипения Δt_s , которое зависит от падения давления. Чем оно больше, тем ниже производительность компрессора и хуже энергетические показатели ХМ.

Анализ показывает, что средний КТО α_{cp} увеличивается с ростом скорости $w\rho$ и теплового потока q . Согласно уравнению (1.20) одна из этих величин увеличивает длину l_K , а другая – уменьшает. На КТО сильнее влияет скорость $w\rho$, но от нее в значительной степени зависит падение давления ΔP_n и понижение температуры Δt_s .

На практике после определения $\alpha_{cp,y}$ и $\Delta P_{п,y}$ при конкретных условиях кипения хладагента рекомендуется найти упомянутые разности $(t_T - t_0)$ и Δt_s . Формула для первой из них приведена выше. Найти понижение температуры насыщения Δt_s нетрудно по таблице свойств насыщенного хладагента, зная расчетную температуру t_0 и падение давления $\Delta P_{п,y}$. С позиций энергоэффективности ХМ и производительности компрессора предпочтительны сочетания исходных данных при которых $(t_T - t_0) \leq 3\text{К}$ и $\Delta t_s \leq 3\text{К}$. Когда эти разности слишком малы, работа испарителя также неэффективна из-за низкой интенсивности теплоотдачи.

Глава 4 ОПТИМИЗАЦИЯ МАССОВОЙ СКОРОСТИ ХЛАДАГЕНТА И ДЛИНЫ ЗОНЫ ЕГО КИПЕНИЯ

4.1 Влияние основных факторов на показатель внешней необратимости

Обратный цикл холодильной машины теоретически может быть обратимым и необратимым. В обоих случаях разность между произведенной и отведенной теплотой в цикле равна внешней работе L . В качестве обратимого часто рассматривается цикл Карно, состоящий из двух изотермических и двух адиабатических процессов. Практическая его реализация затруднительна. Процессы в реальных холодильных машинах необратимы. Различают внутреннюю и внешнюю необратимость. Первая из них возникает из-за внутреннего трения и смешения потоков хладагента, трения в элементах машины, дросселирования, диффузии, фазовых превращений и химических реакций. Внешняя необратимость обусловлена наличием конечной разности между температурами рабочего вещества (хладагента) и источников теплоты с низкой T_H и высокой T_B температурами [1,22].

Эффективность обратного цикла обычно оценивается коэффициентом преобразования. В частности, холодильный коэффициент ε представляет собой отношение количества отведенной теплоты $Q_{отв}$ к затраченной работе L , или же отношение холодопроизводительности Q_o к потребляемой мощности N :

$$\varepsilon = Q_{отв}/L = Q_o/N . \quad (4.1)$$

Для оценки влияния необратимых потерь целесообразно находить степень приближения реального цикла к циклу с минимальной работой L_{min} , в котором хладагент совершает обратимый цикл. Эту величину называют коэффициентом обратимости η или степенью термодинамического совершенства [1,22]. Не случайно используется такое же обозначение, как и для коэффициента полезного действия. Существует несколько равнозначных выражений:

$$\eta = \frac{L_{min}}{L} = \frac{L_{min}}{L_{min}+\Delta L} = \frac{l_{min}}{l_{min}+\Delta l} = \frac{\varepsilon_{необр}}{\varepsilon_{обр}}, \quad (4.2)$$

где ΔL и Δl – дополнительная работа, затраченная на компенсацию необратимых потерь: абсолютная L или удельная l (отнесенная к 1 кг хладагента);

На практике коэффициент обратимости по ряду причин определяют редко. В частности, необратимые процессы на термодинамических диаграммах можно изображать лишь условно, т.к. каждая диаграмма строится для конкретного вещества. Чаще всего используется T-s диаграмма. Построение обратимого цикла на ней проводится в предположении, что процессы сжатия и расширения идут обратимо, а теплообмен рабочего веще-

ства с внешними источниками протекает при нулевой разности температур. При изображении необратимого цикла принимается, что его холодопроизводительность равна холодопроизводительности обратимого цикла. Дополнительную работу, затраченную на компенсацию необратимых потерь, определяют по уравнению Гюи-Стодолы [1,22]:

$$\Delta L = T_{o.c} \Sigma \Delta S \text{ или } \Delta l = T_{o.c} \Sigma \Delta s, \quad (4.3)$$

где $T_{o.c}$ – абсолютная температура окружающей среды; $\Sigma \Delta S$ – суммарное приращение энтропии всех тел, участвующих в протекающих процессах; $\Sigma \Delta s$, то же, отнесенное к 1 кг рабочего вещества.

В замкнутом обратном цикле изменение энтропии хладагента равно нулю. Поэтому приращение энтропии в обратном цикле обусловлено изменением энтропии внешних источников теплоты. Рост энтропии означает рассеяние (диссипацию) энергии. Рассеянную энергию уже не удастся превратить в работу. Когда нужно отвести теплоту от источника низкой температуры T_H и передать ее вместе с эквивалентом затраченной работы источнику высокой температуры T_B , в цикле изменяются температуры обоих источников.

Рассмотрим подробнее процесс охлаждения низкотемпературного источника по линии «а – г», показанной на рис.4.1 [113].

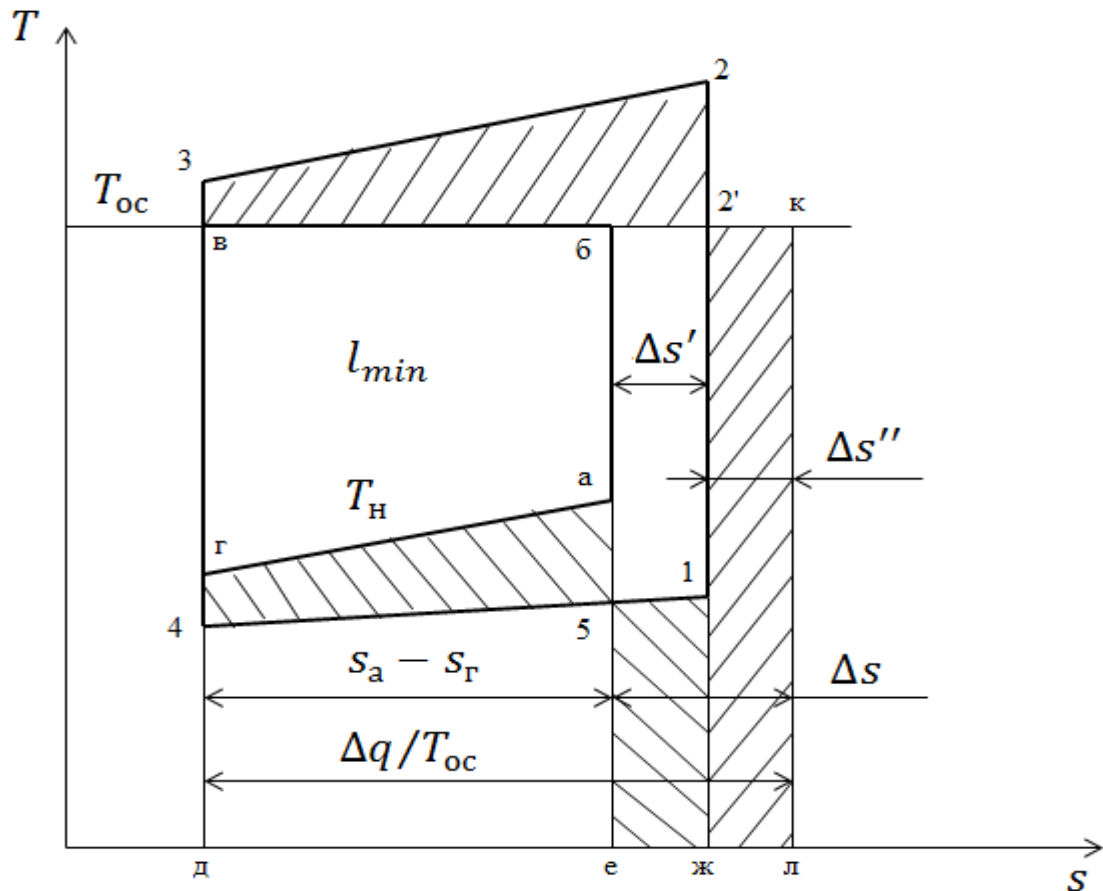


Рисунок 4.1 - Сравнение обратимого и необратимого циклов.

В случае отсутствия разности температур состояние хладагента должно изменяться по этой же линии, но в противоположном направлении. При постоянной температуре окружающей среды $T_{o.c}$ достаточно осуществить обратимый цикл «а-б-в-г». В нем затрачивается минимальная работа l_{min} , которая эквивалентна площади «а-б-в-г» на T-s диаграмме. Если предположить, что процессы сжатия и расширения хладагента в реальном цикле идут изоэнтропно, но учесть наличие разности температур между хладагентом и внешними источниками, то потребуется необратимый цикл «1-2-3-4». Удельные холодопроизводительности обоих циклов должны совпадать, что возможно при равенстве площадей «д-г-а-е» и «д-4-1-ж». Разность площадей «1-2-3-4» и «а-б-в-г» характеризует увеличение работы Δl в необратимом цикле. Ее можно представить в виде суммы:

$$\Delta l = \text{пл. (4-г-а-б-2'-1)} + \text{пл. (в-3-2-2')}. \quad (4.4)$$

Из равенства площадей «д-г-а-е» и «д-4-1-ж» вытекает равенство площадей «4-г-а-5» и «е-5-1-ж» (штриховка сверху вправо).

Количество теплоты, передаваемой от хладагента к окружающей среде, эквивалентно площади «д-3-2-ж». Она должна быть равна площади «д-в-к-л». Отсюда вытекает равенство площадей «в-3-2-2'» и «ж-2'-к-л» (штриховка сверху влево). По размерам площадей «е-б-2'-ж» и «ж-2'-к-л» нетрудно определить приращение энтропии $\Delta \bar{s}'$ низкотемпературного и $\Delta \bar{s}''$ высокотемпературного источников теплоты. Увеличение работы в рассмотренном цикле можно выразить уравнением:

$$\Delta l = T_{o.c}(\Delta \bar{s}' + \Delta \bar{s}''). \quad (4.5)$$

Влияние отдельных потерь на коэффициент обратимости нередко представляют в виде:

$$\eta = 1 - \Sigma \Delta l_i / l_{min} + \Sigma \Delta l_{(i)}. \quad (4.6)$$

Из изложенного очевидно, что для снижения внешних необратимых потерь и повышения коэффициента обратимости η необходимо уменьшать разность между температурами внешних источников и хладагента. Встречается утверждение, что уменьшить эту разность можно за счет увеличения площади теплопередающей поверхности теплообменных аппаратов. Применительно к змеевиковым испарителям оно не подходит, т. к. коэффициент теплоотдачи при кипении хладагента в значительной мере зависит от плотности теплового потока и массовой скорости парожидкостной смеси. Особенность внутритрубного кипения заключается и в том, что при движении двухфазного потока происходит понижение давления и температуры насыщения хладагента. Можно сказать, что практическому определению коэффициента обратимости η препятствует также сложность определения разности между температурами теплообменивающихся сред.

Необратимые потери на стороне хладагента в змеевиковом испарителе пропорциональны разности температур (1.72). Уменьшение ее за счет увеличения площади теплопередающей поверхности проблематично, т. к. одновременно снижаются плотность теплового потока q и зависящий от нее КТО α . Если при неизменном диаметре труб увеличивается длина зоны кипения, то возрастает падение давления, приводящее к снижению производительности компрессора и способствующее увеличению разности $t_T - t_0$. Увеличение диаметра труб при неизменной их длине приводит к уменьшению массовой скорости потока w_p и конвективной (вынужденной) составляющей КТО, что также способствует росту разности температур $t_T - t_0$.

Как отмечалось в Главе 1, по современным представлениям интенсивность теплоотдачи и градиент давления при кипении жидкости в горизонтальных трубах во многом зависит от структуры двухфазного потока, которая изменяется по мере увеличения паросодержания. С учетом трудоемкости расчетов по обобщенным методикам используется программа расчета коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в змеевиках [99]. По составленной программе выполнены многовариантные расчеты, в каждом из которых определяются значения среднего коэффициента теплоотдачи α , полного падения давления в змеевике $\Delta P_{\text{п}}$, понижения температуры насыщения Δt_s , разности температур $t_T - t_{02}$, массовой скорости хладагента w_p и скорости насыщенного пара на выходе из зоны испарения w_n . К исходным данным отнесены вид хладагента, температура кипения t_0 , массовое паросодержание в начале $x_{\text{н}}$ и на выходе $x_{\text{в}}$ из зоны испарения, внутренний диаметр труб d_T , их число в змеевике n_T , длина каждой горизонтальной трубы l_T , радиус осевой линии калачей и угол наклона плоскости змеевика θ . Во всех вариантах принято $R_k = 2 \cdot d_T$ и $x_{\text{в}} = 0,99$.

С позиций оценки необратимости наибольший интерес представляют изменения коэффициента теплоотдачи α и разности температур $t_T - t_{02}$ в зависимости от выбранного сочетания конструктивных и режимных параметров змеевика. Ниже приводятся результаты расчетов, в которых для опорного варианта принят змеевик с параметрами: диаметр труб $d_T = 0,01$ м, число горизонтальных труб $n_T = 10$, относительная длина зоны кипения $\alpha = l_k/d_T = 1500$; угол наклона змеевика $\theta = 0^\circ$, температура кипения $t_0 = -40^\circ\text{C}$, паросодержание $x_{\text{н}} = 0,11$, плотность теплового потока $q = 1990,4$ Вт/м². Попутно определяется длина зоны кипения $l_k = \alpha \cdot d_T = 15$ м и тепловая нагрузка змеевика $Q = q \cdot \pi \cdot d_T \cdot l_k = 937,5$ Вт. Значения искомым переменных при кипении пяти хладагентов в этих условиях представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Результаты расчета для опорного варианта

Искомая величина	R22	R410A	R404A	R290	R717
α , Вт/(м ² ·К)	522,6	596,6	736,9	598,4	1858,7
$\Delta P_{\text{п}}$, Па	12799	7124	11922	7316	3799
Δt_s , °С	2,8	1,0	2,2	1,6	1,2
$t_T - t_{o2}$, °С	5,209	3,836	3,801	4,127	1,671
w_p , кг/(м ² ·с)	58,186	51,623	69,107	32,056	9,773
$w_{\text{п}}$, м/с	11,94	7,387	9,894	12,177	15,181

Характер влияния отдельных параметров на значения α и $t_T - t_{o2}$ показан на рис. 4.2...4.5. На них разность $t_T - t_{o2}$ обозначена как $t_T - t_a$. Относящиеся к разным хладагентам кривые на них обозначены символами и цифрами: \blacklozenge 1- R22; \blacksquare 2 - R410A; \blacktriangle 3 - R404A; \times 4 - R290; * 5 - R717. Расчеты показывают, что все искомые переменные зависят от вида хладагента. Лишь в обратимых циклах свойства рабочих веществ не влияют на показатели энергоэффективности [22].

Влияние плотности теплового потока q отражают рисунки 4.2. а,б. Изменение коэффициента теплоотдачи для четырех хладагентов соответствует классическим представлениям о теплоотдаче при пузырьковом кипении и вынужденном движении парожидкостной смеси в обогреваемых трубах [3]. С учетом приведенных в таблице 4.1 значений массовой скорости w_p аммиака можно предположить, что для него плавное повышение коэффициента теплоотдачи в рассматриваемом диапазоне обусловлено лишь интенсификацией пузырькового кипения, а режим течения парожидкостной смеси остается ламинарным.

Разность температур $t_T - t_{o2}$ с уменьшением q стремится к нулю. Поэтому начальные участки кривых на рис. 4.2.б не представляют практического интереса. Для R22 и R404A разность $t_T - t_{o2}$ достигает минимума при $q \approx 2000$ Вт/м². Она стремится к минимуму для R410 и R290 при $q > 3200$ Вт/м². Перегиб кривой для R717 на рис. 4.2.б не наблюдается, а значения $t_T - t_{o2}$ в рассмотренном диапазоне не превышают 2°С.

Плотность теплового потока q определяется условиями теплоотдачи на наружной поверхности труб. Увеличению ее способствуют оребрение труб и разные способы интенсификации наружной теплоотдачи.

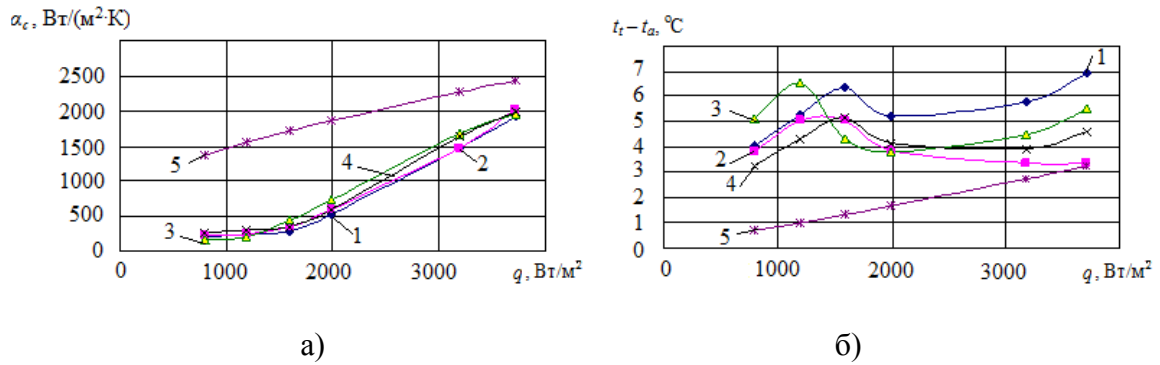


Рисунок 4.2 - Влияние плотности теплового потока

Увеличение относительной длины зоны кипения $a = l_k/d_T$ способствует росту коэффициента теплоотдачи (рис. 4.3.а) и падения давления $\Delta P_{\text{п}}$. Поэтому кривые разности $t_T - t_{o2}$ на рис. 4.3.б имеют плавный перегиб. Для четырех хладагентов наименьшая разность $t_T - t_{o2}$ получается в диапазоне относительных длин $a = 1500 \dots 2000$. Слабо выраженный минимум разности $t_T - t_{o2}$ для R717 проявляется при $a \approx 1000$.

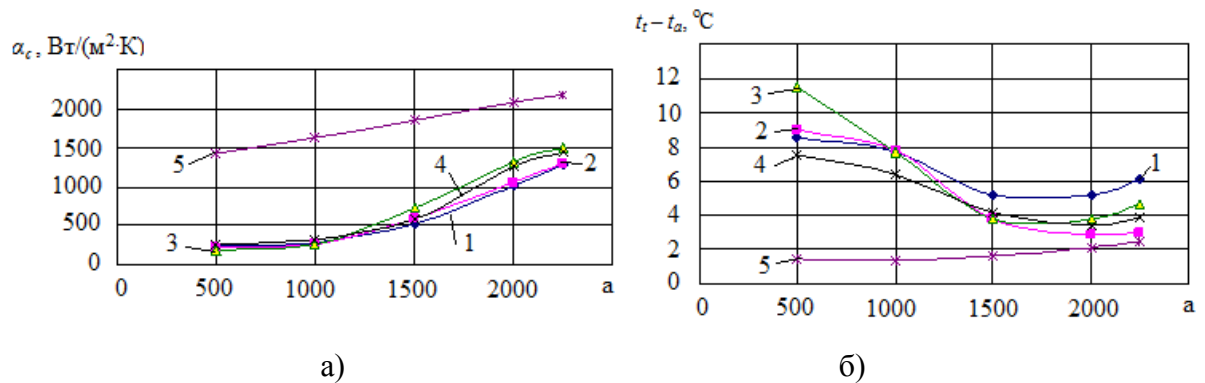


Рисунок 4.3 - Влияние относительной длины труб

Характерно, что в рассмотренных условиях кипения хладагентов при неудачном выборе длины a разность $t_T - t_{o2}$ может превысить минимальное ее значение в 2-3 раза. Лишь для R22 это превышение выражено слабее, но наименьшая разность $t_T - t_{o2} = 5,16 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Средний коэффициент теплоотдачи α_c для четырех хладагентов слабо зависит от диаметра труб d_T , рис. 4.4.а. Лишь для R717 он заметно понижается с увеличением диаметра d_T . Влияние диаметра d_T на разность $t_T - t_{o2}$ оказывается неоднозначным, особенно при $d_T < 0,01 \text{ м}$, рис. 4.4б. Лишь для R717 увеличение диаметра d_T сопровождается ростом необратимых потерь.

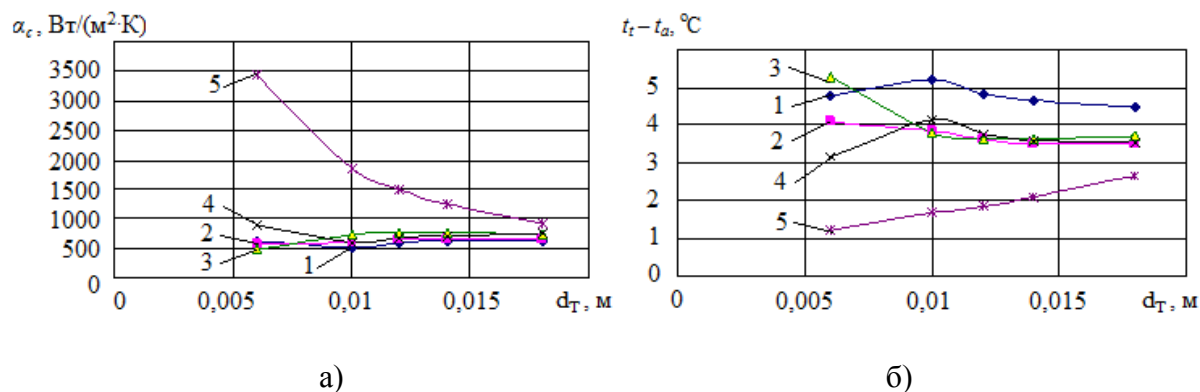


Рисунок 4.4 - Влияние внутреннего диаметра труб

Расчетная температура кипения хладагента t_o определяется требованиями технологического процесса. Она не может изменяться произвольно. Тем не менее полезно проследить ее влияние на расчетные параметры. Из рисунка 4.5. а,б следует, что для четырех хладагентов повышение температуры t_o сопровождается некоторым ростом интенсивности теплоотдачи и понижением разности $t_T - t_{o2}$, что означает уменьшение необратимых потерь. Противоположная тенденция наблюдается для R717.

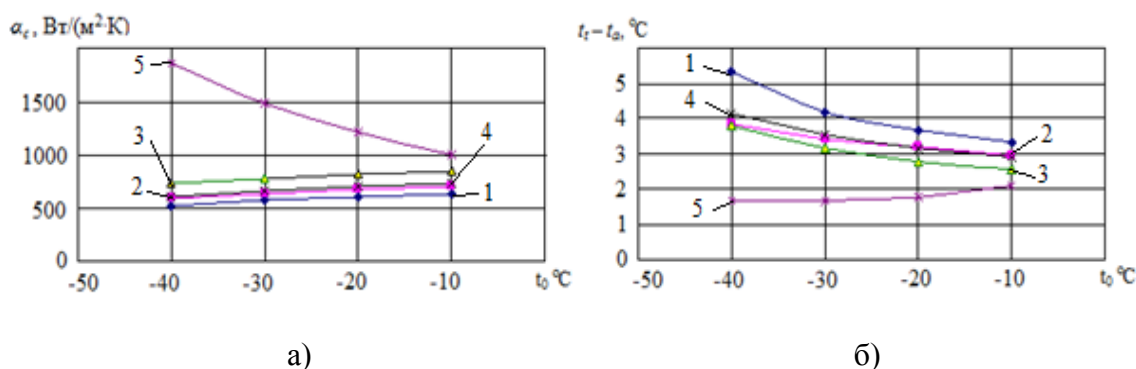
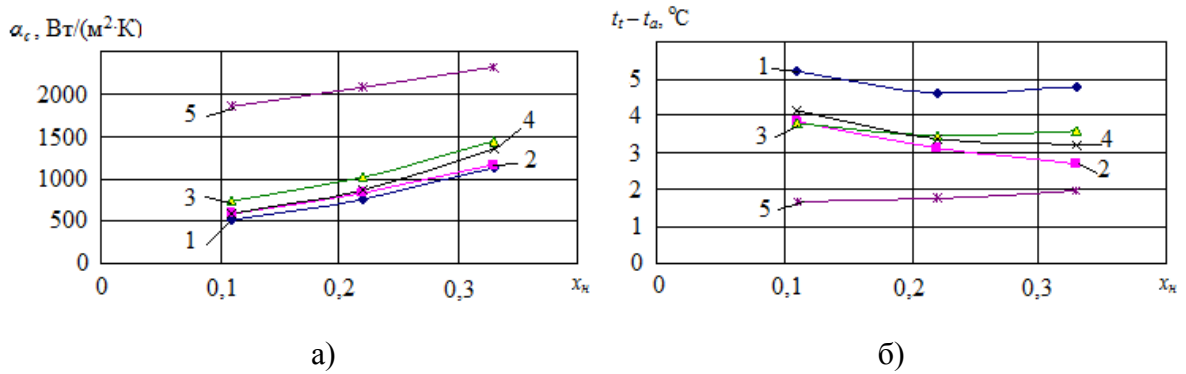


Рисунок 4.5 - Влияние температуры кипения

Увеличение массового паросодержания в начале зоны испарения x_H сопровождается ростом коэффициента теплоотдачи для всех рассмотренных хладагентов, рис. 4.6.а. Разность температур $t_T - t_{o2}$ изменяется по-своему для каждого хладагента, рис. 4.6.б. Если для R22 и R404A она минимальная при $x_H = 0,22$, то для R410A и R290 даже при $x_H = 0,33$ перегиб кривых не проявляется. Для R717, несмотря на рост коэффициента теплоотдачи, с увеличением паросодержания x_H разность $t_T - t_{o2}$ повышается. Это обусловлено более интенсивным понижением давления и температуры насыщения аммиака в испарителе.



Рискнок 4.6 - Влияние начального паросодержания

Сказанное в последнем абзаце не согласуется с распространенным мнением о целесообразности значительного переохлаждения жидкого хладагента перед дросселирующим устройством. Дело в том, что дросселирование влияет на внутреннюю необратимость цикла. За счет переохлаждения жидкости снижается внутренняя необратимость, но из-за уменьшения интенсивности теплоотдачи в трубах повышается внешняя необратимость. Выходит, что степень переохлаждения жидкости надо рассматривать в качестве одной из оптимизируемых величин при термодинамическом анализе циклов холодильных машин с внутритрубным кипением хладагентов.

Как показывают приведенные примеры, на необратимые потери так или иначе влияют все варьируемые переменные, включая вид хладагента. Напомним, что здесь рассматривалось поочередное отклонение одной из варьируемых переменных от их значений в опорном варианте, которые указаны в пояснениях к табл. 4.1. В реальных условиях число сочетаний варьируемых переменных может быть очень большим. На практике существует целый ряд ограничений, например, по виду хладагента, температуре кипения t_o , плотности теплового потока q , а нередко и диаметру труб d_T . Наличие ограничений уменьшает число варьируемых переменных, но задача по поиску такого сочетания остальных переменных, при которых разность $t_T - t_{o2}$ получается наименьшей, сохраняется. Успешному ее решению способствует наличие программы совместного расчета теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в плоских змеевиках.

Известно, что производительность холодильных компрессоров во многом зависит от давления всасывания $P_{вс}$, которое определяет температуру кипения хладагента t_o в испарителях. Часто давления кипения P_o и всасывания $P_{вс}$ считают одинаковыми, а характеристику компрессора представляют как зависимость холодопроизводительности Q_o от температур кипения t_o и конденсации t_k хладагента: $Q_o = f(t_o, t_k)$. Перегрев всасываемого пара $\Delta t_{п}$ и переохлаждение дросселируемой жидкости $\Delta t_{ж}$ указываются не всегда.

В испарителях с внутритрубным кипением хладагента происходит понижение давления по ходу движения двухфазного потока. Существующие рекомендации допускают понижение температуры насыщения Δt_s до $5\text{ }^\circ\text{C}$, [22]. Эти рекомендации не увязаны с видом хладагента и расчетной температурой его кипения t_0 . В отечественной литературе приводятся лишь приближенные методики расчета падения давления в испарителях [1,114]. Они не распространяются на новые хладагенты. Между тем компьютерные программы определения холодопроизводительности современных компрессоров способны учитывать понижение давления или температуры насыщения всасываемого хладагента.

С учетом вышеизложенного, приводятся: характерные результаты гидромеханического расчета змеевиков; оценка влияния падения давления хладагента на производительность некоторых компрессоров с известными характеристиками; анализ влияния вида хладагента и расчетной температуры кипения на производительность компрессора и допустимую величину падения давления.

Массовый расход кипящего в змеевике хладагента G_a обычно регулируется по перегреву пара на выходе из испарителя. Устанавливаемый после терморегулирующего вентиля (ТРВ) гидравлический распределитель обеспечивает равномерную подачу жидкости во все змеевики. При наличии ТРВ стабилизируется длина зоны кипения l_k , а значения G_a , $w\rho$ и q зависят от тепловой нагрузки Q_z на зону испарения каждого змеевика и температуры дросселируемой жидкости.

Для примера в таблице (см. Приложение «И») приводятся результаты гидромеханического расчета змеевиков при следующих исходных данных: число горизонтальных труб $n_T = 8$; внутренний диаметр труб $d_T = 0,006; 0,01; 0,014$ м; радиус калачей $R_k = 2 \cdot d_T$; угол наклона змеевиков $\theta = 90^\circ$; хладагент R404A; температура кипения $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$; паросодержания $x_n = 0,11$ и $x_b = 0,99$. Значения a и q выбирались так, чтобы понижение температуры насыщения Δt_s в основном не превышало $5\text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует $\Delta P_{\Pi} = 27890$ Па. Искомыми переменными при заданных сочетаниях d_T , a и q являются длина зоны кипения l_k , тепловая нагрузка Q_z , массовая скорость хладагента $w\rho$, полное падение давления ΔP_{Π} и понижение температуры Δt_s .

Расчеты показывают, что $\Delta t_s < 1\text{ }^\circ\text{C}$ при $q = 800\text{ Вт/м}^2$ и $a < 2000$, а также при $q = 1600\text{ Вт/м}^2$ и $a = 1000$. На практике увеличение длины a позволяет уменьшить число змеевиков и упростит изготовление испарителя. Увеличение теплового потока q способствует росту интенсивности теплоотдачи на стороне хладагента и уменьшению площади теплопередающей поверхности. Уменьшение внутреннего диаметра труб желательно с точки зрения компактности испарителя и снижения массы хладагента в нем.

Из таблицы Приложения «И» следует, что при каждом сочетании a и q массовая скорость хладагента не зависит от диаметра d_T и длины l_k . На значения Q_3 , ΔP_{II} и Δt_s влияют не только a и q но и d_T . Заметим, что в расчетах понижение температуры Δt_s определялось с точностью до 0.2°C . Поэтому в ряде случаев значения Δt_s оказываются одинаковыми, несмотря на не совсем одинаковое падение давления ΔP_{II} . Данные таблицы (см. Приложение И) позволяют установить, что при постоянной плотности теплового потока q увеличение относительной длины a в 2,5 раза приводит к росту падения давления более чем в 11 раз. С другой стороны, увеличение теплового потока q в 3 раза сопровождается ростом падения давления ΔP_{II} более чем в 7 раз.

Тепловая нагрузка Q_3 представляет практический интерес при компоновке испарителя из ряда параллельно включенных змеевиков. С позиций наглядности оказалось целесообразным изображать данные таблицы Приложения «И» в виде зависимости падения давления ΔP_{II} от нагрузки Q_3 при фиксированных значениях теплового потока q . Один из таких графиков при $q = 1600 \text{ Вт/м}^2$ показан на рис.4.7. По нему можно проследить влияние a и d_T на ΔP_{II} и Q_3 . Он показывает, что с увеличением длины a существенно возрастает падение давления ΔP_{II} , а рост нагрузки Q_3 во многом зависит от диаметра d_T . Очевидно, что для увеличения нагрузки Q_3 при ограниченном падении давления ΔP_{II} надо увеличивать диаметр труб d_T , который при заданной длине a слабо влияет на падение давления ΔP_{II} . Аналогичные закономерности сохраняются и при других плотностях теплового потока.

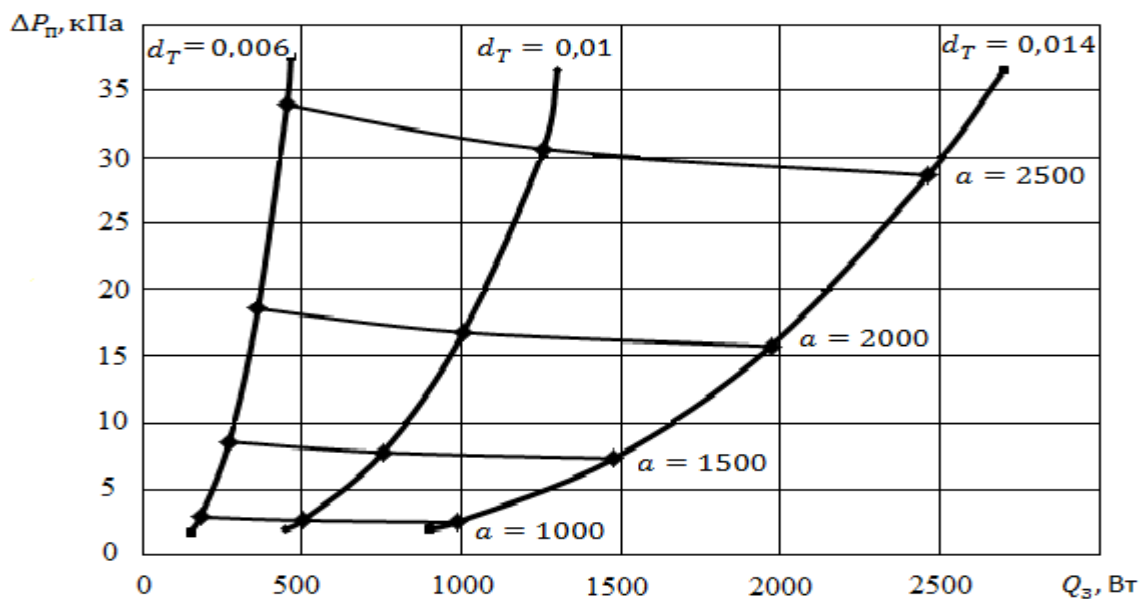


Рисунок 4.7 – Зависимость падения давления ΔP_{II} от тепловой нагрузки змеевика Q_3

Выбранные для предыдущего примера исходные данные использованы также для оценки влияния вида хладагента и температуры его кипения на отдельные составляющие падения давления в змеевике. В табл.4.2 приводятся результаты расчета для случая, когда $d_T = 0,01$ м; $a = 2000$; $q = 1600$ Вт/м². Они показывают, что в рассматриваемом диапазоне температур t_0 массовая скорость $w\rho$ оказывается наибольшей для R404A и наименьшей для R410A, а наибольшее падение давления $\Delta P_{\text{п}}$ происходит при кипении R22.

Таблица 4.2 - Изменение составляющих падения давления

Хладагент	t_0 , °C	ΔP_T , Па	ΔP_y , Па	ΔP_k , Па	ΔP_n , Па	$\Delta P_{\text{п}}$, Па	Δt_s , °C	$w\rho$, кг/(м ² ·с)	$V_{\text{п}}$, м ³ /ч
R404A	-40	29731.8	1666.2	3626.7	219.0	35243.7	6.6	111.1	4.495
R22		31825.1	1706.1	4041.2	223.0	37795.3	9.2	93.54	5.425
R410A		18305.1	931.3	1815.3	232.7	21284.4	3.0	82.99	3.356
R404A	-25	18147.0	1001.8	1769.3	255.3	21173.4	2.4	117.35	2.592
R22		18945.5	1001.6	1915.7	252.3	22115.0	3.0	97.64	3.080
R410A		11193.7	561.8	887.4	273.9	12916.9	1.2	87.73	1.937
R404A	-10	12044.5	655.4	966.1	308.2	13974.2	1.0	125.15	1.615
R22		12241.9	638.5	1014.0	295.4	14189.8	1.2	102.53	1.891
R410A		7432.5	368.1	484.6	332.3	8617.5	0.6	93.66	1.206

Наибольший расход образующегося пара $V_{\text{п}}$ также приходится на R22. Составляющая ΔP_T вносит наибольший вклад в падение давления. С повышением температуры t_0 составляющие ΔP_T , ΔP_y , ΔP_k уменьшаются, а ΔP_n – увеличивается, хотя при горизонтальном расположении змеевика $\Delta P_n = 0$. Понижение падения давления $\Delta P_{\text{п}}$ и трех основных его составляющих при повышенных температурах t_0 обусловлено увеличением плотности парожидкостной смеси и уменьшением истинной ее скорости. Как видно из табл.4.2, при прочих равных условиях наибольшее падение давления $\Delta P_{\text{п}}$ приходится на R22, а наименьшее – на R410A. Чем ниже температура $t_{\text{сн}}$, тем сильнее расходятся значения $\Delta P_{\text{п}}$ при кипении разных хладагентов. Чтобы обеспечить допустимое понижение температуры Δt_s при кипении любого хладагента, приходится подбирать размеры змеевика или тепловую его нагрузку Q_3 .

Для учета характеристик компрессоров интерес представляет понижение температуры Δt_s . Отметим, что в расчетах определяется понижение температуры Δt_s на выходе из испарителя по сравнению с температурой насыщения в начале зоны испарения $t_{\text{сн}}$, которая именуется температурой кипения в змеевике. При переходе к характеристикам ком-

прессора следует использовать температуру $t_0 = t_{сн} - \Delta t_s$. С позиций потребителя холода вполне допустимо принимать $t_0 = t_{сн} - 0.5 \cdot \Delta t_s$.

Количественные данные о производительности некоторых компрессоров получены по компьютерным программам поставщиков. Для сравнения выбрано пять компрессоров, работающих при температуре конденсации $t_k = 40$ °С с перегревом всасываемого пара 10 °С. Данные по винтовому компрессору OSN8591-K Bitzer получены при его работе в цикле с экономайзером (промежуточным подсосом пара) и автоподбором температуры жидкости. Для поршневых компрессоров 6F.2Y Bitzer, 6MUD-40X Copeland, FX18/3235 и HGH4/465-4S Grasso принято переохлаждение жидкости 5 °С. Зависимость холодопроизводительности компрессоров Q_0 от температуры кипения t_0 соответствующего хладагента при указанных условиях приводится в табл.4.3. В ней также для диапазонов температур t_0 , отличающихся на 5 °С, указаны средние значения относительного изменения производительности ΔQ_0 , приходящихся на 1 °С изменения температуры t_0 . Они обозначены как $\Delta Q, \%/K$.

Из табл.4.3 следует, что с повышением температуры t_0 относительное изменение ΔQ_0 плавно уменьшается для всех компрессоров независимо от вида хладагента. В рассматриваемом диапазоне условий оно находится в пределах от 3.07 до 6.1 процента на 1К. Для винтового компрессора OSN8591-K в цикле с автоподбором температуры дросселируемой жидкости изменение ΔQ_0 несколько меньше, чем для поршневых компрессоров. Если в испарителе происходит понижение температуры насыщения Δt_s на 5 °С по сравнению с расчетной температурой t_0 , то снижение относительной производительности компрессора может составить 15...30%.

Таблица 4.3 - Влияние температуры кипения на производительность компрессоров

t_0 , °С	OSN8591-K				6F.2Y		6MUD-40X		FX18/3235		HGH4/465-4S	
	R404A		R22		R404A		R404A		R404A		R410A	
	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$	Q_0 , кВт	$\Delta Q, \%/K$
-45	87,6		91,8	4,14					23,4			
-40	113,3	4,53	115,8	3,92	15,6	6,10	17,6	5,69	33,5	6,03		
-35	142,8	4,12	144,0	3,72	22,4	5,45	24,6	5,14	46,3	5,53		
-30	176,6	3,83	176,9	3,72	30,8	4,99	33,1	4,71	62,2	5,11		
-25	215,5	3,61	214,7	3,53	41,1	4,63	43,3	4,48	81,8	4,79	15,6	4,71
-20	260,1	3,43	258,1	3,36	53,5	4,35	55,8	4,19	106,0	4,57	20,4	4,30
-15	311,4	3,29	307,4	3,21	68,3	4,10	70,6	4,01	135,0	4,30	26,0	3,90
-10			363,3	3,07	85,9		88,3		169,0	4,02	32,3	3,72
-5											39,7	

По данным табл.4.3 можно сделать вывод, что вид хладагента не оказывает существенного влияния на изменение относительной производительности $\Delta Q, \%/K$. Влияние температуры t_0 более ощутимо. С ее понижением это влияние усиливается. Выходит, что

с понижением температуры t_0 надо уменьшать допустимое понижение температуры Δt_s , а следовательно, и падение давления $\Delta P_{\text{п}}$. Чаще всего достигается это уменьшением относительной длины труб a и теплового потока q .

Оценивать влияние вида хладагента на производительность Q_0 компрессора затруднительно. Дело в том, что не все компрессоры с подобными характеристиками могут работать в одинаковом диапазоне температур кипения и конденсации разных хладагентов. В частности, для работы на R410A требуются компрессоры, рассчитанные на высокое давление и большую разность между давлениями нагнетания и всасывания. Производительность Q_0 каждого компрессора зависит преимущественно от его типоразмера и условий работы. Судя по данным табл.4.3, вид хладагента не оказывает существенного влияния на изменение относительной производительности $\Delta Q, \%/K$. Влияние температуры t_0 более ощутимо. С понижением ее это влияние усиливается. Выходит, что с понижением температуры t_0 надо уменьшать допустимое понижение температуры Δt_s , а следовательно, и падение давления $\Delta P_{\text{п}}$. Чаще всего достигается это уменьшением длины труб a и теплового потока q .

Совместное рассмотрение обсуждаемых результатов показывает, что для обеспечения понижения температуры насыщения $\Delta t_s = 2^\circ\text{C}$ в случае перехода от температуры $t_0 = -10^\circ\text{C}$ к $t_0 = -40^\circ\text{C}$ необходимо уменьшить падение давления $\Delta P_{\text{п}}$ в 2.49 раз для R404A, в 2.59 раз для R22 и в 2.52 раз для R410A. Фактически при условиях кипения, принятых в расчетах для заполнения табл.4.1, такой переход сопровождается не уменьшением, а увеличением падения давления примерно во столько же раз. Из-за этого понижение температуры насыщения возрастает в 6.6 раз для R404A, в 7.7 раз для R22 и в 5 раз для R410A. В случае допустимого понижения температуры $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ относительная производительность рассматриваемых компрессоров в диапазоне температур $t_0 = -15^\circ \dots -20^\circ\text{C}$ упадет на 16...21.8%, а в диапазоне $t_0 = -35^\circ \dots -40^\circ\text{C}$ она снизится на 19.6...30.5%.

4.2 Оптимизация конструктивных и режимных параметров змеевиковых испарителей

Плотность теплового потока q преимущественно зависит от условий теплоотдачи на наружной стороне труб (вида и скорости охлаждаемой среды, вида и степени оребрения, температурного напора). При заданном или выбранном значении q увеличение wP сопровождается ростом коэффициента теплоотдачи на стороне хладагента. К сожалению,

одновременно увеличивается падение давления кипящего потока. Из-за этого понижаются температура насыщения и давление всасывания, что снижает эффективность работы компрессора. В каждом конкретном случае можно подобрать оптимальное значение $w\rho$, при котором необратимые потери будут наименьшими.

В Главе 1 изложены существующие методики оптимизации режимных и конструктивных параметров испарителей, а также рассматривался критерий оптимизации по минимуму разности $t_T - t_{02}$. В статье [95] обсуждается, что при постоянных значениях плотности теплового потока q и температуры внутренней стенки трубы t_T изменение температуры насыщения на выходе из зоны кипения t_{02} , а следовательно, и давления всасывания носит экстремальный характер в зависимости от скорости $w\rho$. Падение давления ΔP и соответствующее ему понижение температуры насыщения на выходе из испарителя Δt_{s2} определяется по результатам гидромеханического расчета. Если принять, что температура насыщения t_{s2} изменяется прямолинейно по ходу движения двухфазного потока (при $w\rho = const$), то можно выразить: $t_T - t_{02}$ через формулу (1.76). Последняя разность должна быть минимальной при оптимальном значении массовой скорости $(w\rho)_0$. Характерно, что находить температуру t_T не нужно, так как достаточно знать разность $t_T - t_{02}$. С увеличением скорости $w\rho$ первый член уравнения (1.76) уменьшается, а второй - увеличивается. Если известны уравнения, по которым определяются значения α_c и ΔP в зависимости от q , $w\rho$ и других условий кипения конкретного хладагента, то достаточно подставить их в уравнение (1.76) и продифференцировать его по $w\rho$. В точке перегиба производная равна нулю. Это позволяет получить аналитическое выражение для оптимальной скорости $w\rho$.

В статье [95] использованы формулы:

$$\alpha_c = C_1 \cdot q^p (w\rho)^n \text{ и } \Delta t_s = C_2 (l_k/d_T) \cdot (q \cdot w\rho)^m.$$

Они справедливы для хладонов R22, R12 и R142. Иначе говоря, для этих хладонов получены численные значения констант C_1 , C_2 и показателей степени p, n, m в пределах определенного диапазона условий кипения. Итоговое выражение для определения $(w\rho)_0$ оказалось достаточно громоздким. Его нельзя распространить на другие хладагенты и другие условия их кипения.

Исследования показывают, что локальные КТО изменяются по ходу движения двухфазной смеси. При равномерном обогреве труб их определяют в зависимости от значений массового паросодержания x . Градиенты давления dP/dz также изменяются в зависимости от паросодержания x . При гидромеханическом расчете движения двухфазного потока в трубах наряду с падением давления на трение ΔP_T , необходимо учитывать со-

ставляющие, обусловленные ускорением потока ΔP_y , нивелирным напором ΔP_H (влиянием гидростатического столба жидкости), а также изменением направления движения и перераспределением фаз в калачах (коленах) ΔP_K .

По составленной программе расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в змеевиках [99] были выполнены расчеты искомых переменных при разных сочетаниях исходных данных. Рассматривались значения плотности теплового потока q , температуры кипения t_0 и массового паросодержания хладагента x_H в начале зоны испарения, а также диаметра труб d_T , влияющие на средний коэффициент теплоотдачи a , падение давления ΔP , понижение температуры насыщения Δt_s , скорость насыщенного пара на выходе из зоны испарения w_n и разность температур $t_T - t_{02}$ при кипении хладагентов R22, R410A, R404A, R290, R717. К исходным данным отнесены вид хладагента, температура кипения t_0 , массовое паросодержание в начале x_H и на выходе x_B из зоны испарения, внутренний диаметр труб d_T , плотность теплового потока q , а также массовая скорость $w\rho$.

На конкретных примерах подобраны такие сочетания конструктивных и режимных параметров испарителя, которые при заданных условиях кипения обеспечивают минимум разности $t_T - t_{02}$. На данном этапе особое внимание уделялось подбору оптимальных значений массовой скорости $w\rho$ при которых разность $t_T - t_{02}$ будет минимальна. Подбор осуществлялся в пакете Excel вручную, а также с помощью встроенной функции «Поиск решения». Все пять хладагентов имеют тенденцию к понижению разности $t_T - t_{02}$ с повышением массового паросодержания x_H в начале испарительного участка, это не согласуется с распространенным мнением о целесообразности значительного переохлаждения жидкого хладагента перед дросселирующим устройством.

На основе проведенного анализ можно утверждать, что на уже найденные оптимальные значения массовой скорости $w\rho$ и соответствующей ей разности $t_T - t_0$ влияют все варьируемые переменные, включая вид хладагента. В реальных условиях число сочетаний варьируемых переменных может быть очень большим, в связи с этим каждый случай должен рассматриваться и обрабатываться отдельно, задача немного упрощается если наложены определенные ограничения на некоторые переменные. Успешному ее решению способствует наличие программы совместного расчета теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в трубах. С момента регистрации, программа была доработана, в нее добавлен модуль расчетов, который выводит готовое значение разности $t_T - t_{02}$, пользователю нужно лишь варьировать одним или несколькими исходными параметрами.

Змеевики из горизонтальных труб формируются в кожухотрубных испарителях, воздухоохладителях и охлаждающих батареях. Общим для указанных аппаратов является кипение хладагента внутри труб. Процессы на наружной стороне труб сильно различаются, поэтому оптимизации этих аппаратов с общих позиций проблематична. Сравнить конструктивные и режимные параметры можно лишь для однотипных аппаратов. В результате такого сравнения удастся, в частности, найти оптимальные значения скорости хладоносителя в межтрубном пространстве испарителей, а также массовой скорости воздуха и температурного напора в ребристых ВО [4].

При использовании удельных показателей, диаметр труб d_T в явном виде не влияет на массовую скорость $w\rho$ и плотность теплового потока q . Наличие произведения $r \cdot \Delta x$ в итоговых формулах для $w\rho$ и q указывает на явное влияние условий кипения, т.е. температуры t_0 и паросодержаний x_H и x_B . Пока они не изменяются, относительную длину a можно находить по значениям $w\rho$ и q . Расчеты тем не менее показывают, что как КТО α_c , так и падение давления ΔP_{Π} при одинаковых значениях a , q и $w\rho$ зависят от диаметра d_T . Для примера в табл. 4.4 приводятся результаты расчета при кипении R404A в змеевиках с $d_T=6; 12$ и 18 мм. Принято число труб $n_T = 10$, температура $t_0 = -40^\circ\text{C}$, паросодержания $x_H = 0,11$; $x_B = 0,99$, радиус калачей $R_K = 2d_T$, угол наклона $\theta = 0^\circ$.

Таблица 4.4 - Влияние d_T на α_c и ΔP_{Π} при фиксированных a , q , $w\rho$

d_T , мм	a	l_K , м	q , Вт/м ²	Q_3 , Вт	α_c , Вт/(м ² ·К)	ΔP_{Π} , Па	$w\rho$, кг/(м ² ·с)	$\alpha_c/\Delta P_{\Pi}$, Вт/(м ² ·К·кПа)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	1000	6	1194,3	135	351,9	1750	27,643	201,1
12	“	12	“	540	160,0	1551	“	103,2
18	“	18	“	1215	158,6	1456	“	108,9
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	2000	12	1194,3	270	448,1	11181	55,286	40,08
12	“	24	“	1080	518,5	9776	“	53,04
18	“	36	“	2430	557,9	9092	“	61,36
6	1000	6	2388,6	270	479,7	6201	55,286	76,23
12	“	12	“	1080	546,6	5589	“	97,8
18	“	18	“	2430	589,0	5308	“	111,0

Если значения a и q в расчетах можно задавать произвольно, то массовая скорость $w\rho$ определяется с учетом изменения паросодержания хладагента в пределах от x_n до x_b . Она, как показано в табл. 4.4, действительно, зависит от диаметра d_T . При удвоении значений a или q массовая скорость $w\rho$ также удваивается. Приведенные в первых трех строках данные показывают, что при малых значениях a и q достаточно высокий КТО α_c получается лишь в трубах малого диаметра.

Разработанные программы [99,111] позволяют определить падение давления ΔP_{II} и понижение температуры насыщения Δt_s в змеевиковых испарителях с разным числом горизонтальных труб при разных условиях кипения ряда хладагентов.

По мере интенсификации процесса кипения, которая сопровождается обычно ростом q , $w\rho$ и a , более высокие КТО получаются в трубах большего диаметра. Падение давления ΔP_{II} понижается с увеличением диаметра d_T при всех сочетаниях a , q и $w\rho$. Характерно, что при одинаковых диаметрах d_T удвоение теплового потока q меньше влияет на падение давления, чем удвоение длины труб a . Отношения $\alpha_c/\Delta P_{II}$ повышаются с увеличением d_T лишь при интенсивном кипении хладагента, о чем свидетельствуют данные табл. 4.4. при $q = 2000 \text{ Вт/м}^2$.

При переходе на другую температуру t_0 нельзя сохранить прежние значения a , q и $w\rho$ без изменения паросодержаний x_n и x_b . Например, для принятого в табл. 4.4. сочетания $a = 2000$, $q = 1194,3 \text{ Вт/м}^2$, $w\rho = 55,2856 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ и $d_T=12 \text{ мм}$ получено $\alpha_c = 518,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ и $\Delta P_{II} = 9776 \text{ Па}$. Если принять температуру $t_0 = -20^\circ\text{C}$, то при сохранении прежних значений a , q , d_T, x_n и x_b за счет изменения энтальпий i' и i'' получим $w\rho = 59,592 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$, $\alpha_c = 572 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\Delta P_{II} = 5025 \text{ Па}$. С повышением температуры t_0 средний КТО слегка увеличивается, а падение давления значительно уменьшается. Отношение $\alpha_c/\Delta P_{II}$ за счет повышения температуры t_0 на 20°C в рассматриваемом примере увеличилось в 2.15 раза.

Приведенные выше данные показывают, что методики оптимизации массовой скорости хладагента $w\rho$ в трубах испарителей с использованием приближенных зависимостей для определения КТО и падения давления при кипении R12 и R22 не могут дать достоверных результатов. Они к тому же являются весьма трудоемкими и не обладают должной «чувствительностью». Важным недостатком упомянутых методик является отсутствие учета режима течения двухфазных потоков. Известно, что при определенных условиях происходит расслоение потока кипящей жидкости. Локальные КТО и градиенты давления зависят от текущего паросодержания x . Формулы для определения как конвективной составляющей КТО, так и коэффициентов сопротивления трению должны выби-

раться в зависимости от диапазона чисел Рейнольдса. Тем самым обуславливается нелинейный характер расчетных зависимостей, который не учитывается в приближенных методиках оптимизации.

Статья Granryd [97] направлена на определение оптимальной длины змеевика, исходя из условия получения наиболее высокого давления хладагента на выходе из испарителя при заданных значениях температуры хладоносителя $t_{\text{хн}}$, плотности теплового потока q и диаметра труб $d_{\text{т}}$. Определяется также оптимальная скорость пара на выходе из змеевика в предположении, что паросодержание $x_{\text{в}} = 1,0$, а $x_{\text{н}}$ составляет от 0 до 0,4. Можно сказать, что критерием оптимальности является наибольшая длина змеевика при минимальном понижении температуры насыщения $t_{\text{с}}$ хладагента по ходу движения. В качестве расчетной принимается температура насыщения на выходе $t_{\text{с}2}$, а понижение ее определяется как разность $\Delta t_{\text{с}} = t_{\text{с}1} - t_{\text{с}2}$. Такой подход позволяет не учитывать характеристики компрессора. С позиций термодинамики он предполагает минимум приращения энтропии в испарителе.

КТО на стороне хладагента $\alpha_{\text{с}}$ в статье [97] определяется по методике Бо-Пьерре [115] с использованием коэффициента теплопроводности λ' и динамической вязкости μ' насыщенной жидкости. Падение давления $\Delta P_{\text{п}}$ определяется в зависимости от массовой скорости хладагента $w\rho$ и среднего значения удельного объема насыщенного пара $v_{\text{м}}$. Указано, что общий коэффициент трения должен учитывать влияние трения в трубах и калачах, а также ускорение потока, но конкретные зависимости не приводятся. Получено простое выражение для оптимального понижения температуры насыщения хладагента в гладких трубах $\Delta t_{\text{с}} = 0,27 \cdot q/\alpha_{\text{с}}$. На его основе рекомендуется принимать понижение температуры насыщения примерно равным 1/4 от разности между температурой внутренней стенки трубы $t_{\text{т}}$ и температурой кипения $t_0 = t_{\text{с}2}$. Формулы для определения оптимальных значений длины труб L и скорости пара на выходе из зоны испарения w содержат множители C_L и C_w , значения которых можно находить по приведенным в статьях [97] графикам в зависимости от температуры t_0 . Методика [97] распространяется на традиционные хладагенты R12, R22, R152a, R134a, R502 и R717. Она также является приближенной, т.к. режим течения двухфазного потока в ней практически не учитывается. Неудобство создает и необходимость последовательных приближений при определении среднего КТО по методике [115]. Дело в том, что искомая длина L входит в так называемое число кипения $K_f = r \cdot \Delta x / (q \cdot L)$.

Параметрическая оптимизация испарителей с кипением хладагента в трубах на основе второго закона термодинамики обсуждается в статье [113]. Основное внимание уде-

ляется изменению степени общей необратимости по ходу движения хладагента. Учитываются три вида необратимости, обусловленные конечной разностью температур, падением давления насыщенного хладагента и понижением температуры его насыщения. Степень необратимости вычисляется в зависимости от приращения энтропии. Обе величины изменяются по мере увеличения массового паросодержания потока x . Приводятся некоторые результаты расчета, но порядок их получения не раскрывается. Отмечено лишь, что локальные КТО определялись по методике Gungor, Winterton [25], а градиенты давления – по методике Muller [34]. Из приведенных примеров следует, что локальные значения общей степени необратимости понижаются по ходу движения хладагента, достигают критического (минимального) значения, а затем начинают повышаться.

Выполненный анализ показывает, что для любой оптимизации параметров на стороне кипящего в трубах хладагента требуются данные о плотности теплового потока q_a . Напомним, что при проектировании испарителей плотность теплового потока находят методом последовательных приближений из-за ее влияния на средний КТО α_c . Чтобы исключить недостатки приближенных методик оптимизации, рекомендуется значения КТО и падения давления находить по описанной в Главе 2 программе, которая была дополнена модулем поиска $t_T - t_{02}$ в ячейке D18 (Рисунок 4.8 а). Этот вариант программы, как и раньше, называется « $q, w\rho$ ».

	A	C	D	E	F	G	I	J	K	L
1	R410A	выберите XA		Исходные данные			2,930149679			
2	$t_0, ^\circ\text{C}$	X_n	X_b	$d_{T, \text{м}}$	n_T	$w\rho, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	R_k	Θ	$q, \text{Вт}/\text{м}^2$	z
3	-40,00	0,2	0,99	0,012	20	76,63324	0,024	0	2000,0	2,0
4	ИСТИНА	ИСТИНА	ИСТИНА	76,6	23,9	1351,2	2,90	11,0		
5	Результаты расчёта									
6										
7	Средние КТО, Вт/(м ² ·К)					Падения давления, Па				
8	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu-W	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller	
9	1600,62	1294,26	1100,92	1431,17	1329,10	12810,0	13174,3	17489,2	16323,6	
10										
11	l_k	$\alpha_{ср}$	ΔP_n	$\Delta P_{пс}$	FI	Q	l_t	$\alpha_{ср}/\Delta P_n$	Ga	
12	23,87	1351,21	21665,0	20290,7	1,72	1799,1	1,194	62,368	31,185	
13	Градиенты давления (средние)									
14	V	Δt	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller		l_t	w_v	
15	4,462	2,90	535,76	550,38	731,65	682,66	1,4801	1,194	10,966	
16										
17	Вспомогательные расчёты									
18	$T_t - T_{02}$	2,93015								
19	$T_t - y \cdot dT$	3,245714		0,608815						
20										

а)

	A	C	D	E	F	G	I	J	K	L	M
1	R410A	выберите ХА		Исходные данные			2,55724292				
2	$t_{0,с}$	X_H	X_B	$d_{т,м}$	n_T	$l_{т,м}$	R_k	Θ	$Q, Вт$	z	
3	35	0,1	0,98	0,0066	8	0,855	0,0132	0	1500,0	2,0	
4	ИСТИНА	ИСТИНА	ИСТИНА	0,9	6,8	4306,4	0,20	3,3			
5	Результаты расчёта										
6											
7	Средние КТО, Вт/(м ² ·К)					Падения давления, Па					
8	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu-W	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller		
9	3313,62	5403,75	3774,47	4210,41	4829,71	5984,2	13715,3	9991,1	8194,4		
10											
11	l_k	$\alpha_{ср}$	ΔP_n	$\Delta P_{пс}$	Fl	q	w_p	$\alpha_{ср}/\Delta P_n$	G_a		
12	6,840	4306,39	9796,3	11073,2	1,72	10581,85	295,293	439,59	36,351		
13	Градиенты давления (средние)										
14	V	Δt	Homohen	Gronnerud	Friedel	Muller		l_t	w_v		
15	0,409	0,200	873,94	1996,09	1458,76	1196,67	0,3483	0,855	3,323		
16											
17	Вспомогательные расчёты										
18	T_t-t_{02}	2,55724					l_t	L			
19	T_t-y*dT	0,47451		0,63095			0,855	6,84			
20											
21											
22											

б)

Рисунок 4.8 – Окно пользователя программы с модулем поиска разности $t_T - t_{02}$

Чтобы подбирать оптимальную скорость $(w_p)_0$ при заданных условиях кипения хладагента, в окно пользователя программы выведены два значения разности $t_T - t_{02}$. Одно из них получается по формуле (1.76) при $y = 0,5$, а другое - с вычислением «у» по формуле (1.77). Программа [99] определяет полное падение давления ΔP_n как сумму отдельных составляющих на коротких участках труб змеевика. Тем самым учитывается слабо выраженная криволинейность понижения давления P_0 и температуры t_0 кипения. Ввиду ограничений на понижение температуры Δt_s представляется приемлемым множитель $y = 0,5$. При известных условиях кипения хладагента, используя выбранный критерий оптимальности, можно по заданной плотности теплового потока q подбирать скорость $(w_p)_0$ и находить соответствующие ей значения l_k , Q_3 , а также массового расхода хладагента G_a , объемного расхода образующегося пара V_n и скорости пара на выходе из зоны кипения w_n . Если задана тепловая нагрузка змеевика Q_3 , то можно подбирать оптимальную длину l_{k0} и находить соответствующие ей значения q, w_p, G_a, V_n, w_n и других переменных.

Для определения длины l_k по заданной нагрузке Q_3 составлена модификация программы [99]. К исходным данным в ней вместо q и w_p отнесены Q_3 и длина горизонтальных труб змеевика l_T . Искомыми переменными наряду с прежними величинами становятся q и w_p , а длина зоны кипения определяется как $l_k = l_T \cdot n_T$. Эту модификацию для краткости обозначим как « Q, l_T » (Рисунок 4.8.б). По обеим разновидностям программы

необходимо последовательно изменять варьируемую величину, т.е. $w\rho$ при заданной q или l_T при заданной Q_3 , до достижения минимальной разности $t_T - t_{02}$. Пока что этот процесс не автоматизирован. Ввиду плавного приближения к минимуму он оказывается трудоемким, несмотря на почти мгновенное получение результата после ввода очередной переменной. Для ускорения процесса использована программа «Поиск решения». Применяя разработанный подход к определению оптимальных параметров работы испарителя, был проведен расчет холодопроизводительности Q_0 мясной холодильной камеры УПС «Крузенштерн» с использованием подобранных оптимальных параметров кипения хладагента. В качестве исходных данных принимались: хладагент R22; температура кипения $t_0 = -20^\circ\text{C}$; температура конденсации $t_k = 37^\circ\text{C}$; внутренний диаметр труб $d_T = 10$ мм; количество змеевиков $n_3 = 5$; количество труб в змеевике $n_T = 8$; длина одной трубы $l_T = 1500$. Расчет показал повышение Q_0 на 10% по сравнению с проектной $Q_{0п} = 6637$ Вт. При минимальной разности $t_T - t_{02}$ подобранная Q_0 составила 7307 Вт.

4.3 Подбор оптимальных параметров при кипении

Обычно при проектировании испарителя известны тепловая его нагрузка Q_H , средняя (расчетная) температура кипения t_{0m} , паросодержания x_H и x_B , определяющие разность $\Delta x = x_B - x_H$. При выборе диаметра труб d_T надо учитывать имеющуюся их номенклатуру и влияние диаметра на тепловую нагрузку змеевика Q_3 . Последняя находится по числу змеевиков n_3 в испарителе: $Q_3 = Q_H/n_3$. Массовый расход хладагента в параллельных змеевиках: $G_3 = Q_3/(r \cdot \Delta x)$. Отсюда массовая скорость $w\rho = G_3/(0,785 \cdot d_T^2)$. Она должна находиться в пределах, характерных для аппаратов проектируемого типа. В противном случае следует изменить число змеевиков n_3 или диаметр труб d_T . Задаваясь длиной зоны кипения l_k , нетрудно найти плотность теплового потока $q_a = Q_3/(\pi d_T l_k)$. До поиска оптимальной длины $l_{k.0}$ следует сначала войти в рекомендуемый диапазон $w\rho$ и q путем подбора n_3 , d_T , l_k .

Программа [99] позволяет проследить по очереди влияние всех исходных данных на оптимальную скорость $(w\rho)_o$. После задания значений независимых переменных на листе «ввод данных» варьируемой величиной становится массовая скорость $w\rho$. Её следует изменять по шагам до тех пор, пока разность температур $t_T - t_{02}$ не достигнет минимума. Наряду с $(w\rho)_o$ рекомендуется записать значения всех искомым переменных. Они могут пригодиться при определении оптимального сочетания конструктивных и режимных параметров с учетом условий работы ХМ и ограничений, связанных с выбором диаметра

труб d_T , размеров и ориентации змеевика. Для подбора оптимальной длины $l_{к.о}$ приходится задаваться рядом значений l_k . Программа выдает соответствующие им значения q , α_c , ΔP_n , Δt_s и других величин. Значение l_k , при котором разность $t_T - t_{02}$ оказывается минимальной, принимается в качестве оптимальной длины $l_{к.о}$.

С использованием программы [99] выполнен подбор оптимальной скорости $(w\rho)_0$ и длины зоны кипения $l_{к.о}$ для хладагентов R404A, R410A, R290, R507, R22, R134a и R407C при разных сочетаниях исходных данных: d_T , t_0 , x_H , q или Q_3 . Число неповторяющихся сочетаний исходных данных для каждого хладагента достигало: 470 для $(w\rho)_0$ и 450 для $l_{к.о}$. Во всех вариантах принято $x_B = 0,99$, $n_T = 10$, радиус калачей задавался как $R_k = 2d_T$, рассматривалось расположение змеевика в горизонтальной плоскости. Расчёты показали, что число труб n_T и ориентация змеевика слабо влияют на искомую длину $l_{к.о}$. Обобщение многочисленных результатов подбора проводилось с использованием подпрограммы классической линейной модели множественной регрессии. Наиболее подходящие для аппроксимации оказались степенные зависимости вида:

$$(w\rho)_0 = 10^{a_0} \cdot q^{a_1} \cdot d_T^{a_2} \cdot (t_0 + 90)^{a_3} \cdot x_H^{a_4}. \quad (4.9)$$

$$l_{к.о} = 10^{b_0} \cdot Q_3^{b_1} \cdot d_T^{b_2} \cdot x_H^{b_3} (t_0 + 90)^{b_4}. \quad (4.10)$$

Путем логарифмирования и замены переменных они приводятся к линейным уравнениям регрессии. Встроенная в пакет Excel функция ЛИНЕЙН после ввода массива исходных данных выдает статистические оценки коэффициентов a_i и некоторые показатели точности аппроксимации. Среди них выделим коэффициент детерминированности r^2 , который должен стремиться к единице, и стандартную ошибку для оценки искомой величины se_y , которая должна стремиться к нулю. Степенная зависимость (4.9) подходит и для аппроксимации других переменных, соответствующих оптимальной скорости $(w\rho)_0$, но с другими значениями коэффициентов a_i .

Для зависимостей (4.9), (4.10) найдены коэффициенты $a_0 \dots a_4$, $b_0 \dots b_4$ и показатели точности r^2 и se_y для семи хладагентов (Таблица 4.5). Эти уравнения в инженерной практике позволяют находить оптимальные значения $(w\rho)_0$ и $l_{к.о}$ без использования программы по конкретным исходным данным. Аналогичные зависимости, но с другими коэффициентами получены для расчета $\alpha_{ср}$ и ΔP при условиях, для которых найдены $(w\rho)_0$ или $l_{к.о}$.

Анализ указывает на сложную взаимосвязь между конструктивными и режимными параметрами змеевиковых испарителей [116]. Выборочные сочетания исходных данных и основных искомым переменных приводятся в табл.4.6. Она позволяет оценить влияние значений t_0 , x_H , d_T , q и n_T на $(w\rho)_0$ и другие искомые переменные.

Таблица 4.5 - Коэффициенты для подбора оптимальной скорости $(w\rho)_o$ и длины l_{ko}

Хладагент	Переменные	Уравнение (4.9)					Точность	
		a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	r^2	se_y
R404	$w\rho$	-0,56155	0,331340	0,107856	0,927805	0,026957	0,929181	0,042376
R410		-0,93179	0,357174	0,044701	1,006704	0,021959	0,965928	0,030247
R290		-1,18100	0,384746	0,166022	1,039929	-0,02339	0,9143121	0,055334
R507		-1,03941	0,358093	0,050608	1,095507	0,007369	0,9743349	0,028258
R22		-1,21615	0,377104	0,105878	1,155761	0,013268	0,9279647	0,051315
R134a		-2,07476	0,386910	0,16491	1,612234	0,001946	0,9651882	0,044369
R407C		1,127279	0,103017	0,441154	-1,38394	-0,00032	0,950176	0,044813
			Уравнение (4.10)					
		b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	r^2	se_y
R404	l_k	7,739485	-1,17562	3,452007	-0,34029	2,184998	0,9592148	0,062498
R410		7,942196	-1,16517	3,453571	-0,34464	2,161622	0,9667070	0,056904
R290		8,003369	-1,203537	3,516382	-0,34257	2,196835	0,9548798	0,067829
R507		7,700551	-1,13681	3,381965	-0,36417	2,05781	0,9529347	0,065896
R22		7,841163	-1,23134	3,566147	-0,35578	2,32884	0,9594016	0,064610
R134a		7,618369	-1,37611	3,801679	-0,36652	2,820096	0,887942	0,121716
R407C		6,659805	-1,10391	3,050404	-0,19681	2,26687	0,791869	0,116265

Таблица 4.6 - Некоторые результаты поиска оптимальной скорости хладагента R404A

№	Исходные данные					Искомые переменные							
	$t_0, \text{°C}$	x_H	$d_T, \text{м}$	n_T	$q, \text{Вт/м}^2$	$(w\rho)_o, \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$	$l_k, \text{м}$	$\alpha_c, \text{Вт/м}^2$	$\Delta P_n, \text{Па}$	$\Delta t_s, \text{°C}$	$t_T - t_{02}, \text{°C}$	$Q_3, \text{Вт}$	$w_n, \text{м/с}$
1	-40	0,2	0,012	10	2000	78,13	18,18	991,86	15690	2,7	3,3664	1370,13	11,19
2	-30	0,2	0,012	10	2000	97,01	21,78	1392,25	17660	2,15	2,5115	1641,67	9,20
3	-25	0,2	0,012	10	2000	101,20	22,30	1398,82	15950	1,65	2,2548	1680,22	7,91
4	-20	0,2	0,012	10	2000	99,59	21,50	1334,47	12420	1,1	2,0487	1620,27	6,46
5	-10	0,2	0,012	10	2000	111,08	22,95	1375,49	11180	0,75	1,8290	1729,40	5,07
6	-40	0,05	0,012	10	2000	78,58	21,76	923,86	16240	2,8	3,5648	1639,76	11,25
7	-40	0,1	0,012	10	2000	78,64	20,62	953,02	16240	2,8	3,4986	1553,60	11,26
8	-40	0,3	0,012	10	2000	78,68	15,99	1048,67	15410	2,65	3,2322	1205,19	11,27
9	-40	0,4	0,012	10	2000	79,33	13,79	1103,47	14850	2,55	3,0875	1038,99	11,36
10	-40	0,2	0,006	10	2000	83,20	9,68	879,67	20850	3,65	4,0986	364,75	11,91
11	-40	0,2	0,008	10	2000	80,96	12,56	1067,52	18430	3,2	3,4735	631,03	11,59
12	-40	0,2	0,018	10	2000	78,28	27,32	935,33	14850	2,55	3,4133	3088,69	11,21
13	-40	0,2	0,02	10	2000	77,00	29,87	889,69	14020	2,4	3,4480	3751,12	11,02
14	-40	0,2	0,012	2	2000	80,69	18,78	1051,60	14850	2,55	3,1769	1415,07	11,55
15	-40	0,2	0,012	5	2000	80,12	18,64	1038,21	15410	2,65	3,2514	1405,08	11,47
16	-40	0,2	0,012	15	2000	78,99	18,38	1005,50	16509	2,85	3,4141	1385,28	11,31
17	-40	0,2	0,012	20	2000	76,63	17,83	957,58	17340	3	3,5886	1343,92	10,97
18	-40	0,2	0,012	10	1000	61,10	28,44	607,98	14580	2,5	2,8948	1071,45	8,75
19	-40	0,2	0,012	10	3000	88,56	13,74	1261,35	15960	2,75	3,7534	1553,06	12,68
20	-40	0,2	0,012	10	5000	100,18	9,33	1671,59	15410	2,65	4,3162	1756,91	14,34
21	-40	0,2	0,012	10	10000	120,51	5,61	2162,08	16510	2,85	6,0502	2113,46	17,25

Нетрудно заметить, что оптимальная скорость $(w\rho)_o$ больше всего зависит от температуры кипения t_0 и плотности теплового потока q . Число труб в змеевике n_T слабо влияет на скорость $(w\rho)_o$.

Влияние неоптимальной скорости на показатель необратимости $t_T - t_{02}$ и основные искомые переменные можно оценить по данным табл.4.7. [117]. За основу при ее заполнении принято сочетание параметров, соответствующее первой строке табл.4.6. Для него получено $(w\rho)_o = 78,128 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. В программу [99] поочередно вводились значения массовой скорости $w\rho$, отличающиеся на 10, 20, 30 и 40% от оптимальной. Для удобства восприятия в табл. 4.7 дополнительно указаны относительные величины $w\rho/(w\rho)_o$, $y_1 = (t_T - t_{02})/(t_T - t_{02})_o$ и $y_2 = \Delta t_s/(\Delta t_s)_o$.

Таблица 4.7 - Оценка влияния неоптимальной скорости

$w\rho$, кг/(м ² ·с)	$w\rho/(w\rho)_o$ кг/(м ² ·с)	$t_T - t_{02}$, °С	Δt_s , °С	l_K , м	α_c , Вт/м ²	$\Delta P_{п.}$, Па	Q_3 , Вт	y_1	y_2
46,877	0,6	5,9591	0,70	10,909	356,56	4096	822,1	1,770176	0,259259
54,690	0,7	4,5247	1,05	12,727	500,04	5167	959,1	1,34408	0,388889
62,502	0,8	3,8111	1,50	14,545	653,37	8711	1096,1	1,132091	0,555556
70,315	0,9	3,4725	2,05	16,363	817,16	11880	1233,1	1,03152	0,759259
78,128	1,0	3,3664	2,70	18,181	991,86	15690	1370,1	1	1
85,941	1,1	3,4731	3,55	19,999	1177,82	20188	1507,1	1,031681	1,314815
93,753	1,2	3,7584	4,55	21,817	1348,25	25422	1644,2	1,116448	1,685185
101,566	1,3	4,1487	5,75	23,635	1570,21	31436	1781,2	1,232391	2,12963
109,379	1,4	4,7568	7,15	25,454	1692,41	38276	1918,2	1,413008	2,648148

Как и следовало ожидать, при отклонениях скорости $w\rho$ в обе стороны разность температур $t_T - t_{02}$ повышается, хотя понижение температуры насыщения Δt_s растет по мере увеличения $w\rho$. Указанную взаимосвязь отражает рисунок 4.9, построенный в относительных координатах.

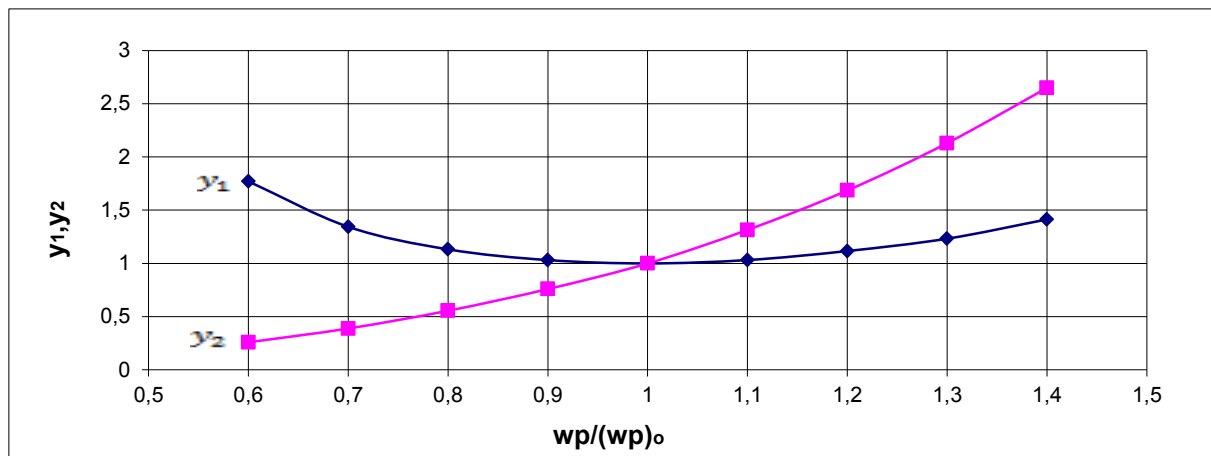


Рисунок 4.9 - Влияние неоптимальной скорости на относительные величины y_1 и y_2

Если скорость $w\rho$ отклоняется на 10% от оптимального значения в обе стороны, то разность температур $t_T - t_{02}$ повышается примерно на 3%. При более высоких отклонениях проявляется неодинаковое влияние, причем уменьшение $w\rho$ сильнее влияет на необратимость процесса. В рассматриваемом примере увеличение скорости $w\rho$ на 40% приводит к повышению разности $t_T - t_{02}$ на 41%. Если скорость $w\rho$ уменьшается на такую же величину, то разность $t_T - t_{02}$ повышается на 77%. Повышение этой разности увеличивает дополнительную работу Δl , затраченную на компенсацию необратимых потерь в цикле ХМ [22]. По результатам проведенного анализа, можно судить, что значения массовой скорости $w\rho$, отклоняющиеся от оптимальных на $\pm 30\%$ можно считать рациональными.

После определения статистических оценок коэффициентов $w_0 \dots w_4$, подходящих для приближенного расчета искомых переменных, проводилось сопоставление расчетных их значений, которым присвоен дополнительный индекс «st», со значениями, полученными в процессе подбора l_{ko} с использованием программы [99]. Для примера на рис. 4.10 показано сопоставление значений l_{ko} и l_{kost} при кипении R410A. В случае полного совпадения все точки должны находиться на прямой линии, приведённой под углом 45° . Как видим, полного совпадения нет. Об этом свидетельствует и коэффициент детерминированности $r^2 = 0,9667$, значения которого приведены в отдельном столбце таблицы 4.5.

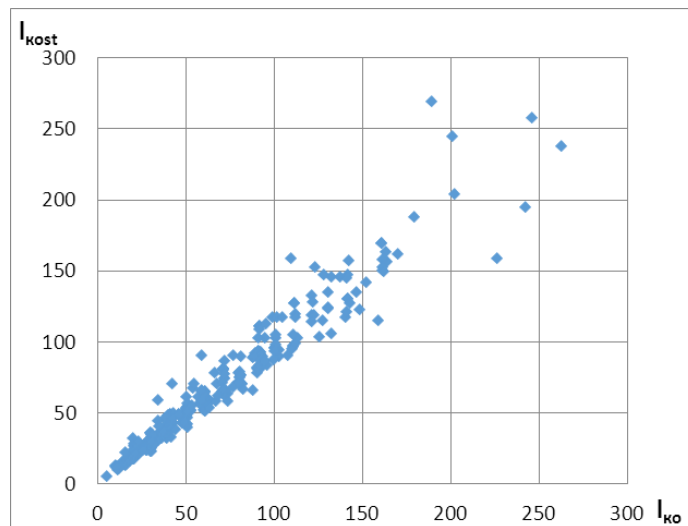


Рисунок 4.10 - Сопоставление расчетных l_{kost} и подобранных l_{ko} длин зоны кипения R410A.

В процессе подбора длины l_{ko} прослеживалось влияние варьируемых переменных и вида хладагента на основные искомые переменные [118]. С этой целью после определения l_{ko} при некотором сочетании исходных данных поочередно задавали несколько значений одной из величин Q_3 , d_T , x_H или t_0 . По новым значениям изменяемой величины находили длину l_{ko} и соответствующие ей параметры. Результаты такого поиска вошли в число 350

сочетаний исходных данных по каждому хладагенту. Обнаружилось, что вид хладагента оказывает заметное влияние на изменение не всех параметров. Поэтому на рис. 4.11-4.14 показаны лишь графики, на которых проявляется влияние вида хладагента. На всех рисунках линии со своими символами относятся к хладагентам: 1-R404A, 2-R410A, 3-R507, 4-R22. Зачастую характер влияния варьируемой величины примерно одинаков для всех четырех хладагентов.

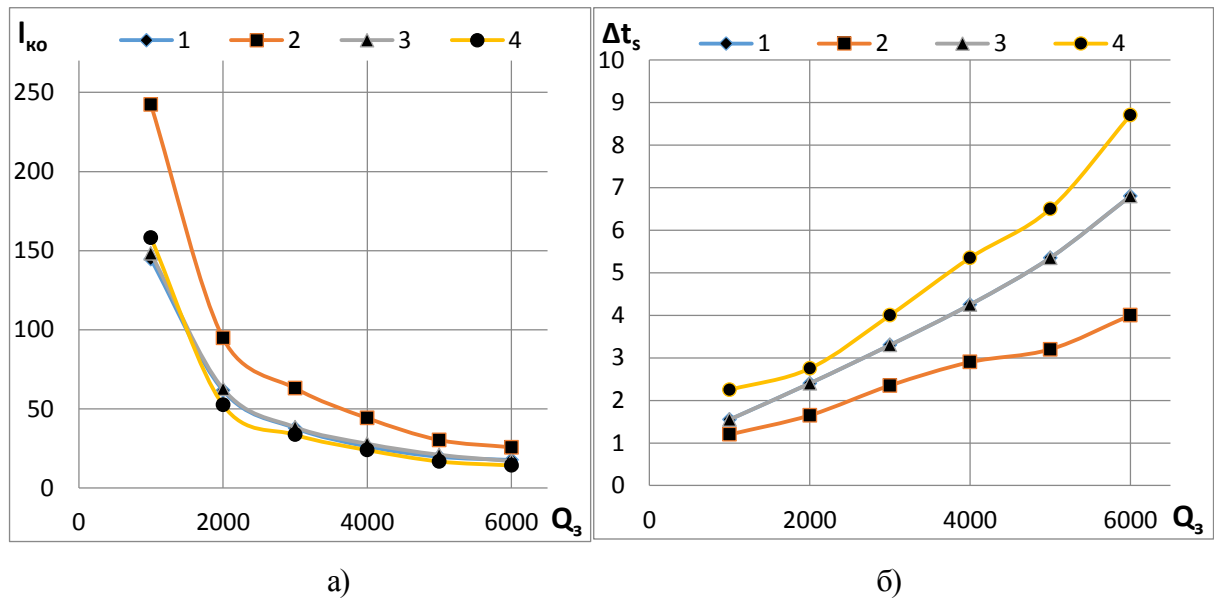
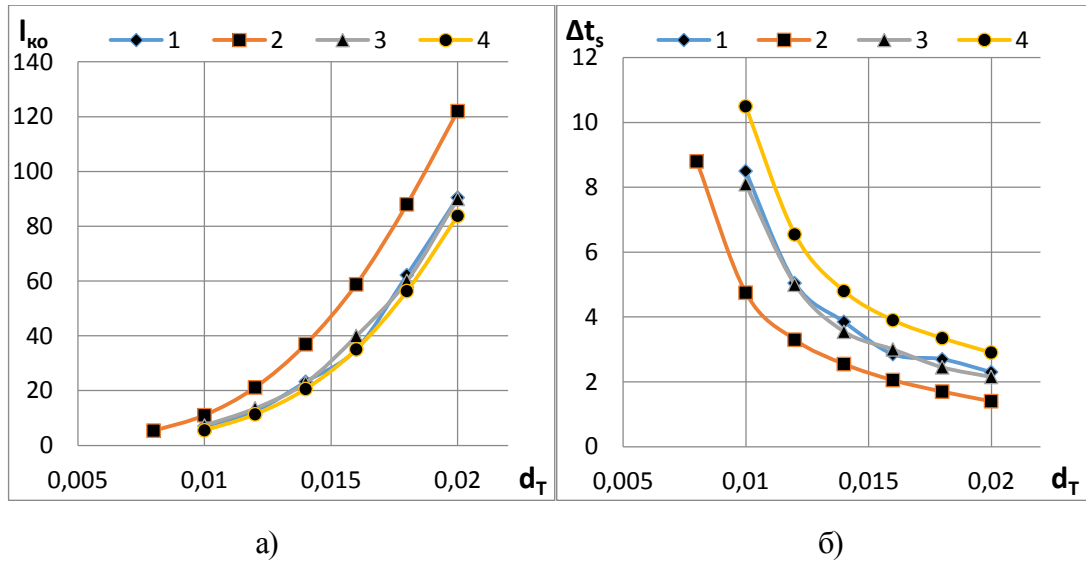
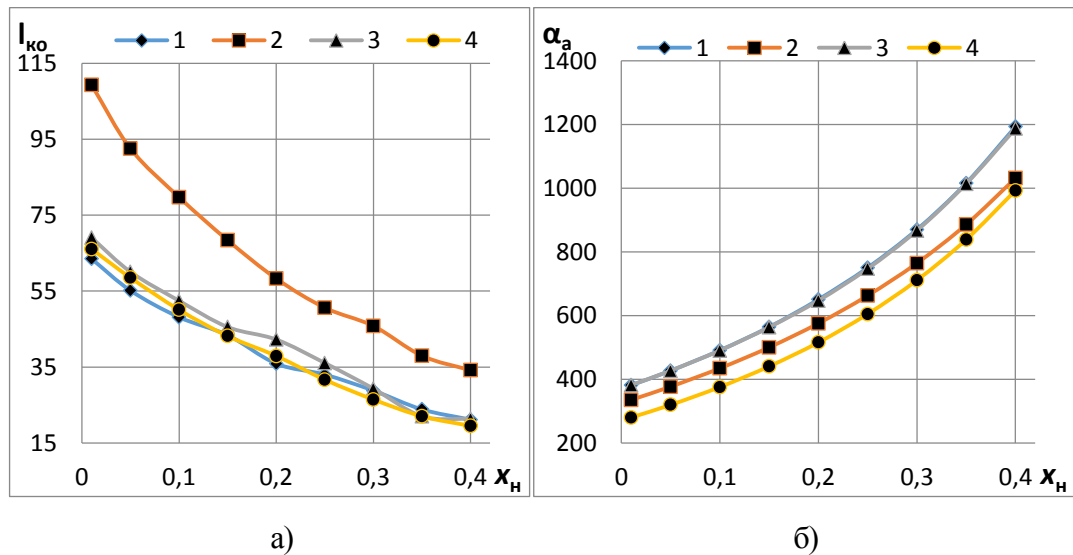


Рисунок 4.11 - Влияние тепловой нагрузки змеевика Q_3

Рисунки 4.11 «а» и «б» построены по одинаковым для всех хладагентов исходным данным: $d_T = 0,016$ м, $x_H = 0,15$, $t_0 = -35^\circ\text{C}$ при фиксированных значениях тепловой нагрузки Q_3 , Вт. Как видно из рис. 4.11а, с увеличением нагрузки Q_3 длина l_{ko} уменьшается практически одинаково для трех хладагентов. Лишь для R410A значения l_{ko} оказываются более высокими, хотя характер их изменения такой же. Обусловленное падением давления ΔP_{II} понижение температуры насыщения Δt_s увеличивается с ростом нагрузки Q_3 , рис. 4.11б. Наибольшие значения Δt_s характерны для R22, а наименьшие – для R410A. Многие показатели кипения R404A и R507 почти совпадают, хотя в состав R404A входят три хладагента (R125, R143a, R134a), а R507 состоит лишь из R125 и R143a. Влияние нагрузки Q_3 на другие показатели кипения прокомментируем без графиков. Характер изменения разности $t_T - t_{02}$ примерно такой же, как и Δt_s . Значения коэффициента теплоотдачи α_a и падения давления ΔP_{II} с ростом нагрузки увеличиваются примерно одинаково для всех хладагентов.

Рисунок 4.12 - Влияние диаметра труб d_T

Кривые на рисунке 4.12 «а,б» построены при $Q_3 = 2000$ Вт, $x_H = 0,25$, $t_0 = -40^\circ\text{C}$. Они показывают, что с ростом диаметра d_T существенно увеличивается длина l_{ko} и уменьшаются как Δt_s , так и разность $t_T - t_{02}$. Длина l_{ko} остаётся наибольшей для R410A и примерно одинаковой для других хладагентов. Понижение температуры Δt_s оказывается наименьшим для R410A и наибольшим для R22. Без графиков отметим, что уменьшение коэффициента α_a и падения давления ΔP_{II} происходит почти одинаково для четырех хладагентов. Оно обусловлено снижением скорости потока.

Рисунок 4.13 - Влияние начального паросодержания хладагента x_H

Рост паросодержания x_H в начале зоны кипения при $Q_3 = 1500$ Вт, $d_T = 0,014$ м, $t_0 = -40^\circ\text{C}$, как видно из рисунка 4.13 «а,б», сопровождается уменьшением длины l_{ko} и

увеличением коэффициента α_a . По-прежнему длина $l_{\text{ко}}$ получается наибольшей для R410A, хотя наибольший коэффициент α_a обеспечивают R404A и R507. Величины Δt_s и $t_T - t_{02}$ повышаются с увеличением x_H . При этом значения их наибольшие для R22 и наименьшие для R410A.

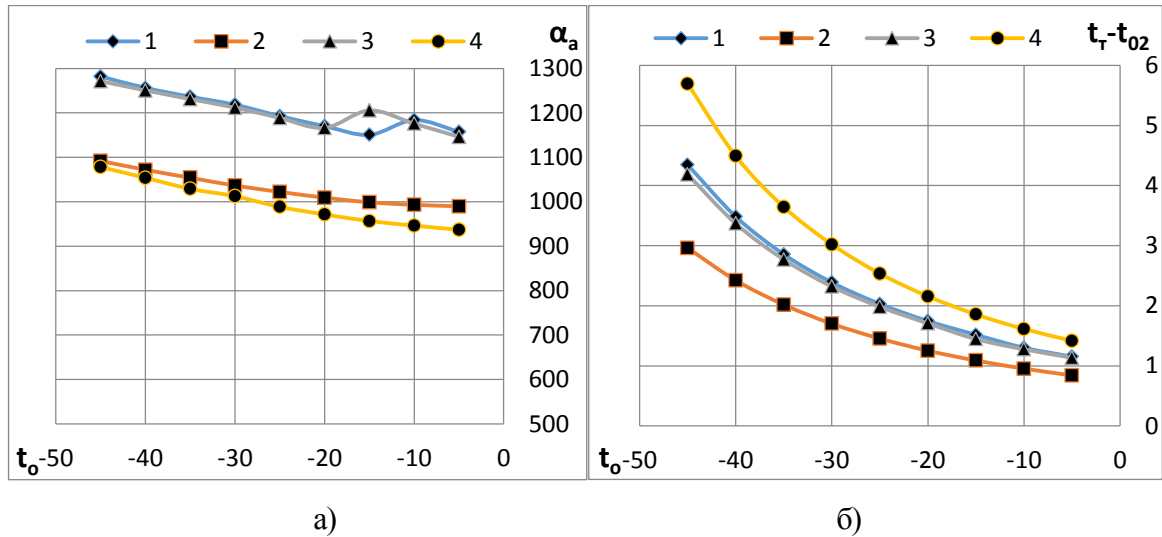


Рисунок 4.14 - Влияние температуры кипения t_0

Для варианта с исходными данными $Q_3 = 2000$ Вт, $d_T = 0,014$ м, $x_H = 0,25$ наблюдается плавное понижение коэффициента α_a и разности $t_T - t_{02}$ с ростом температуры t_0 , рис. 4.14 «а, б». Добавим, что увеличение длины $l_{\text{ко}}$ с повышением температуры t_0 весьма заметное, но не плавное. Влияние температуры t_0 на падение давления $\Delta P_{\text{п}}$ выражено слабо для всех хладагентов. Судя по значению коэффициента α_a , на основе рассмотренных примеров заслуживают предпочтения хладагенты R404A и R507. Если стремиться к снижению показателя необратимости, то лучше других подходит R410A.

Как отмечалось, при каждом сочетании исходных данных с использованием программы [99] не только подбирается оптимальная длина $l_{\text{ко}}$, но и одновременно определяются другие показатели процесса кипения хладагента. Изобразить влияние варьируемых переменных на изменение многочисленных показателей для всех хладагентов затруднительно. Оценить изменение основных показателей в зависимости от варьируемых переменных можно по данным таблицы (см. Приложение «К»). В ней приводятся как исходные данные, так и искомые переменные для случая кипения R404A в плоских змеевиках с числом горизонтальных труб $n_T = 10$. Находящиеся в соответствующих столбцах значения варьируемых переменных выделены шрифтом.

По данным таблицы (см. Приложение «К») можно утверждать, что при изменении значения любой варьируемой величины в той или иной мере изменяются все искомые пе-

ременные. В частности, при повышении нагрузки Q_3 от 1000 до 6000 Вт длины $l_{\text{ко}}$ и a уменьшаются в 8.2 раза, увеличиваются плотность теплового потока q в 48.9 раз, коэффициент α_a в 19.4 раза, а остальные переменные – не более чем в 6 раз.

Изменение диаметра d_T от 10 до 20 мм сопровождается увеличением длины $l_{\text{ко}}$ в 13 раз и относительной длины $a = l_{\text{ко}}/d_T$ в 6.5 раз при одновременном уменьшении теплового потока q в 25.9 раз, коэффициента α_a в 8.4 раза, а остальных переменных – не более чем 4 раза. Повышение паросодержания x_H от 0,01 до 0,4 приводит к уменьшению длин $l_{\text{ко}}$ и a в 3 раза при увеличении остальных переменных не более чем в 1.7 раза. В случае повышения температуры t_0 от -45°C до -5°C длины $l_{\text{ко}}$ и a увеличиваются в 4.1 раза, а остальные переменные уменьшаются, но в меньшей степени. Характерно, что в приведённых вариантах минимум разности $t_T - t_{02}$ имеет значения от 1,15 до 7,32 $^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи α_a оказывается в пределах 146...2976 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$). Скорость пара $w_{\text{п}}$ составляет от 4 до 25,1 м/с.

4.4 Сопоставление данных

Примеры определения оптимальной скорости хладонов R22 и R12 приводятся в статьях [95,96]. Представляет интерес сравнение приведённых в них данных с результатами численного подбора $(w\rho)_0$. В статье [95] недостаточно полно указаны условия кипения хладагентов. Более полную информацию ее автор привел в источнике [4]. Для сопоставления по приведенным в источниках [4,96] рисункам найдены значения оптимальной скорости хладона R22 при одинаковых плотностях теплового потока $q = 2000; 5000; 10000$ Вт/ м^2 и полном испарении жидкости, т. е. $x_B = 1$. Наряду с данными t_0 , x_B и d_T они приводятся в табл. 4.8. Рядом с ними указаны значения $(w\rho)_0$, подобранные численным методом при тех же условиях кипения. Дополнительно приведены соответствующие им значения длины l_k , коэффициента α_a и разности $t_T - t_{02}$.

По данным табл. 4.8 нетрудно заметить, что при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ приведенные в источниках [4,96] оптимальные скорости $(w\rho)_0$ несколько превышают их значения, подобранные численным методом. Предположительно причиной такого превышения может служить приближённый подход к определению потерь давления двухфазного потока в змеевиковых испарителях. В методиках [95,96] есть лишь упоминание о калачах, а падение давления в них отдельно не рассматривается. Правда, используется фиксированный коэффициент сопротивления трению, который должен учитывать все составляющие падения давления потока. В случае кипения хладона R22 при $t_0 = -30^\circ\text{C}$ оптимальные скорости $(w\rho)_0$

по данным [4] оказались заметно ниже значений, подобранных с использованием программы [99].

Таблица 4.8 - Оптимальная скорость R22 по трем методикам

Данные источников [4,96]					Численный подбор				
Источник	t_0 , °C	x_n	d_T , м	q , Вт/м ²	$(w\rho)_0$, кг/(м ² ·с)	$(w\rho)_0$, кг/(м ² ·с)	l_k , м	α_a , Вт/(м ² ·К)	$t_T - t_{o2}$, °C
4	0	0,15	0,017	2000	140	132,2	48,9	1680	1,79
				5000	202	172,5	25,5	2194	2,80
				10000	280	205,8	18,3	3014	4,07
4	-30	0	0,017	2000	57	80,6	38,8	921,2	3,37
				5000	90	115,9	22,3	1679	4,38
				10000	122	140,5	13,5	2402	5,46
91	0	0,15	0,01	2000	125	113,8	24,8	1475	1,81
				5000	190	170,8	14,9	2260	2,79
				10000	240	240,2	10,5	3337	3,77
91	0	0,15	0,02	2000	140	120,8	52,6	1396	1,88
				5000	217	180,8	31,5	2178	2,87
				10000	280	253,4	22,1	2954	4,16

Заметим, что по всем методикам с понижением температуры t_0 уменьшается оптимальные скорости $(w\rho)_0$. Более резкое уменьшение скорости $(w\rho)_0$ может быть связано с использованием в работе [4] формул для определения среднего коэффициента теплоотдачи α_a , которые в явном виде не учитывают температуру t_0 и изменение паросодержания $x_b - x_n$. Расхождение результатов расчета коэффициента α_a по двум формулам в источнике [4] объясняется трудно учитываемыми факторами, что свидетельствует об ориентировочном характере полученных данных об оптимальной скорости.

Оптимальная длина труб змеевика $l_{ко}$ определена в статье [4] при следующих условиях кипения хладона R22: $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $x_n = 0,25$; $x_b = 1$; $d_T = 0,011$ м; $q = 5000$ Вт/м². Приняты коэффициент трения $F = 0,02$ и множитель $y = 0,6$. Получена длина $l_{ко} = 14,4$ м. Попутно найдена скорость пара на выходе из зоны кипения $w_{п} = 8$ м/с. Используя программу [99], при тех же исходных данных находим оптимальную скорость $(w\rho)_0 = 171$ кг/(м²·с). Ей соответствуют искомые переменные $l_k = 14,44$ м; $w_{п} = 8,05$ м/с; $\alpha_a = 2301,4$ Вт/(м²·К); $\Delta P_{п} = 19950$ Па; $\Delta t_s = 1,25^\circ\text{C}$; $t_T - t_{o2} = 2,7976$ °C; $Q_3 = 2494$ Вт. Подставляя значения $Q_3 = 2494$ Вт и $l_T = 1,444$ м при $n_T = 10$ в модифицированную программу « Q, l_T », получаем прежние значения искомых переменных. Это подтверждает правильность модифицированной программы и свидетельствует о хорошем совпадении результатов подбора $(w\rho)_0$ по программе [99] с данными статьи [97].

Если по модифицированной программе « Q, l_T » проводить оптимизацию длины l_k , варьируя длиной l_T , то при прежних условиях кипения и $Q_3 = 2494$ Вт после поиска решения имеем длину $l_{ko} = 31,54$ м. Ей соответствуют значения $\alpha_a = 2141,8$ Вт/(м² · К), $\Delta P_{п} = 32530$ Па, $q = 2289,4$ Вт/м², $w\rho = 171$ кг/(м² · с), $\Delta t_s = 2,45^\circ\text{C}$, $t_T - t_{o2} = 2,2939^\circ\text{C}$. Как видим, при той же нагрузке Q_3 длина l_{ko} увеличивается в 2.18 раз, а тепловой поток q уменьшается во столько же раз. Несмотря на увеличение $\Delta P_{п}$ в 1.63 раза и Δt_s в 1.96 раз, показатель оптимальности $t_T - t_{o2}$ уменьшается в 1.22 раза. Полученные данные оказались несколько неожиданными. Поэтому были выполнены сравнительные расчеты при других сочетаниях исходных данных. Выяснилось, что во всех случаях подбор $(w\rho)_0$ по заданной q дает более низкие значения l_k и $\Delta P_{п}$, чем при подборе l_{ko} по нагрузке Q_3 , найденной в результате подбора $(w\rho)_0$. Расхождения между этими и другими сравниваемыми величинами уменьшаются по мере снижения плотности теплового потока q . Характерно, что значения $w\rho$ и $w_{п}$ совпадают во всех сравниваемых вариантах.

Отмеченные расхождения обусловлены ограничениями на изменение разных параметров в двух используемых программах. Программа [99] предполагает неизменность плотности теплового потока q , а минимум разности $t_T - t_{o2}$ находится путем подбора массовой скорости $(w\rho)_0$. Попутно заметим, что на практике постоянство плотности теплового потока q обеспечивается лишь при электрообогреве труб. В остальных случаях она определяется условиями теплопередачи. В модифицированной программе « Q, l_T » заданной считается тепловая нагрузка Q_3 , а величина q при подборе длины l_{ko} может изменяться. Минимальная разность (1.76) при совпадающих значениях Q_3 , $w\rho$ и $w_{п}$ оказывается несколько меньше при использовании программы « Q, l_T » за счет увеличения длины l_k . Анализ сравнительных расчетов показывает, что при подборе длины l_{ko} уменьшается составляющая q/α_a уравнения (1.76), но увеличивается величина Δt_s по сравнению с результатами подбора $(w\rho)_0$ при аналогичных условиях кипения и одинаковых значениях Q_3 . Выходит, что при подборе l_{ko} растет коэффициент обратимости обратного цикла [119], но снижается производительность компрессора [94].

4.5 Ввод ограничений

Минимум разности $t_T - t_{o2}$ является важным, но не единственным показателем удачного сочетания параметров внутритрубного кипения хладагента. Поэтому при решении практических задач приходится вводить ряд ограничений с учетом опыта проектирования и результатов испытаний испарителей. Минимум разности $t_T - t_{o2}$ может быть до-

стигнут при разных сочетаниях параметров на стороне хладагента в зависимости от вида задаваемой величины, т. е. q или Q_3 . Без учета интенсивности теплоотдачи на стороне охлаждаемой среды значения этих величин можно предсказать лишь приближенно. Обе они зависят от вида охлаждаемой среды, скорости ее движения, а также типа и степени наружного оребрения труб. При проектировании змеевиковых испарителей можно по аналогии с существующими задавать q и находить $(w\rho)_0$. Подбор типоразмера змеевиков из числа выпускаемых промышленностью применительно к конкретным условиям кипения хладагента лучше проводить в зависимости от нагрузки Q_3 . В общем случае, целесообразно по ориентировочным значениям q найти $(w\rho)_0$ и Q_3 , а затем по Q_3 определить $l_{\text{ко}}$. На основе сопоставления результатов можно принять окончательное решение с учетом других ограничений.

Уже отмечалось, что нежелательны сочетания исходных данных, при которых значения $t_T - t_{02}$ и/или Δt_s превышают 5°C . Как правило, в таких случаях скорость насыщенного пара $w_{\text{п}}$ превышает 15 м/с. Таким значением, в частности, ограничивают скорость пара в линии всасывания компрессора [120]. В зарубежной практике эту скорость ограничивают так, чтобы понижение температуры насыщения на участке от испарителя до компрессора не превышало $2^\circ\text{F} = 1,1^\circ\text{C}$. С позиций влияния на производительность компрессора подобные ограничения следует распространить и на зону кипения хладагента в трубах. Исходя из возможных описок в статье [97] представляется целесообразным упомянутое ранее ограничение записать как $\Delta t_s \leq 0,45 \cdot (t_T - t_{02})$. Для рассмотренного в ней примера по программе [99] получено $\Delta t_s = 1,25^\circ\text{C}$, а $0,45 \cdot (t_T - t_{02}) = 1,26^\circ\text{C}$, что вполне правдоподобно [121].

По экспериментальным и расчетным данным в отечественной литературе приводятся рекомендуемые значения средней логарифмической разности θ_m между температурами охлаждаемой среды и кипящего хладагента. В большинстве случаев она находится в пределах $\theta_m = 6 \dots 10^\circ\text{C}$ при охлаждении как жидкости, так и воздуха. С понижением температуры t_0 разность θ_m несколько уменьшается. Рассмотренные испарители чаще всего работают при массовой скорости хладагента $w\rho = 40 \dots 140 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Для судовых холодильных установок нормальной считается температура кипения t_0 , которая на $5 - 7^\circ\text{C}$ ниже средней температуры жидкого хладоносителя и на $7 - 10^\circ\text{C}$ ниже температуры охлаждаемого воздуха [122,123]. В автономных кондиционерах, зная температуру охлаждаемого воздуха $t_{\text{в1}}$, принимают температуру кипения как $t_0 = t_{\text{в1}} + (13 \dots 17^\circ\text{C})$, но добиваются средней температуры наружной поверхности ребристого воздухоохладителя $t_{\text{н}} = t_0 + (5 \dots 7^\circ\text{C})$. Поскольку температурный напор θ_m имеет три составляющие, пред-

положим, что одну треть его может занимать разность $t_T - t_0 = (6 \dots 10^\circ\text{C})/3$. Тогда $q/\alpha_a = 2 \dots 3,3^\circ\text{C}$. Не должна превышать этого значения и величина Δt_s , обусловленная падением давления ΔP_n . Если считать, что приведенную в статье [97] устную формулировку следует записать как $\Delta t_s = \theta_m/4$, то получается $\Delta t_s \leq 1,5 \dots 2,5^\circ\text{C}$.

Вытекающие из разных рекомендаций ограничения не совпадают. Полагая допустимыми значения $q/\alpha_a = 2 \dots 3,3^\circ\text{C}$ и $\Delta t_s \leq 1,5 \dots 2,5^\circ\text{C}$, следует ограничить разность $t_T - t_{02}$ в пределах $2,75 \dots 4,55^\circ\text{C}$, а скорость пара $w_n < 15$ м/с. С понижением температуры t_0 из-за снижения плотности пара ρ'' при прочих равных условиях увеличиваются значения ΔP_n , Δt_s и w_n . Поэтому оптимальная скорость $(w\rho)_0$ уменьшается. Тем не менее, как следует из табл. 4.8, при $t_0 = -30^\circ\text{C}$ разность $t_T - t_{02}$ становится выше $4,55^\circ\text{C}$, когда $q > 5000$ Вт/м². Чтобы учесть обсуждаемые ограничения, приходится уменьшать задаваемые значения q или Q_3 , хотя их увеличение желательно для интенсификации теплоотдачи на стороне хладагента и уменьшения числа змеевиков в испарителе.

Оптимизация параметров внутритрубного кипения хладагентов по минимуму разности $t_T - t_{02}$ может привести к неверным результатам, если неправильно выбрать исходные данные. Предлагается добиваться значений $t_T - t_{02} \leq 4,55^\circ\text{C}$, ее составляющих $q/\alpha_a \leq 3,3^\circ\text{C}$, $\Delta t_s \leq 2,5^\circ\text{C}$ и скорости насыщенного пара $w_n \leq 15$ м/с путем ограничения плотности теплового потока q или тепловой нагрузки на змеевик Q_3 , а также подбора диаметра труб d_T с учетом температуры кипения t_0 и начального паросодержания x_n . Приведенные выше численные значения нуждаются в дальнейшем уточнении; требуется подготовка рекомендаций по определению оптимального числа змеевиков, направленных на минимизацию массогабаритных показателей испарителя, что актуально для судового оборудования. Наиболее полно учесть особенности кипения хладагентов в трубах позволяет лишь численный метод, основанный на использовании обобщенных методик расчета локальных коэффициентов теплоотдачи и градиентов давления, которые базируются на конкретных сериях опытных данных.

Составленная программа [99] в отличие от существующих методик [95,96,100,97] наряду с оптимальным значением массовой скорости $(w\rho)_0$ или длины зоны кипения $l_{ко}$, выдает значения остальных показателей процесса кипения для одного из десяти выбранных хладагентов. Путем регрессионного анализа результатов подбора $(w\rho)_0$ и $l_{ко}$ для семи хладагентов получены степенные зависимости, позволяющие найти как $(w\rho)_0$ или $l_{ко}$, так и соответствующие им основные показатели. Значения коэффициентов степенной зависимости приводятся в табл. 4.5 для их использования в инженерной практике.

Глава 5 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ С КИПЕНИЕМ R410A В ЗМЕЕВИКАХ

5.1 Экспериментальная установка

Основное и вспомогательное оборудование. Проектирование теплообменных аппаратов для кипения или конденсации традиционных хладагентов R12 и R22 базируется на экспериментальном исследовании типовых конструкций. В связи с вынужденным отказом от R12 и R22 стало актуальным исследование процессов теплообмена при использовании новых хладагентов, одним из которых является R410A. Совершенствование методик расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления альтернативных хладагентов в змеевиковых теплообменниках невозможно без проведения экспериментального исследования. В связи с вышеизложенным было принято решение о создании "Лабораторно-исследовательского центра холодильных систем" (далее Центр) [124,125] (Рисунок 5.1). В качестве исследуемого образца был выбран работающий на хладагенте R410A змеевиковый воздухоохладитель (ВО) канального типа с трубами, обладающими внутренним микро-оребрением. ВО представляет собой внутренний блок (ВБ) полупромышленного кондиционера серии Mr. Slim Zubadan компании Mitsubishi Electric. На базе ХМ холодопроизводительностью $Q_0 = 7,1$ кВт построен стенд для теплотехнических испытаний реверсивной ХМ. Оборудование центра располагается в четырех основных помещениях. Испытуемый внутренний блок, обозначенный на рис. 5.1, располагается в помещении «С» Центра, а наружный блок (НБ), состоящий из спирального компрессора КМ, воздушного конденсатора КД, ресивера-теплообменника РТО, двух электронных регулирующих вентилей (ЭРВ), автоматического переключателя режимов АПР, запорной арматуры и вспомогательных элементов, находится в смежном помещении «В». За счет каналов с воздушными заслонками оба помещения могут сообщаться друг с другом. Особенность ХМ заключается в наличии РТО и двукратном дросселировании жидкого хладагента. В неизолированном РТО устанавливается некоторый уровень насыщенной жидкости при промежуточном давлении. По встроенной U – образной трубе проходит насыщенный или слегка перегретый пар. За счет поступления теплоты от более теплой жидкости обеспечивается перегрев пара на входе в компрессор. При такой схеме циркуляции хладагента не нужна зона перегрева пара в ВО, что повышает эффективность использования теплопередающей поверхности.

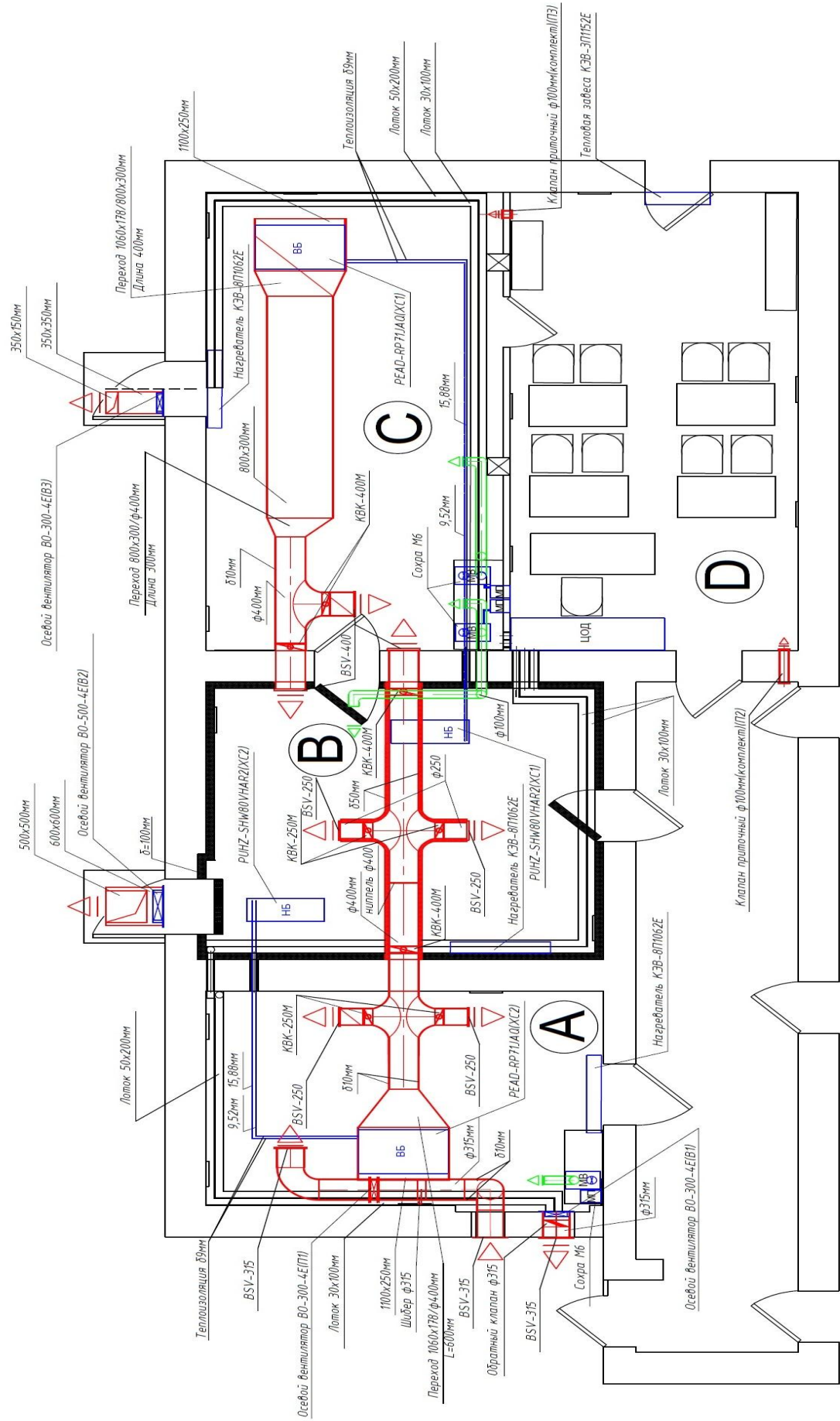


Рисунок 5.1 – Лабораторно - исследовательский центр холодильных систем

Конструктивная особенность Центра заключается в том, что использование реверсивных холодильных установок и разработанной системы измерений позволяет исследовать интенсивность теплопередачи и падения давления хладагента в двух теплообменниках как при кипении хладагента, так и при его конденсации.

При исследовании теплопередачи в режиме охлаждения объектом исследования является теплообменник внутреннего блока основной холодильной установки. В режиме теплового насоса объектом исследования становится теплообменник наружного блока. Ввиду неодинакового исполнения теплообменников внутреннего и наружного блоков реализуется возможность исследования теплопередачи в двух разных по конструкции теплообменниках змеевикового типа. Вспомогательная холодильная установка совместно с нагревателями, увлажнителями, системой воздухораспределения и вентиляции позволяет создавать разные условия окружающей среды в зоне исследуемых теплообменников.

Помещения «А», «В» и «С» оснащены устройствами приточно-вытяжной вентиляции с принудительным движением удаляемого из помещения воздуха и естественным движением приточного воздуха. Производительность вентиляторов вытяжных вентиляционных систем В1, В2, В3 близка соответственно к производительности вентиляторов наружного или внутреннего блока холодильной установки экспериментального стенда и обеспечивается осевыми вентиляторами. Системы В1 и В3 обеспечивают удаление воздуха из помещений «А» и «С» с помощью осевых вентиляторов ВО-300-4Е. В помещении «А» вентилятор монтируется в оконном проеме. Вытяжная система В2 предусматривает удаление воздуха из помещения «В» с помощью осевого вентилятора ВО-500-4Е, монтируемого на шибере вентиляционной шахты. Приток наружного воздуха в помещения естественный и обеспечивается разностью давлений атмосферного и давления в помещении через свободное от вентилятора и воздуховода пространство вентиляционной шахты. Изменение расхода наружного воздуха обеспечивается регуляторами скорости вращения вентилятора МГУ-2М.

Система измерений. Весь перечень измеряемых в лабораторной установке величин по их наименованиям можно разделить на пять групп: температура; давление и разность давлений; расход хладагента; скорость и влажность воздуха; электрические параметры. Принципиальная схема системы измерения параметров работы холодильной машины обозначена на рисунке 5.2.

Для измерения поверхности труб и корпуса компрессора используются тонкопленочные термопреобразователи сопротивления LN 222 РТ100. Общее их количество превышает 50 штук. Все тонкопленочные термодатчики по трехпроводной схеме подключены к многоканальным измерителям температуры Термодат – 25м. Каждый из них состоит из

основного блока с дисплеем и периферийного блока с универсальными измерительными входами.

В лаборатории используются три прибора Термодат – 25м 5 на 24 канала измерения каждый и один прибор Термодат – 25м 1 на 12 каналов. Все они допускают подключение на одни и те же входы термопреобразователей сопротивления разных градуировок, термопар разных типов, а также датчиков напряжения, тока и сопротивления с узким диапазоном изменения этих величин.

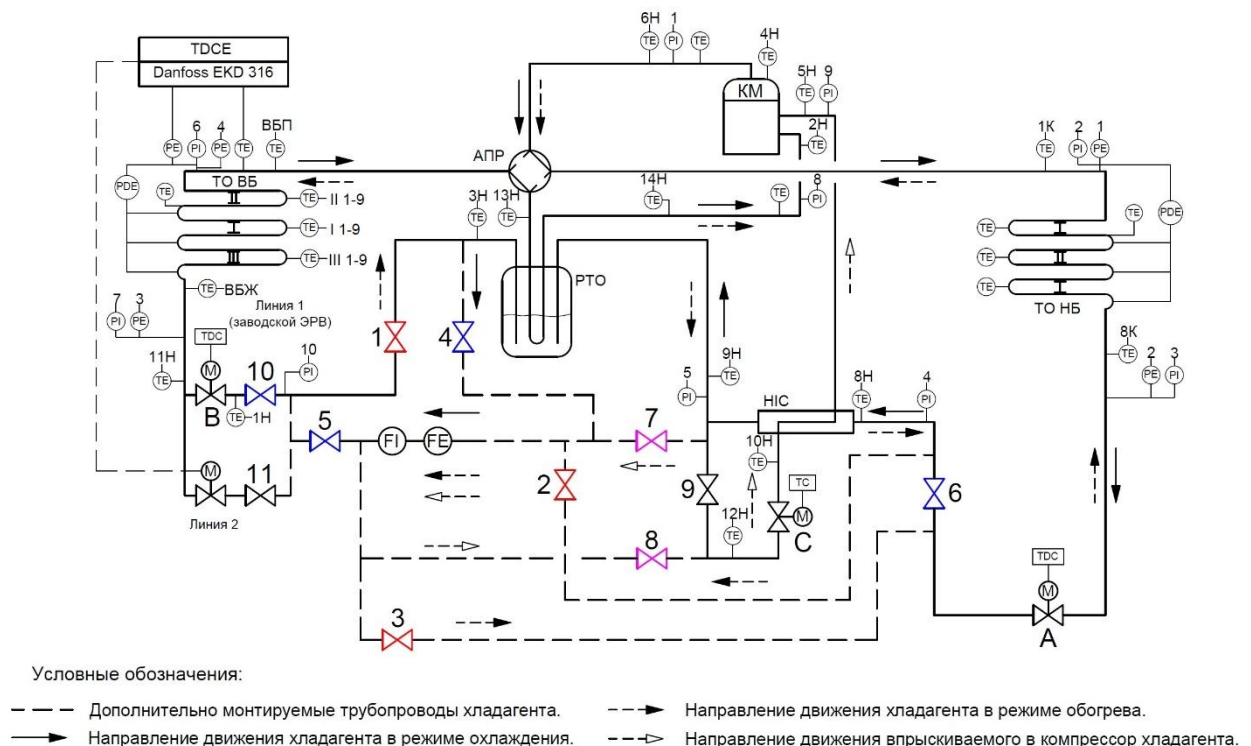


Рисунок 5.2 - Принципиальная схема системы измерения параметров работы холодильной машины

Основные блоки Термодат – 25м смонтированы на щите в помещении D. Периферийные и блоки с отдельным питанием 220 В установлены вблизи объектов измерения. Основной и периферийный блоки общаются друг с другом по внутреннему интерфейсу посредством кабеля в виде витой пары. Такая компоновка способствует сокращению общей длины проводов от термодатчиков до измерителя.

Все приборы Термодат – 25м оснащены архивной памятью для вывода графика температуры на дисплей основного блока. Измеряемая температура записывается во встроенную Flash память с привязкой к реальному времени и дате. Период записи составляет от 4 до 12 ч. Архив вмещает до 1000000 точек. Содержание его можно просмотреть непосредственно на небольшом экране прибора в виде графика или передать его на ком-

пьютер через конвертер USB/RS-485. Для этой цели в лаборатории используются два преобразователя интерфейса типа СК201. Длина витой пары от основного блока Термодат – 25м до персонального компьютера может составлять до 1200 м. В нашем случае она не превышает 10 м.

С помощью компьютерной программы TermodatNet удалось организовать автоматические опрос трех приборов Термодат – 25м с одного ПК. Это позволяет наблюдать на экране ПК графики изменения температур, получать из подключенных приборов архивные записи, сохранять и распечатывать данные в разных форматах. Если на экран основного блока прибора выводится лишь один график, то на экране ПК можно наблюдать целый ряд графиков по каналам с неодинаковой температурой.

Выпускаемые компанией ОВЕН восьмиканальные устройства для измерения и контроля температуры УКТ38 имеют несколько разновидностей в зависимости от типа датчиков. На щите в помещении D установлено одно устройство УКТ38-Щ4.ТС и одно УКТ38-Щ4.ТП.

Для дистанционного измерения температуры в прямоугольном канале подходят лишь термодатчики с защитной арматурой нужной длины. С позиций единообразия приобретены четыре термометра сопротивления (термопреобразователя) ДТС3015-РТ100.В3.200. Они имеют защитную гильзу диаметром 8 мм и длиной 200 мм. В клеммной коробке находятся три зажима для подключения платинового чувствительного элемента по трехпроводной схеме к измерительному прибору. Кроме того, на базе термопреобразователей сопротивления LN 222 РТ100 было создано еще четыре датчика температуры канального исполнения. Три термодатчика смонтированы на входе в ВО и пять датчиков – в канале после него. Предусмотрена возможность их подключения как к прибору Термодат – 25м, так и к устройству УКТ38-Щ4.ТС.

В качестве местных показывающих приборов к системе циркуляции хладагента подключено 10 манометров точных измерений типа ТМ-610РМТИ.00 с диапазоном давлений от 0 до 4 Мпа с классом точности 0,4. К внутреннему блоку кондиционера подключены два манометра, а к наружному блоку – 8 манометров. Все они размещены на щите в помещении D. Длина импульсных трубок диаметром 6 мм от места отбора давления до манометра составляет от 5 до 15 м.

Дистанционное измерение давлений хладагента на входе и выходе теплообменников ВБ и НБ обеспечивают четыре преобразователя давления ОВЕН ПД100. Они размещены вблизи точек отбора давления. Каждый из них осуществляет непрерывное преобразование давления хладагента в унифицированный сигнал постоянного тока 4...20 мА.

Для измерения и индикации физических величин, преобразованных в унифицированный токовый сигнал 4...20 мА, приобретены универсальные преобразователи аналоговых сигналов ИТП-11, именуемые измерителями токовой петли. При этом сигнал в мА выводится на сегментированный экран.

Регистрацию и индикацию параметров обеспечивает ПК, хотя непосредственное подключение измерительных преобразователей с унифицированным выходным аналоговым сигналом к нему не предусмотрено. Для этой цели выбран модуль ввода MB110-224..8A. Он предназначен для измерения аналоговых сигналов на восьми входах, преобразования их в цифровую форму и последующей передачи цифровой информации по сети RS-485. Прибор работает под управлением ПК по протоколу ModBus-RTU. Конфигурирование модуля MB110 осуществляется на ПК через адаптер интерфейса RS-485/USB с помощью программы «Конфигуратор M110», входящей в комплект поставки прибора.

Для каждого из восьми входов на клеммной колодке модуля MB110 предусмотрено по два контакта, с обозначениями AIX-1 и AIX-2, где X – номер входа. Четыре контакта AI-R соединены между собой. При трехпроводном подключении датчиков можно использовать любой из них. Контакты с цифрой 1 после черточки должны соединяться с отрицательной клеммой блока стабилизированного питания БСП. Совместное подключение преобразователя ПД100, измерителя ИТП-11 и второго входа модуля MB110 к одному БСП показано на рис. 5.3. Питание от БСП подается непосредственно к датчику и на входы PWR модуля MB110. Аналогично подключаются остальные датчики с токовым сигналом 4...20 мА и индикаторы ИТП, только на другие входы модуля MB110. Его выводы А и В для подключения к сети RS-485, а также остальные контакты, общее число которых равно 24, на рис. 5.3 не показаны.

Падение давления хладагента в змеевиках ВО и конденсатора, а также на отдельных участках змеевиков измеряется с использованием двух преобразователей давления ПД200-ДД0,2-155-0,1-2-Н. Они обеспечивают измерение дифференциального давления с верхним пределом 0,2 МПа и имеют класс точности 0,1. В состав преобразователя ПД200 входят две мембраны и рычаг, к которому прикладывается усилие от мембранного блока, воспринимающего разность давлений. Смещение центров двух мембран приводит к изгибу рычага, что вызывает деформацию связанной с ним сапфировой мембраны с тензорезисторами. Изменение их сопротивления преобразуется электронной схемой в токовый сигнал 4...20 мА.

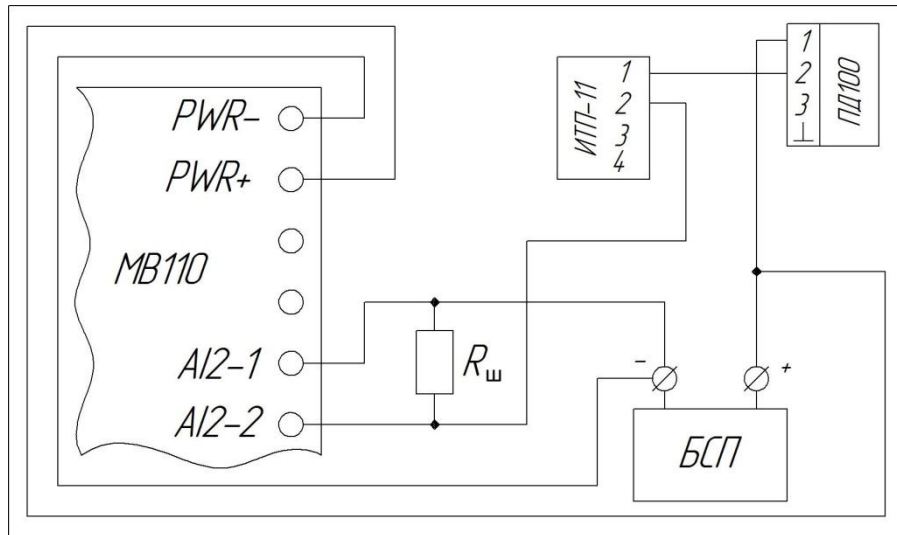


Рисунок 5.3 - Совместное подключение ПД100, ИТП-11, МВ110

В верхней части преобразователя ПД200 рассматриваемой модели размещаются не только элементы измерительной схемы, но и жидкокристаллический цифро-буквенный индикатор. В основном режиме он показывает измеренное значение разности давлений. На лицевой панели индикатора расположены три кнопки. С их помощью можно выбрать нижний и верхний пределы измерения, время демпфирования и размерность индицируемой величины, а также произвести корректировку нуля без использования дополнительных устройств. Для дистанционной передачи предназначены сигнал постоянного тока 4...20 мА и цифровой сигнал стандарта HART. Оба сигнала передаются по двухпроводной линии. Преобразователи ПД200 подключены к измерителям ИТП-11 и модулю МВ110 по такой же схеме, как и преобразователи ПД100, рис. 5.3.

Наиболее точными средствами измерения расхода жидкостей и газов на сегодняшний день считаются массовые расходомеры. Для нужд лабораторной установки приобретён расходомер OPTIMASS 6400С компактного исполнения. Он предназначен для прямого измерения массового расхода, плотности и температуры жидкости. Номинальное значение измеряемого расхода составляет $250 \text{ кг/ч} = 4,17 \text{ кг/мин} = 0,069 \text{ кг/с}$. Принцип действия массового расходомера основан на использовании сил Кориолиса, возникающих в колебательной системе. Конвертер преобразует измерительную информацию в унифицированный сигнал постоянного тока 4...20 мА.

Функционально расходомер OPTIMASS 6400С состоит из двух частей: первичного преобразователя OPTIMASS 6000 и конвертера сигналов MFC 400. В компактной модели они выполнены в виде единой конструкции. Конвертер MFC 400 представляет собой электронный блок, обеспечивающий обработку измерительной информации, а также питание первичного преобразователя. Внутреннее программное обеспечение конвертера по изме-

ренным данным рассчитывает объемный расход G_a , приведённую плотность ρ_a , температуру среды t_a , а также выводит параметры на дисплей, аналоговые и цифровые выходы.

Техническая документация расходомеров OPTIMASS охватывает различные их модели. Для удобства пользователя прибор поставляется готовым к работе. Настройка рабочих параметров сделана на заводе-изготовителе в соответствии с техническими требованиями, сформулированными при заказе изделия. После включения питания расходомера выполняется самодиагностирование, а после успешного его завершения начинается измерение и индикация текущих значений. Некоторое изменение настроек можно сделать с помощью кнопок, расположенных на лицевой панели конвертера MFC400 под жидкокристаллическим дисплеем. С позиций подключения конвертер является четырехпроводным устройством с токовым сигналом 4...20 мА и интерфейсом HART. Для связи с компьютером к токовому выходу расходомера был подключен модуль ввода MB110.

Скорость воздуха после ВО измеряется с помощью преобразователя скорости EE660 канального типа. Он работает по принципу термоанемометра и предназначен для измерения малых скоростей в диапазоне от 0,15 до 2 м/с. Первичный преобразователь с чувствительным элементом может работать при температурах $t = -25 \dots + 50^\circ\text{C}$, а связанный с ним блок электроники рассчитан на $t = -10 \dots + 50^\circ\text{C}$. Рабочий диапазон влажности охватывает от 5 до 95 %. Питание прибора осуществляется от источника постоянного или переменного тока напряжением 24 В. Выходной сигнал может быть в виде напряжения 0...10 В или постоянного тока $I = -1 \dots + 1$ мА. Прибор также подключен к модулю ввода MB110.

Измеритель влажности и температуры ПВТ100 обеспечивает непрерывное преобразование относительной влажности и температуры воздуха в унифицированный сигнал постоянного тока 4...20 мА и передачу измеренных значений по интерфейсу RS-485. В помещении «С» на входе воздуха в ВО смонтирован измеритель ПВТ100 канального исполнения со встроенным зондом. Канал измерения относительной влажности рассчитан на диапазон $\varphi = 0 \dots 100$ %.

Создание экспериментальной установки предполагает обеспечение основного оборудования, а также ПК и средств измерения бесперебойным питанием, стабилизацию напряжения на заданном уровне и измерение параметров электрической сети. Кондиционеры, вентиляторы, преобразователи напряжения, компьютеры и большинство вторичных приборов питаются от однофазной электрической сети напряжением 220 В.

Большинство измерительных преобразователей с унифицированным сигналом постоянного тока относится к потребителям постоянного тока, напряжение которого должно составить $U = 24$ В. С учетом этого приобретены два блока стабилизированного питания

(БСП) модели ZI-240-24. Они поддерживают выходное напряжение 24 В с возможностью настройки в пределах от 22 до 28 В. Питание их может осуществляться от сети переменного тока напряжением 90...264 В или сети постоянного тока напряжением 120...370 В. Выходной ток может достигать до 10 А. Суммарная мощность потребителей допускается до 240 Вт. Рассматриваемый БСП имеет лишь по два положительных и отрицательных вывода. Поэтому многочисленные датчики и приборы, работающие при напряжении 24 В, пришлось подключать через дополнительные шины.

Модуль ввода МЭ110-224.1М обеспечивает измерение параметров однофазной электрической сети, включая напряжение, ток, частоту, полную, активную и реактивную мощности, коэффициент мощности ($\cos \varphi$) и преобразование их в цифровой код для передачи результатов измерения по сети RS-485. Он может получать питание от источника как переменного, так и постоянного тока, но рассчитан на измерение переменного тока от 0,02 до 5 А. На такой же ток рассчитаны и лабораторные амперметры. В подобных случаях для согласования диапазонов измерения используют трансформатор тока. Для экспериментальной установки приобретён трансформатор тока Т-0,66 УЗ 50/5, который понижает измеряемый ток в 10 раз, а выходная мощность может составлять 5 ВА или 0,66 кВт.

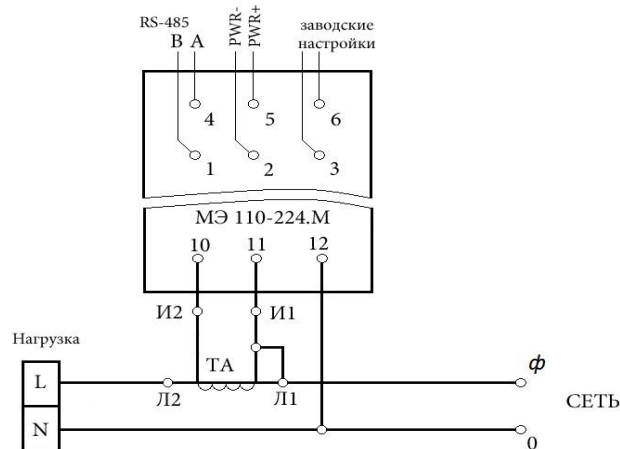


Рисунок 5.4 - Подключение модуля МЭ110 через трансформатор тока

Схема подключения трансформатора тока и модуля МЭ110 к клеммам холодильной машины показана на рис. 5.4. На нём ХМ обозначена как нагрузка, а для модуля МЭ110 показаны лишь используемые клеммы. В состав модуля МЭ110 входят аналого-цифровой преобразователь (АЦП), микроконтроллер, драйвер RS-485, вторичный источник питания и узлы гальванической развязки. На лицевой панели прибора имеются четыре

светодиодных индикатора с надписями «Питание», «RS-485», «Авария», «U», «I». Управление режимами работы прибора и считывание результатов измерения выполняются по командам, поступающим из сети RS-485. Программа «Конфигуратор M110» поставляется вместе с прибором.

При испытаниях воздухоохладителя (ВО) основной ХМ, т.е. испарителя кондиционера Mr. Slim в помещение «С» надо подавать теплоту, а из помещения В, наоборот, отводить теплоту. Включение вспомогательной ХМ, а также тепловых завес и увлажнителей во многом зависит от параметров наружного воздуха и работы системы отопления в смежных помещениях. Штатная система управления основной ХМ позволяет стабилизировать температуру воздуха в помещении С на уровне от 19 до 27 °С, что нередко превышает температуру наружного воздуха в г. Калининград.

Испытания ХМ с определением ее производительности Q_0 должны проводиться в установившемся (стационарном) режиме, т. к. учесть аккумуляцию теплоты в элементах оборудования и изоляционных ограждениях не представляется возможным. Режим работы ХМ можно считать установившимся, если изменение основных параметров не превышает допустимых значений хотя бы в течение одного часа [126, 127]. Чтобы проследить влияние условий кипения на КТП и падение давления хладагента в змеевиковом испарителе, эксперименты необходимо провести в достаточно широком диапазоне температур кипения и плотностей теплового потока. Добиться этого можно за счет создания разных тепловых нагрузок на ВО при фиксированных значениях регулируемой температуры $t_{\text{пс}}$ в помещении «С». Некоторое влияние на искомые переменные оказывают также условия работы конденсатора. Плотность теплового потока во многом зависит от частоты вращения (ЧВ) вентилятора ВБ и температуры кипения хладагента t_0 . При автоматическом изменении производительности компрессора температура t_0 устанавливается в зависимости от тепловой нагрузки ВО и заданной температуры $t_{\text{пс}}$.

Расширить диапазон теплопритоков в помещение «С» можно за счет включения тепловых завес в помещениях «А, В, С» и работы вспомогательной ХМ на охлаждение или обогрев помещения «А». Возможности влияния на тепловые нагрузки ВО и конденсатора основной ХМ определяют большое число опытов. С учетом длительности перехода от одного установившегося режима к другому объем экспериментальных исследований оказывается трудоемким и весьма продолжительным.

При проведении испытаний осуществлялась работа основной ХМ в комплекте с исследуемым теплообменником в режиме охлаждения, для поддержания заданных условий работы исследуемого теплообменника, вспомогательная холодильная установка работала в режиме теплового насоса. В зависимости от программы испытаний в помещениях

группы «А» и «С» может быть введено в работу дополнительное оборудование: приточно-вытяжные вентиляторы, тепловые электродоводчики и/или увлажнители воздуха. Также были проведены испытания при работе основной ХМ в режиме теплового насоса и работе двух установок в режиме теплового насоса.

5.2 Испытания воздухоохладителя в составе холодильной машины

При исследовании особенностей кипения хладагента в теплообменниках определяют размеры паровой и жидкостной зон. Для этого необходимо контролировать как температуру, так и перепад давления хладагента по ходу его движения в теплообменнике. При этом следует стремиться к тому, чтобы количество точек измерения было как можно большим. Разработанная система измерений предусматривает оснащение теплообменников исследуемой холодильной установки преобразователями температуры и давления. Упрощенная схема системы измерений показана на рисунке 5.5.

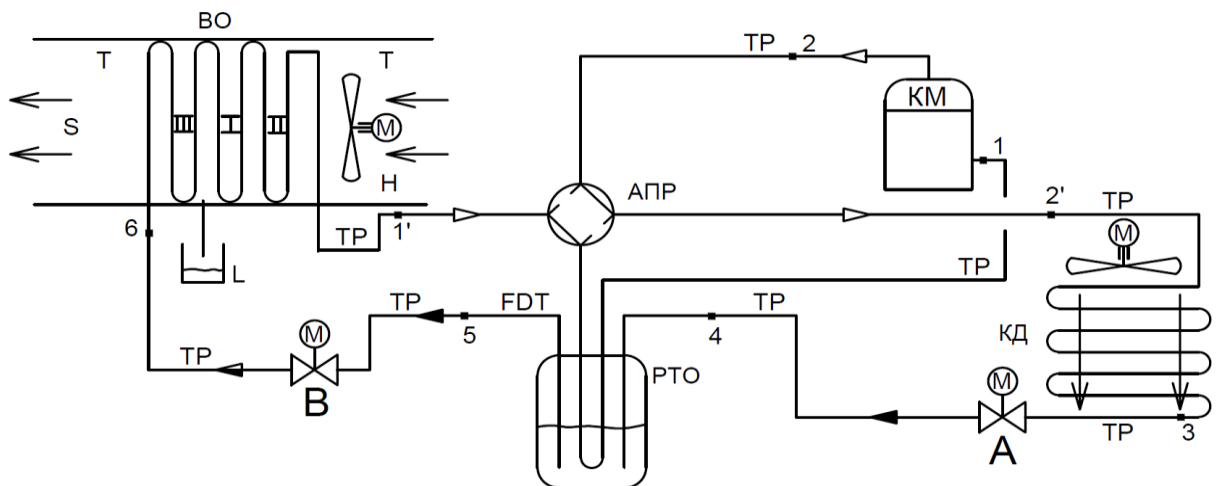


Рисунок 5.5 - Упрощенная схема системы измерения

На ней приведены буквенные обозначения основных датчиков: Т- температуры, Р- давления, F- расхода, S- скорости, М- влажности, D- плотности, L- уровня конденсата в мерной колбе. Буквой М в окружности обозначен электропривод. Одновременное измерение расхода F, плотности D и температуры T хладагента обеспечивает массовый расходомер Optimass 6400С. Цикл холодильной машины в режиме охлаждения, соответствующий упрощенной схеме измерений, представлен на рисунке 5.6.

Первое дросселирование жидкого хладагента в режиме охлаждения осуществляется электронным регулирующим вентилем (ЭРВ) «А» после выхода хладагента из конденса-

тора. Второе дросселирование происходит после ресивера-теплообменника (РТО) с помощью ЭРВ «В».

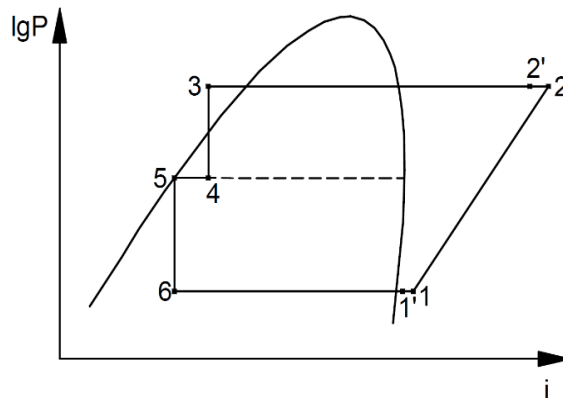


Рисунок 5.6 - Цикл холодильной машины

Упомянутый РТО состоит из кожуха, где создается определенный уровень жидкого хладагента, а также располагающегося в кожухе небольшого змеевика, через который проходит парообразный хладагент, рис.5.5. В нем происходит теплообмен между жидким холодильным агентом, идущим к ВО, и парообразным агентом, поступающим к компрессору. РТО обеспечивает повышение термодинамической эффективности холодильного цикла; переохлаждение жидкого холодильного агента для предотвращения парообразования перед вторым регулирующим вентилем; испарение небольшого количества жидкости, уносимой из испарителя. Степень заполнения РТО жидким хладагентом не регулируется, хотя влияет на температуру парообразного хладагента, идущего на всасывание компрессора. Как показали испытания, испаритель холодильной машины спроектирован таким образом, что после него в змеевик РТО входит парожидкостная смесь, а не пар, и только в РТО происходит «докипание» хладагента. За счет этого увеличивается эффективная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя.

Для исследования интенсивности теплопередачи и падения давления при циркуляции хладагента в теплообменниках змеевикового типа исследуемый воздухоохладитель холодильной машины был модифицирован для получения необходимых данных. Предварительно был сделан подробный анализ опубликованных работ по экспериментальному исследованию процессов кипения хладагента в плоских змеевиках. Заметим, что большинство исследований направлено на определение коэффициента теплоотдачи, падения давления и распределения фаз кипящего потока в прямых трубах. Лишь немногие публикации содержат информацию по экспериментальному исследованию кипения хладагентов в плоских змеевиках [3,128,129,130].

Исследуемый ВО представляет собой трубчато-пластинчатый теплообменник, состоящий из 6 змеевиков. (Рис. 5.7) Каждый змеевик состоит из 8 труб с наружным диаметром $d_T = 7,45$ мм, внутренним диаметром $d_i = 6,65$ мм, и 7 калачей (колен).

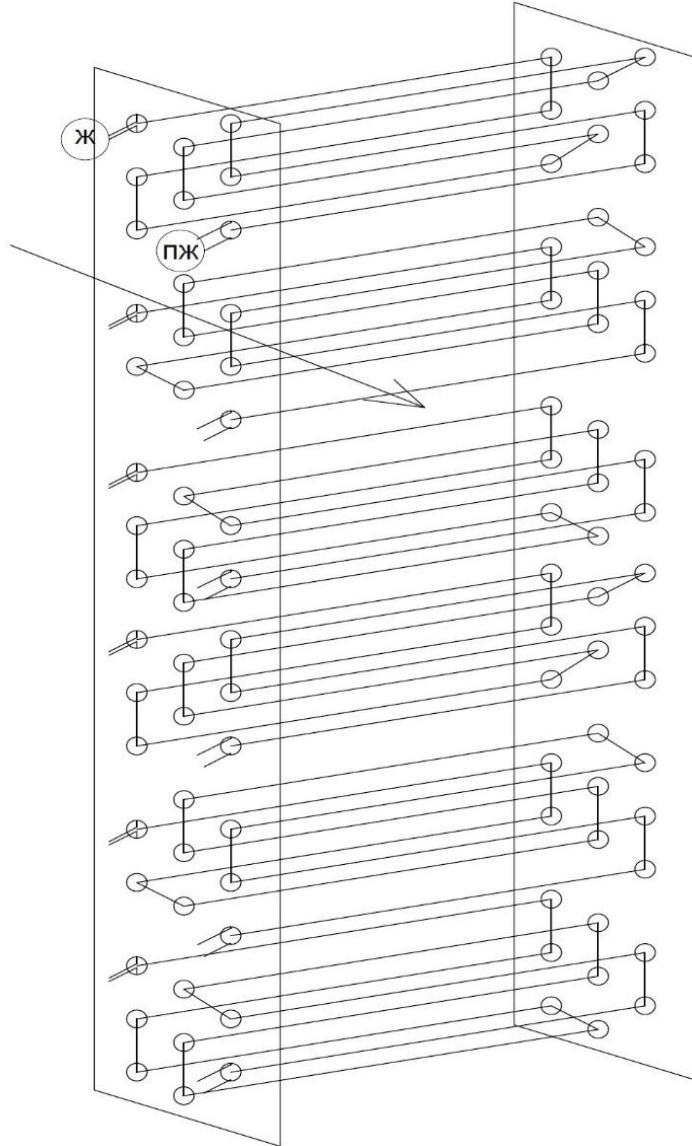


Рисунок 5.7 -Теплообменник ВО

Соединение труб калачами неодинаковое, из-за чего несколько различаются условия циркуляции хладагента, что может повлиять на падение давления в змеевиках. Для повышения интенсивности теплоотдачи медные трубы теплообменника снабжены наружным алюминиевым оребрением с дополнительным фигурным тиснением на плоских ребрах толщиной $\delta_p = 0,15$ мм, а сами ребра имеют маленький шаг S_p равный 1,56 мм, это показано на рисунке 5.8.

По экспериментально найденному КТП возможно определение КТО на стороне хладагента α_a , если известен КТО на наружной стороне труб. Такой подход нередко применяют некоторые специалисты, используя для обогрева труб однородную жидкость, протекающую в концентрическом пространстве между двумя трубами. Для определения КТО жидкости $\alpha_{ж}$ существуют проверенные формулы. Кроме того, коэффициент $\alpha_{ж}$ можно найти экспериментально. Применительно к испытаниям ВО с тиснеными ребрами не удалось найти и надежных методик расчета КТО α_b и коэффициента эффективности ребра E_p . Оказалось, что известные методики определения КТО воздуха и E_p не подходят для случая трубчато-пластинчатой поверхности, выполненной из пластин с фигурным тиснением, толщиной $\delta_p = 0,15$ мм и шагом $S_p < 2$ мм. Методики расчета ВО [131] пока что относятся к сплошным плоским ребрам, не имеющим просечек. В связи с трудностью определения площади фигурных ребер F_p в дальнейших расчетах наружной площади теплопередающей поверхности принималось, что ребра плоские.



Рисунок 5.8 - Тиснение на алюминиевых ребрах ВО

Исполнение змеевиков ВО несколько различается. При одинаковой длине оребренной части восьми труб в зависимости от ориентации калачей, а также пространственного расположения мест входа и выхода хладагента получаются три разновидности змеевиков. Независимо от исполнения змеевика три калача располагаются горизонтально, а пять вертикально. В двух змеевиках по четырем вертикальным калачам хладагент опускается вниз и по одному поднимается вверх. В четырех змеевиках по трем калачам поток опускается и по двум калачам поднимается. Парно змеевики этого типа отличаются расположением по высоте трубы, в которую входит парожидкостная смесь. Для двух из них вход хладагента предусмотрен в верхнюю трубу, а для других двух - во вторую сверху трубу. Из

нижней трубы каждого змеевика хладагент попадает во всасывающий коллектор большого диаметра.

Для исследования потерь давления кипящего хладагента было выбрано по одному змеевику каждой из трех разновидностей [132]. На всех калачах выбранных змеевиков, а также на входных патрубках ВО установлены тонкопленочные термопреобразователи сопротивления модели Pt100, $-50+300^{\circ}\text{C}$ в комплекте с многоканальным измерителем температуры «Термодат-25М». Кроме того, предусматривается контроль температуры, скорости и относительной влажности воздуха, входящего в воздухоохладитель и выходящего из него, с помощью канальных датчиков температуры ДТС3, скорости - ЕЕ660 и влажности - ПВТ100. Для определения давления на входе и выходе из теплообменника применены преобразователи давления ПД100 в комплекте с модулем аналогового ввода модели МВ110, а также преобразователи дифференциального давления ПД200 с унифицированным выходным сигналом постоянного тока 4...20 мА. Импульсные трубки для отбора пониженного давления подключены к нижним трем калачам змеевика, а высокого давления – к жидкостной линии на входе в змеевик. Кроме того, к жидкостной и паровой линии на входе и выходе ВО подключены два манометра. Длина импульсных трубок диаметром 6 мм от места отбора давления до манометра достигает 15 м.

Схема поочередного измерения падения давления на аналогичных участках трех разных змеевиков показана на рисунке 5.9. Путем поочередного открытия электромагнитных (э/м) клапанов O_1 , O_2 , или O_3 повышенное давление со входа соответствующего змеевика подается на один из входов преобразователя давления ПД200. Открытием э/м клапанов 1; 2 или 3 пониженное давление от одного из трех калачей подается на другой вход дифманометра. Если открыт э/м клапан П на линии отбора давления из всасывающего коллектора ВО, то после открытия э/м клапанов O_1 , O_2 , или O_3 измеряется полное падение давления в змеевиках I, II или III разновидности. Подвод к преобразователю ПД200 повышенного давления со входа в змеевик и пониженного давления из соответствующих калачей змеевика или парового коллектора ВО осуществляется с помощью электромагнитных э/м клапанов типа EVR3. Во избежание повреждения мембраны преобразователя ПД200 перепадом давления, превышающим 200 кПа, предусмотрена уравнивательная линия с запорным клапаном. Его следует закрывать лишь в процессе выхода ХМ на выбранный температурный режим. После завершения регистрации параметров этот клапан необходимо открыть и лишь после этого можно останавливать компрессор. Управление э/м клапанами осуществляется дистанционно с пульта. При наличии 13 э/м клапанов возможны различные комбинации их включения. Правильный результат можно получить при одновременном открытии лишь одной и вполне определенной пары э/м клапанов.

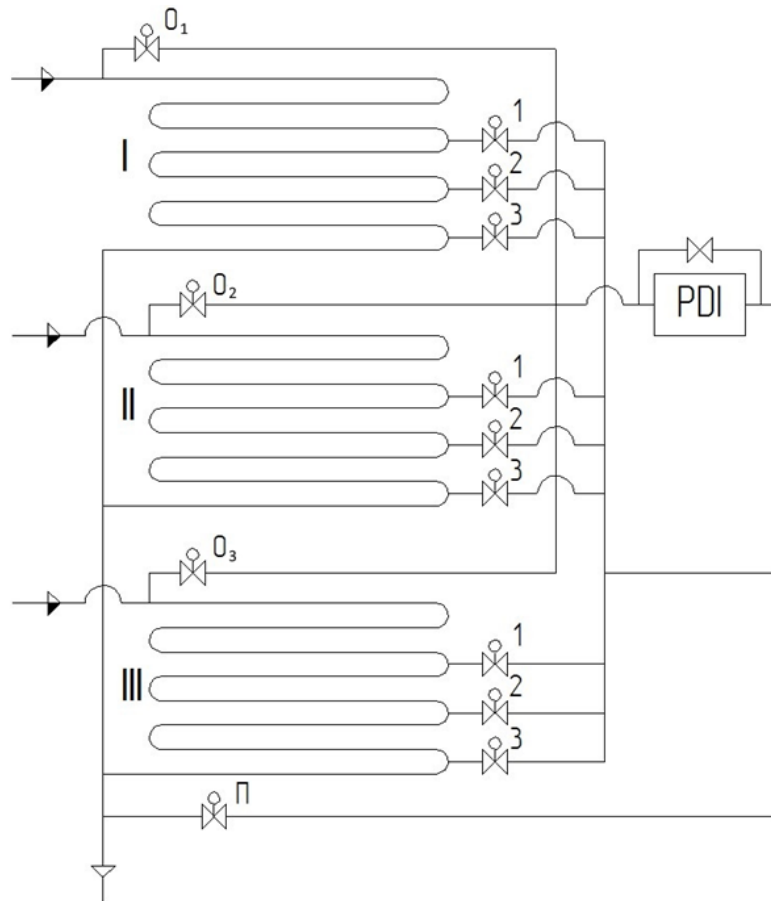


Рисунок 5.9 - Подключение трех змеевиков к дифманометру ПД200

Оценка погрешностей измерения. В измерительной технике различают три вида погрешностей: абсолютную Δ_x , относительную δ_x и приведенную γ_x . Для многих средств измерения нормируется допускаемая величина приведенной погрешности $\gamma_x = 100 \cdot \Delta_x / N$, %. Величина N обычно равна диапазону измерения или преобразования прибора [133]. В табл. 5.1 наряду с погрешностью γ_x , характеризующей класс точности прибора, приводится и абсолютная погрешность Δ_x .

Таблица 5.1 - Нормируемые погрешности используемых средств измерения

Наименование и тип	Диапазон	Погрешности	
		γ_x , %	Δ_x
Манометр точных измерений ТМ-610 РМТИ	0...4 Мпа	0,4	16 кПа
Преобразователь давления ПД100	0...4 Мпа	0,25	10 кПа
Преобразователь дифференциала давления ПД200	0...200 кПа	0,1	0,2 кПа
Термопреобразователь сопротивления ДТС3015-РТ100	-50...+120°C		0,3+0,005 t , °C

Продолжение таблицы 5.1

Многоканальный прибор Термодат 25М5 с разрешающей способностью 0,1°C	Зависит от типа датчика	0,25	-
Массовый расходомер ОПТИ-MASS 6400CS08	0...250 кг/ч	-	0,13 кг/ч
Термоанемометр ЕЕ660	0,15...2 м/с	-	0,06 м/с
Преобразователь влажности и температуры ПВТ 100:			
-по относительной влажности	20...80 %	-	2,5 %
-по температуре	-20...80 °С	-	0,5 °С
Дифференциальный манометр цифровой ДМЦ-01М	0...2000 Па		±1,5 Па

Во время испытаний напрямую измеряются температуры и давления рабочих сред, расход циркулирующего хладагента, падение давления хладагента и воздуха, количество конденсирующейся влаги, скорость и влажность воздуха. Остальные величины находятся косвенным методом. Погрешность результата косвенного измерения величины y зависит от погрешности результатов прямых измерений величин x_i , входящих в функциональную зависимость $y = f(x_i)$, а также от ее вида. Когда многократные прямые измерения отдельных величин x_i невозможны, используются найденные по классу точности приборов пределы допускаемой основной погрешности измерения каждой величины x_i [133]. Предельная допускаемая погрешность результата косвенных измерений вычисляется по формуле:

$$\Delta y = [(\delta y / \delta x_1)^2 \cdot \Delta x_1^2 + (\delta y / \delta x_2)^2 \cdot \Delta x_2^2 + \dots]^2 \quad (5.1)$$

Величины, для которых трудно получить частные производные, рассчитываются по отношению малых приращений, найденных по табличным или иным данным, вблизи искомой точки. Для примера приведем оценку погрешности измерения КТП, который можно вычислять по формуле $K_H = Q_0 / (F_H \theta)$. Согласно формуле (5.1) с учетом правил дифференцирования дроби для погрешности ΔK_H получаем:

$$\begin{aligned} \Delta K_H &= [(\delta K_H / \delta Q_0)^2 \cdot \Delta Q_0^2 + (\delta K_H / \delta F)^2 \cdot \Delta F_H^2 + (\delta K_H / \delta \theta)^2 \cdot \Delta \theta^2]^{0,5} \\ &= [(1/F\theta)^2 \cdot \Delta Q_0^2 + (-Q_0/\theta F^2)^2 \cdot \Delta F_H^2 + (-Q_0/F_H \theta^2)^2 \cdot \Delta \theta^2]^{0,5} \end{aligned}$$

По результатам одного из опытов получено $Q_0 = 7707$ Вт, $F_H = 12,179$ м², $\theta = 10,946$ °С, $K_H = 55,99$ Вт/(м²К), отсюда следует $100 \cdot \Delta K_H / K_H = 8,8\%$.

Погрешности измерения отдельных величин учитывались при выборе переменных, по которым определялись значения параметров, используемых в уравнениях теплового баланса. Так, энтальпии насыщенного хладагента i' на входе в ВО и i'' на выходе из него

можно находить по компьютерной программе [99] с использованием показаний манометров P7 и P6 или токовых сигналов от датчиков давления ПД100, обозначенных на схеме как 3 PE и 4 PE, допускаемая погрешность которых меньше. Датчик дифференциала давлений ПД200 с узким диапазоном измерения позволяет точнее определить разность между давлениями P_{01} на входе и P_{02} на выходе из ВО, т.е. $\Delta P = P_{01} - P_{02}$. С учетом сказанного энтальпия i'' находилась в зависимости от давления P_{02} , определяемого по датчику 4PE. Для определения энтальпии i' использовано давление $P_{01} = P_{02} + \Delta P_0$, найденное по показаниям датчиков 4PE и ПД200. Заметим, что в уравнениях теплового баланса используется разность энтальпий $i'' - i'$. Поэтому такой подход оказывается точнее, т.к. совместная погрешность 4PE и ПД200 меньше суммарной погрешности двух датчиков ПД100.

Измерения скорости воздуха проводились посредством переносного прибора ДМЦ-01М с трубкой Прандтля и преобразователя скорости ЕЕ660 (термоанемометра) со штатным креплением датчика в прямоугольном канале после ВО. После снятия поля скоростей в канале с помощью прибора ДМЦ-01М определено соответствие между средней скоростью воздуха и показаниями штатного прибора ЕЕ660. Изменения расхода циркулирующего воздуха во время испытаний определялись по показаниям прибора ЕЕ660, погрешность которого не превышает 0,06 м/с.

Установленный после НБ в помещении «В» расходомер OPTIMASS наряду с часовым расходом G_a показывает плотность ρ_a и температуру t_a хладагента перед ЭРВ. Когда к расходомеру поступает парожидкостная смесь, плотность ρ_a оказывается ниже плотности насыщенной жидкости ρ' при соответствующей температуре t_a . Данные о ρ_a и ρ' позволили находить массовое паросодержание потока x_a перед ЭРВ. За основу принята формула, устанавливающая взаимосвязь между удельными объемами смеси v_c , насыщенной жидкости v' и пара v'' в гомогенном потоке:

$$v_c = v''x + v'(1 - x) \quad (5.2)$$

Отсюда $x = (v_c - v')/(v'' - v')$. Переходя к плотностям имеем:

$$x_a = (\rho' - \rho_a) \cdot \rho'' / [(\rho' - \rho'') \cdot \rho_a] \quad (5.3)$$

Энтальпия дросселируемой в ЭРВ жидкости i_a (в точке 5 на цикле ХМ) находится как:

$$i_a = i' + (i'' - i') \cdot x_a \quad (5.4)$$

После дросселирования двухфазный поток поступает к ВО по жидкостному трубопроводу длиной 15м с неидеальной теплоизоляцией. За счет этого энтальпия хладагента перед испарителем i_n повышается до:

$$i_n = i_a + \Delta i_T = i_a + \Delta Q_T \cdot 3600/G_a, \quad (5.5)$$

где ΔQ_T - теплоприток через изоляцию жидкостного трубопровода, определяемый расчетным путем.

Жидкостный трубопровод покрыт слоем тепловой изоляции толщиной 9мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{и} = 0,038$ Вт/(м · К). Внутренний диаметр трубопровода $d_T = 8$ мм, а наружный - $d_H = 9,6$ мм. Диаметр трубопровода с изоляцией $d_{и} = 27,6$ мм. Коэффициент теплоотдачи к двухфазной смеси хладагента по расчетам составил $\alpha_a \approx 3700$ Вт/(м²К), коэффициент теплоотдачи при естественной циркуляции воздуха $\alpha_b \approx 9$ Вт/(м² · К). Удельный тепловой поток к единице длины изолированного трубопровода:

$$q_e = \frac{\pi(t_{в1}-t_a)}{\frac{1}{\alpha_a \cdot d_T} + \frac{\ln(d_H/d_T)}{2\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_b \cdot d_{и}}}, \quad (5.6)$$

где $t_{в1}$ и t_a – температуры воздуха в помещении С и сдросселированного хладагента, °С; λ_M – коэффициент теплопроводности меди. Все величины подставляются в размерности СИ.

Общий теплоприток к трубопроводу $\Delta Q_T = q_e \cdot l_T$. По условиям выполненных экспериментов он составил в среднем 40 Вт. После уточнения энтальпии i_H паросодержание хладагента в начале кипения каждого змеевика определяется по формуле: $x_H = (i_H - i')/(i'' - i')$. Здесь i'' находится по давлению кипения P_0 , измеренному на выходе из ВО. Давление на входе в змеевики превышает это значение на величину среднего падения давления в змеевиках ΔP_0 , измеряемого посредством дифманометра ПД200. Поэтому энтальпия i' находится в зависимости от давления $P_{02} + \Delta P_0$.

5.3 Результаты опытов

В процессе испытаний ВО определялась холодопроизводительность Q_o , которая находилась двумя независимыми методами: по тепловому балансу на стороне хладагента Q_{oa} и на стороне охлаждаемого воздуха $Q_{ов}$:

$$Q_{oa} = G_a(i'' - i'); \quad (5.7)$$

$$Q_{ов} = G_b c_b \xi_{вл} (t_{в1} - t_{в2}), \quad (5.8)$$

где G_a и G_b - массовые расходы циркулирующего хладагента и воздуха соответственно; i'' –энтальпия насыщенного хладагента на выходе из ВО; i' –энтальпия жидкого хладагента на входе в ВО; C_b - удельная теплоемкость воздуха; $\xi_{вл}$ - коэффициент влаговываждения; $t_{в1}$ и $t_{в2}$ - температура воздуха до и после ВО. Расход G_a измеряется с помощью массового расходомера OPTIMASS 6400. Энтальпия i'' находилась в зависимости от давления P_{02} , определяемого по датчику ПД100, который находится на выходе из ВО. Для определения

энтальпии i' использовано давление $P_{01} = P_{02} + \Delta P_0$, найденное по показаниям датчиков ПД100 и ПД200. Такой подход оказывается точнее, т.к. совместная погрешность ПД100 и ПД200 меньше суммарной погрешности двух датчиков ПД100.

Расход G_B определяется по средней скорости воздуха w_e с использованием формулы:

$$G_B = w_B \rho_B S_B, \quad (5.9)$$

где ρ_B - плотность воздуха, зависящая от его температуры t_e ; S_B - площадь сечения потока.

Ввиду отсутствия приборов для точного измерения влажности воздуха, близкой к 100%, коэффициент влаговываждения удобно выражать через расход выпадающей из воздуха влаги:

$$\xi_{вл} = \frac{Q_{п}}{Q_{я}} = 1 + [149,165 \cdot \Delta w / V_B \rho_B (t_{B1} - t_{B2})], \quad (5.10)$$

где Δw , г/мин – расход отводимого конденсата; V_B , м³/ч – объемный расход воздуха; плотность влажного воздуха ρ_B зависит от средней его температуры.

По $Q_0 = (Q_{oa} + Q_{об})/2$, определяется коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена с плоскими ребрами:

$$k_H = Q_0 / \theta_T = 1 / [1 / (\alpha_B E_H \xi_{вл}) + \beta \cdot \delta_3 / \lambda_3 + \beta / \alpha_a], \quad (5.11)$$

где α_B, α_a - КТО на стороне воздуха и хладагента; E_H - коэффициент эффективности наружной поверхности; $\beta = F_H / F_{BH}$ - степень наружного оребрения; δ_3 и λ_3 - толщина и теплопроводность загрязнения.

Средний логарифмический температурный напор θ_T находится как:

$$\theta_T = ((t_{B1} - t_{a1}) - (t_{B2} - t_{a2})) / \ln((t_{B1} - t_{a1}) / (t_{B2} - t_{a2})), \quad (5.12)$$

где t_{a1} и t_{a2} температуры хладагента на входе и выходе ВО.

Полученные по ряду опытов искомые значения холодопроизводительности Q_0 и коэффициента теплопередачи K_H , отнесенного к наружной поверхности теплообменника, приводятся в таблице 5.2. Там же указаны и параметры, характеризующие условия теплопередачи. К ним относятся: температура воздуха t_{B1} и относительная влажность φ_1 воздуха на входе и t_{B2} на выходе из ВО в помещении С; температура хладагента t_{a1} и массовое паросодержание x_H на входе хладагента в испаритель и температура t_{a2} на выходе из него; массовый расход G_a хладагента перед ЭРВ, расположенным в наружном блоке и массовый расход воздуха G_B ; температурный напор θ_T , т. е. средняя логарифмическая разность температур. Замеры проводились при полной скорости вентилятора и заданной температуре воздуха $t_3 = 19^\circ\text{C}$ в помещении «С». Разные тепловые нагрузки создавались за счет работы вспомогательной ХМ и изменения мощности электронагревателей.

Таблица 5.2 - Данные о тепловых характеристиках воздухоохладителя

№	Q_0 , Вт	t_{a1} , °С	t_{a2} , °С	$t_{в1}$, °С	$t_{в2}$, °С	φ_1 , %	θ_T , К	x_H	G_a , кг/ч	K_H , Вт/(м ² · К)	G_B , кг/ч
1	7195,9	7,4	5,9	25,1	12,1	28,5	10,98	0,1145	140,2	53,81	1914,3
2	10665,9	9,7	5,9	28,6	13,6	44,6	12,47	0,1246	221,3	70,22	1894,5
3	8335,8	11,5	9,6	25,6	15,0	45,8	9,07	0,1498	176,4	75,50	1930,2
4	9902,9	6,3	2,2	27,0	9,7	28,5	13,04	0,1249	200,8	62,36	1811,3
5	7339,2	9,1	7,5	27,4	14,1	28,5	11,51	0,1267	148,4	52,36	1874,7
6	7459,7	10,4	8,7	28,0	14,5	26	10,59	0,1292	152,7	57,82	1879,1
7	7469,1	10,5	8,8	28,2	14,7	26	10,74	0,1307	152,7	57,10	1882,4
8	7600,1	9,8	8,3	28,8	14,6	39,7	11,58	0,0995	150,8	53,90	1828,7
9	7490,0	9,4	7,9	27,0	14,1	37,2	10,91	0,1081	148,8	56,38	1932,9
10	7554,1	10,2	8,6	27,0	14,0	37,2	10,01	0,1043	153,3	61,99	1932,9
11	7120,3	11,6	9,7	24,7	14,1	49,6	7,97	0,1378	145,3	73,32	1901,3
12	10699,3	8,9	4,8	29,7	11,4	31	12,41	0,1162	212,7	70,79	1828,3
13	7804,9	10,7	8,9	29,2	14,7	33,5	10,93	0,1283	152,5	58,62	1924,3
14	7779,2	11,3	9,6	29,8	15,3	32,2	10,89	0,1300	155,8	58,65	1879,9
15	7916,4	11,9	10,0	29,8	15,4	34,4	10,47	0,1263	158,6	62,10	1925,8
16	8079,9	12,2	10,5	30,8	16,0	32,2	10,73	0,1288	160,9	61,80	1927,5
17	8016,4	10,8	9,2	28,4	14,1	18,6	9,92	0,0903	154,8	66,38	1937,8
18	7884,6	10,4	8,9	28,4	14,2	18,5	10,43	0,1134	154,2	62,09	1940,0
19	7878,0	11,1	9,3	29,2	14,7	18,5	10,54	0,1121	156,4	61,38	1881,5
20	8101,2	11,3	9,7	29,9	15,2	18,5	10,77	0,1135	158,4	61,74	1943,0

При составлении таблицы 5.2 использовалась средняя холодопроизводительность Q_0 , полученная по тепловым балансам на стороне хладагента Q_{0a} и на стороне воздуха $Q_{0в}$. Температурный напор θ_T определяется с учетом понижения температуры насыщения хладагента в змеевиках.

Микропроцессорная система управления электроприводом компрессора построена так, что после очередного пуска он работает на повышенной частоте вращения. Тем самым обеспечивается ускоренный вывод кондиционера на заданный температурный режим. Если это не удастся, то через некоторое время (около двух часов) устанавливается номинальная частота вращения. В опытах с регистрацией параметров действительная температура $t_{в1}$ оставалась выше заданной. За счет этого достигался квазистационарный режим как повышенной, так и номинальной производительности. Когда температура $t_{в1}$ приближается к заданной, начинается «плавное» изменение производительности компрессора. Оно тем не менее сопровождается негармоническими колебаниями многих параметров ХМ. Их регистрация и обработка на данном этапе не проводилась из-за нарушения условия соблюдения установившегося теплового состояния установки.

Гидравлическое сопротивление ВО потоку кипящего хладагента характеризуется средним падением давления в змеевиках. Как отмечалось, оно поочередно с помощью

прибора ПД200 измеряется в трех змеевиках почти одинаковой конструкции. Путем переключения электромагнитных клапанов для каждого змеевика можно измерить падение давления на четырех участках, охватывающих 3, 5, 7 или 8 труб, начиная от входа [134]. Численные значения падения давления в выбранных змеевиках, полученные для одиннадцати замеров и соответствующие нумерации таблицы 5.2, показаны в табл. 5.3.

Как и следовало ожидать, по мере удаления двухфазного потока от входа в змеевик падение давления, приходящееся на одну трубу, повышается. Это обусловлено нарастанием паросодержания потока, снижением его плотности и увеличением скорости. Среднее падение давления хладагента в змеевиках, состоящих из 8 труб, составляет $\Delta P_0 = 46,67$ кПа. Во всех опытах падение давления в I и II змеевиках примерно одинаковое, а в III змеевике оно всегда меньше. Все измерения проводились одним и тем же прибором Овен ПД 200. Внешние различия выбранных трех змеевиков незначительные. Несколько иная ориентация одинакового количества калачей не может заметно повлиять на падение давления в змеевике. Причины несовпадения предстоит выяснить в дальнейшем. Они могут быть обусловлены различием проточной части змеевиков или неодинаковой скоростью их обдува потоком воздуха. Представляет интерес сопоставление среднего падения давления $\Delta P_0 = 46,67$ кПа с расчетным его значением.

Таблица 5.3 - Падение давления на разных участках 3х змеевиков

Показатели	Численные значения в разных опытах											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
ΔP_i , кПа												
1.3	3,6	10	3	10,2	3,7	4	4,8	4	3,6	3,6	3,6	
1.5	8,6	23	10,3	22,5	9,3	9,7	9,3	9	9,4	9,4	8,5	
1.7	15,1	37	14	35,3	15,2	15,5	15,5	15	16,5	14	15	
1.8	20,5	57	20,6	52,7	23,1	22,6	21,9	22,1	21,1	22,4	25	
2.3	3,2	11	3,8	9,4	4,3	3,5	3,5	3,3	3,5	3,2	2,8	
2.5	8,1	22,8	10,4	22,4	9,4	9,5	9,5	10	8,4	9	9,2	
2.7	16,3	39	16	37,8	16,5	16	17	15,9	17	15,6	15,5	
2.8	20,5	56,8	27	53,7	22,5	23	23,7	22,5	22	22,9	22	
3.3	2,6	8	2,1	7,3	2,6	2,8	2,5	2,3	2,8	2,5	2,3	
3.5	6,6	18,7	8,1	17,1	6,8	7,2	6,8	6,7	6,9	7	7	
3.7	9,1	28	9,6	27,3	10	10	10,3	10	10	10	9,6	
3.8	13	45	11,95	38	15	14,8	14,7	14,7	13	15,1	16	

Используя значения $Q_0 = 9330,1$ Вт; $t_0 = 30^\circ\text{C}$; $x_n = 0,1313$, по программе для ЭВМ [99] получаем $\Delta P_n = 18,96$ кПа. Отсюда $\Delta P_0/\Delta P_n = 2,45$. Выходит, что измеренное падение давления в 2,45 раза превышает расчетное его значение. Причины такого расхождения требуют дальнейшего анализа. Одной из них может быть наличие внутреннего оребрения труб, параметры которого в технической документации не приводятся. Представители компании Mitsubishi также не дают никакой информации. Известно лишь, что передовые компании в последние два десятилетия в целях интенсификации теплообмена при изготовлении испарителей применяют трубы с микрооребрением в виде винтовых канавок. Таким трубам посвящен ряд публикаций [74,135,46,136], но общепринятая методика расчета отсутствует.

Заметим, что значение коэффициента k_n , найденное по опытным данным, объединяет средние КТО на стороне хладагента α_a и на стороне воздуха α_b по формуле (5.11).

Опыты по определению гидравлического сопротивления движению воздуха ВО проводились в режиме вентиляции при номинальной (полной) частоте вращения трехскоростного вентилятора. Несмотря на наличие некоторого пространства между вентилятором с горизонтальным ротором и ребристым теплообменником, статическое давление на его входе несколько зависит от положения точки отбора. Средняя разность статических давлений воздуха до и после трехрядного теплообменника при температуре $t_b = 18^\circ\text{C}$ по данным многократных измерений составила $\Delta P_b = 22$ Па. Такое значение получено при скорости воздуха в лобовом (фронтальном) сечении $W_n = 1,56$ м/с и в живом (наименьшем) сечении $w_{ж} = 2,72$ м/с.

5.4 Уточнение недостающих параметров труб с внутренним микро-оребрением

Падение давления потока любой среды в каналах разной формы обычно рассчитывается с использованием гидравлического диаметра d_h , который определяется по известной формуле:

$$d_h = 4F_{ж}/S_p, \quad (5.13)$$

С учетом угла закручивания спирали β величина S_p находится путем деления периметра, перпендикулярного оси канала S_p , на $\cos\beta$ [75]. Лишь в указанной здесь работе для трубы диаметром 9,52 мм с треугольной формой сечения ребер приводятся значения всех величин, входящих в формулу (5.13).

Многие авторы статей приводят лишь часть данных, необходимых для определения всех параметров микрооребрения труб. Даже форма ребер указывается не всегда. В случае

неполной информации предлагается считать форму ребер трапециевидной, которая в частном случае при ширине вершины $ш_в = 0$ становится треугольной. При известных значениях d_0, t_w, h, n, α и β искомыми величинами становятся $F_ж, S, d_h$ и площадь теплопередающей поверхности F_1 , приходящаяся на 1 м длины трубы. С позиций сопоставления микрооребранных труб (МОТ) с гладкими необходимо знать эквивалентный диаметр d_e . В зависимости от перечня исходных данных могут быть разные варианты расчета [137].

А. Известна ширина канавки $ш_к$:

$$ш_о = \pi d_r / n - ш_к;$$

$$ш_в = ш_о - 2 \cdot b;$$

$$\text{периметр } S_p = (2l_1 + ш_в + ш_к) \cdot n;$$

$$\text{площадь внутренней поверхности } F_{вн} = S_p \cdot l_T;$$

$$\text{площадь сечения ребра } F_p = ш_в \cdot h + b \cdot h;$$

$$\text{площадь живого сечения } F_ж = 0,785d_r^2 - F_p \cdot n;$$

$$\text{диаметры: } d_h = 4F_ж \cdot \cos\beta / S_p; d_e = (F_ж / 0,785)^{0,5};$$

$$\text{шаг спиралевидной канавки (ребра) } P_1 = \pi \cdot d_r \cdot \text{tg}(90 - \beta);$$

$$\text{шаг между смежными спиралями } P = P_1 / n.$$

Б. Неизвестны $ш_к$ и $ш_в$.

Принимаем $ш_в / ш_к = m$; ($m = 0,1 - 1,5$). С учетом выражений для определения l_1, b и $Pr1$ записываем систему трех уравнений:

$$\begin{cases} ш_о = ш_в + 2b \\ ш_к = Pr1 - ш_о \\ ш_в = ш_к \cdot m \end{cases}$$

Из нее получаем $ш_к = (Pr1 - 2b) / (1 + m)$. Остальные параметры находятся, как в варианте А. Подбирать значение m приходится по дополнительной информации.

В. Известна ширина основания ребра $ш_о$.

Отличается от варианта А тем, что $ш_к = Pr1 - ш_о$.

Г. Форма ребер треугольная.

Отличается от варианта Б значением $m = 0$, откуда $ш_в = 0$.

Закругление вершины трапеции или треугольника иногда показывают на рисунках (фотографиях) микро-оребрания, но без указания размеров закругления. Очевидно, что закругления несколько уменьшают периметр S_p , а следовательно, и внутреннюю поверхность F_1 . Площадь $F_ж$ немного возрастает. В случае наличия измеренных значений $F_1^и$ и $F_ж^и$ целесообразно ввести коэффициенты для корректировки расчетных значений: $K_1 = F_1 / F_1^и$;

$K_2 = F_{ж}/F_{ж}^{и}$. Отметим, что в некоторых источниках приводятся параметры микрооребрения, полученные с использованием электронного микроскопа.

5.5 Расчет коэффициента теплоотдачи в микро-оребрённых трубах

На интенсивность теплоотдачи двухфазного потока в горизонтальных трубах влияют характеристики смачивания стенок труб, обмен моментами между жидкой и паровой фазами, силы поверхностного натяжения и гравитации из-за разности плотностей фаз. Исследования показывают, что спиральное микро-оребрение не только увеличивает площадь контакта жидкости с металлической поверхностью, но и способствует наступлению кольцевого режима потока при более низких значениях массовой скорости $w\rho$. Наличие внутренних ребер малой высоты создает местные флуктуации кольцевой пленки жидкости, что также повышает интенсивность теплоотдачи.

К настоящему времени предложен ряд обобщенных методик расчета локальных КТО при кипении хладагентов в МОТ. Каждая из них опирается на сравнительно небольшой объем экспериментальных данных. Практический интерес представляют методики, по которым результаты расчета наиболее точно совпадают с экспериментальными данными в широком диапазоне условий кипения разных хладагентов. Поэтому выбор методик осуществлялся на основе сопоставления расчетных данных с экспериментальными. Для расчетов предварительно выбрано девять методик [138,20,86,143,83,139,140,141,142], по ним составлена компьютерная программа расчета локальных α_l и средних α_c КТО при фиксированных условиях кипения выбранного хладагента. Одновременно выполнялся расчет градиентов давления в МОТ по четырем методикам, а также расчет КТО и градиентов давления в гладких трубах с внутренним диаметром d_t , равным эквивалентному диаметру d_e соответствующему МОТ.

Подходящие для сопоставления экспериментальные данные о КТО обычно представляют в виде графиков и значительно реже в виде таблиц, отражающих зависимость локальных КТО от массового паросодержания хладагента « x » с указанием условий его кипения и основных параметров спирального микро-оребрения труб. Целенаправленный поиск позволил найти 181 такую зависимость. Графики и таблицы опубликованы в 15 источниках: [73,144,85,142,60,143,77,141,83,76,46,82,80,74,145] (Приложение «Л»). Они охватывают кипение хладагентов R22, R134a, R404A, R407c, R410A в МОТ с наружным диаметром $d_0 = 4 \dots 12,7$ мм и разными параметрами внутреннего оребрения. Массовые скорости хладагента $w\rho$ и отнесенные к площади внутренней поверхности труб плотности теплового потока q изменялись в широком диапазоне.

Ввиду большого количества точек со значениями локальных КТО сопоставление расчетных данных проводилось по средним КТО, то есть сравнивались средние расчетные КТО α_c , полученные по каждой методике со средними экспериментальными КТО $\alpha_{э}$ в конкретных условиях кипения. Степень совпадения оценивалась по относительному отклонению расчетных КТО α_{ci} от экспериментальных $\alpha_{эi}$ их значений: $\varepsilon_i = (\alpha_{ci} - \alpha_{эi})/\alpha_{эi}$. Для всего массива исходных данных определялось среднее значение отклонения по каждой методике как $\varepsilon_c = \sum \varepsilon_i / 181$, а также средние квадратичные отклонения σ , и модуль доверительного интервала.

Выполненные расчеты показывают, что при одинаковых условиях кипения конкретного хладагента по каждой методике получается свой результат. Изменение значений в одной из варьируемых величин по-разному влияет на результаты расчета по каждой методике. В итоге получен значительный разброс средних показателей точности расчета КТО по разным методикам. Приведен диапазон их значений: $\varepsilon_c = -0,22 \dots 0,844$, $\sigma = 0,259 \dots 0,72$. Лишь две методики обеспечивают приемлемую для тепловых расчетов точность. По методике [141] $\varepsilon_c = -0,168$, $\sigma = 0,259$, а по методике [142] $\varepsilon_c = -0,033$, $\sigma = 0,306$. Видимых преимуществ ни одна из них не имеет. Поэтому предложено осреднять получаемые по ним результаты расчета КТО. После осреднения получено $\varepsilon_c = -0,131$, $\sigma = 0,274$ и модуль доверительного интервала ДИ = 0,038 при доверительной вероятности $\beta = 0,95$.

Следует отметить, что неполное совпадение результатов расчета с экспериментальными данными могут быть обусловлены не только недостатками методик расчета, но и погрешностями, возникающими при проведении экспериментов, а также из-за представления их результатов в виде отдельных точек на графиках небольшого формата. Многие исследователи интенсивности теплоотдачи при кипении жидкостей в трубах считают точность расчета удовлетворительной, если 70% расчетных КТО отклоняются от экспериментальных их значений на величину не более 30% [74, 142].

Все рассмотренные в расчетах КТО методики так или иначе учитывают наличие двух основных составляющих механизма кипения жидкости в МОТ: пузырькового кипения и вынужденного движения парожидкостной смеси. Общий КТО α_a иногда находят как простую сумму $\alpha_{п}$ и $\alpha_{в}$ этих составляющих. В отличие от кипения в гладких трубах составляющие $\alpha_{п}$ и $\alpha_{в}$ для МОТ дополнительно содержат поправочные множители, учитывающие влияние микро-оребрения на образование пузырьков и движение двухфазного потока. В методику [139] еще включена составляющая α_k , обусловленная капиллярностью. Методика [86] представлена в виде произведения лишь вынужденной составляющей

α_b , умноженной на сумму безразмерного числа кипения Bo и параметра Мартинелли X_{tt} с численными коэффициентами, подобранными по опытным данным.

Несколько подробнее остановимся на выбранных методиках. Авторы статьи [141] на экспериментальной установке определяли КТО при кипении смеси R410A с маслом «ester» RB68EP. Опыты проводились при трех сочетаниях $w\rho$ и q . Массовое паросодержание смеси x_c во всех опытах изменялось от 0,2 до 0,7. Для каждого сочетания $w\rho$ и q по очереди задавалась концентрация масла $w_m = 0; 1; 2; 3; 4; 5\%$. Подготовленная авторами методика расчета базируется на использовании локальных параметров смеси, включая массовое ее паросодержание x_c и энтальпию i_c . По аналогии с методикой [25], разработанной для гладких труб, КТО кипения смеси хладагента с маслом в МОТ находится в виде суммы:

$$\alpha_c = E \cdot E_{rb} (0,023 Re_r^{0,8} \cdot Pr_c^{0,4} \cdot \lambda' / d_r) + S \cdot \alpha_{сп}, \quad (5.14)$$

где Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; λ' – коэффициент теплопроводности насыщенной жидкости; d_r – диаметр трубы у основания ребра; $\alpha_{сп}$ – КТО свободного парообразования хладагента (в большом объеме); E, E_{rb}, S – поправочные множители.

Рекомендованы формулы:

$$Re_r = w\rho \cdot (1 - x_c) \cdot d_r / \mu'; \quad (5.15)$$

$$E = 1 + 33686 \cdot Bo^{1,16} + 1,169 X_{tt}^{-0,86}; \quad (5.16)$$

$$E_{rb} = \{1 + [2,64 \cdot Re_r^{0,036} (h/d_r)^{0,212} (\text{ш}_к/d_r)^{-0,2} (\beta/90)^{0,29} \cdot (Pr')^{-0,024}]^7\}^{1/7}; \quad (5.17)$$

$$S = 1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-6} \cdot E^{1,489} \cdot Re_r^{1,17}, \quad (5.18)$$

где $\text{ш}_к$ – ширина основания спиральной канавки; Bo – безразмерное число кипения определяемое по формуле (1.32); X_{tt} – параметр Мартинелли, определяемый по формуле (1.39).

Необходимость определения локальных параметров смеси хладагента с маслом несколько усложняет методику. В частном случае, когда $w_m = 0$, по формуле (5.14) можно находить КТО для хладагента без примеси масла. Результаты обсуждаемых опытов показали, что присутствие масла увеличивает КТО при $x_c < 0,4$ и заметно понижает его при $x_c > 0,65$. На среднее значение КТО наличие масла в хладагенте существенного влияния не оказывало [141].

В статье [142] приводятся результаты экспериментального определения локальных КТО и градиентов давления при кипении хладагентов R22 и R410A в гладкой трубе и пяти МОТ. Все они имели наружный диаметр $d_0 = 5$ мм, но разные параметры внутреннего оребрения. Путем обобщения результатов собственных исследований и ранее опубликованных в открытых источниках экспериментальных данных авторы подготовили полуэм-

пирическую обобщенную методику расчета КТО. Она ориентирована на асимптотическую модель совместного влияния двух составляющих на КТО, которое описывается формулой:

$$\alpha_a = (\alpha_b^3 + \alpha_n^3)^{1/3} = [(E_{rв} \alpha_{вж})^3 + (S \alpha_{сп})^3]^{1/3}. \quad (5.19)$$

КТО при вынужденном движении жидкой фазы $\alpha_{вж}$ здесь определяется с использованием средней толщины пленки δ , образующейся в перемежающемся и кольцевом режимах двухфазного потока:

$$\alpha_{вж} = (0,14 \cdot Re_\delta)^{0,68} Pr^{10,4} \cdot \lambda' / \delta; \quad (5.20)$$

$$\delta = \sqrt{F_{ж}/\pi} \cdot (1 - \sqrt{\varphi}); \quad (5.21)$$

$$Re_\delta = 4 \cdot w\rho \cdot (1 - x) \cdot \delta / ((1 - \varphi) \cdot \mu'), \quad (5.22)$$

где $F_{ж}$ – площадь живого сечения МОТ, м²; φ – истинное объемное паросодержание потока, определяемое по формуле (1.11).

Фактор интенсификации теплоотдачи $E_{rв}$ зависит от числа Re_δ и находится по формуле:

$$E_{rв} = \{1 + [2,64(Re_\delta)^{0,036}(h/d_r)^{0,212} \cdot (p/d_r)^{-0,21} \cdot (\beta/90)^{0,29} \cdot (Pr')^{-0,024}]^7\}^{1/7}, \quad (5.23)$$

где p – шаг ребер.

Шаг p зависит от числа ребер N и угла закручивания спирали, обычно задаваемого в градусах:

$$p = \pi \cdot d_r / (N \cdot tg(\beta \cdot 3,14/180)). \quad (5.24)$$

КТО при свободном парообразовании $\alpha_{сп}$ предложено находить по формуле:

$$\alpha_{сп} = 2,8 \cdot 207 \cdot [(q - q_{нп}) \cdot D_{п}/\lambda' \cdot T_s]^{0,745} \cdot (\rho''/\rho')^{0,581} \cdot Pr^{0,533} \cdot \lambda'/D_{п}, \quad (5.25)$$

где $q_{нп}$ – минимальный тепловой поток для начала образования пузырьков; $D_{п}$ – отрывной диаметр пузырьков, м; $T_s = 273,15 + t_0$.

Для определения $q_{нп}$ рекомендована формула:

$$q_{нп} = 2 \cdot \sigma \cdot T_s \cdot \alpha_{вж} / (r_{кр} \cdot \rho''(i'' - i')), \quad (5.26)$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м; $r_{кр}$ – критический радиус пузырьков, принимаемый равным $0,38 \cdot 10^{-6}$, м.

Отрывной диаметр пузырьков:

$$D_{п} = 0,51[2\sigma/9,81(\rho' - \rho'')]^{0,5}. \quad (5.27)$$

Поправочный множитель для пузырькового кипения в трубах:

$$S = (1 - e^{-\xi})/\xi, \quad (5.28)$$

$$\xi = 1,96 \cdot 10^{-5}[\rho' C_p' \cdot T_s / (\rho''(i'' - i'))]^{1,25} \cdot E_{rв} \cdot \alpha_{вж} \cdot D_{п}/\lambda', \quad (5.29)$$

где C_p' – удельная теплоемкость насыщенной жидкости.

Из последних двух выражений следует, что множитель S зависит от значения составляющей $\alpha_b = E_{rв} \cdot \alpha_{вж}$. Чисто пузырьковое кипение жидкости в трубах не происходит

из-за неизбежного движения парожидкостной смеси. Не случайно в формуле (5.25) присутствует разность $q - q_{\text{нп}}$. По ходу движения потока повышаются массовое паросодержание x , составляющая $\alpha_{\text{вж}}$ и значения $q_{\text{нп}}$. Разность $q - q_{\text{нп}}$, а вместе с ней и составляющая $\alpha_{\text{п}}$ могут оказаться отрицательными. Для получения правильного значения КТО нужно вводить условие, согласно которому $\alpha_{\text{а}}$ находится по формуле (5.19) при $q > q_{\text{нп}}$, а если оно не соблюдается, то $\alpha_{\text{а}} = \alpha_{\text{в}}$. Действительно, без образования пузырьков составляющая $\alpha_{\text{п}}$ отсутствует, а теплоотдача происходит за счет вынужденного движения двухфазного потока.

5.6 Расчет падения давления хладагента в микро-оребрённых трубах

По мере накопления экспериментальных данных разные авторы проводили их обобщение. К настоящему времени опубликовано свыше десяти методик расчета падения давления, охватывающих конкретные массивы опытных данных. Значительная их часть представляет собой некоторую модификацию методик расчета падения давления двухфазного потока в гладких горизонтальных трубах. Неоднократно проводилось сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными о падении давления некоторых хладагентов в трубах с определенными параметрами микро-оребрения. В данной работе упоминаются лишь методики, обеспечивающие удовлетворительную точность.

Так, в статье Kim [77] приведены значения среднего квадратичного отклонения (СКО) результатов расчета по восьми методикам с экспериментальными данными по кипению R410A в трубах с $d_o = 7$ мм при $t_0 = 8^\circ\text{C}$. Наименьшие СКО составили $\sigma = 19\%$ по методике [75] и $\sigma = 15\%$ по методике [86]. Приведем краткое их описание. Методика [75] считается обобщенной. Она подготовлена на базе большого массива экспериментальных данных по кипению и конденсации семи хладагентов в трубе с $d_o = 9,52$ мм. Падение давления находится по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_y = [f_N L (v_{\text{в}} - v_{\text{н}}) / d_h + (v_{\text{в}} - v_{\text{н}})] (w\rho)^2, \quad (5.30)$$

где $v_{\text{в}}$; $v_{\text{н}}$ – удельный объем двухфазной смеси на выходе и в начале участка; L – длина участка; d_h – гидравлический диаметр трубы; $w\rho$ – массовая скорость хладагента.

Новый коэффициент трения f_N , фактор кипения K_f и число Рейнольдса для потока жидкости $Re_{\text{ж}}$:

$$f_N = 0,00506 Re_{\text{ж}}^{-0,0951} K_f^{0,1554}; K_f = (x_{\text{в}} - x_{\text{н}}) \cdot (i'' - i') / (L \cdot g);$$

$$Re_{\text{ж}} = (w\rho) \cdot d_h / \mu', \quad (5.31)$$

где x_B, x_H – массовое паросодержание хладагента в начале и на выходе зоны кипения или участка; i', i'' – энтальпия жидкости и пара на линии насыщения; μ' – вязкость насыщенной жидкости; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Формула (5.30) справедлива при условии $Re_{ж}/K_f > 1$. Оно может не соблюдаться при малых значениях $w\rho, d_h, L$ и большой разности $x_B - x_H$. При малой длине участков L градиент давления можно находить как $dP/dz \approx \Delta P/L$.

В методике [86], как и в некоторых других, предполагается преобладающее влияние паровой фазы на падение давления парожидкостной смеси. Наличие жидкостной фазы учитывается введением поправочного множителя ϕ_n в формулу для градиента давления.

$$dP/dz = 2\phi_n^2 f_n (w\rho)^2 x^2 / (\rho'' \cdot d_e). \quad (5.32)$$

В случае $\phi_n = 1$ по этой формуле находится градиент давления насыщенного пара. Характерно, что в ней и при определении числа Рейнольдса Re_n используется не гидравлический, а эквивалентный диаметр d_e трубы с микро-оребрением. Коэффициент трения f_n предлагается находить по четырем разным формулам в зависимости от числа $Re_n = (w\rho) x d_e / \mu''$. Если $Re_n > 12700$, то $f_n = 0,0092$, множитель ϕ_n зависит от параметра Мартинелли χ_{tt} (1.39):

$$\phi_n = 1 + 1,64 \chi_{tt}^{0,79}; \quad (5.33)$$

Методика [78] позволяет находить падение давления при кипении R410A с концентрацией масла от 0 до 5%. Она подготовлена на базе экспериментальных данных о падении давления в микро-оребрённой трубе с $d_o = 5$ мм, но может применяться и для труб большего диаметра. В ней также используется поправочный множитель ϕ_{n1} , для которого получена формула:

$$\phi_{n1} = 1 + 1,892 \cdot \chi_{tt}^{0,587}. \quad (5.34)$$

Коэффициент трения $f_{n1} = 0,128/Re_h^{0,267}$ и число $Re_h = (w\rho)\chi_{tt}d_h/\mu''$ находятся с использованием гидравлического диаметра d_h . При кипении чистого R410A падение давления вычисляется по формуле:

$$\Delta P = 0,256 Re_h^{-0,267} \cdot (w\rho)^2 \cdot x^2 \cdot l (1 + 1,892 \chi_{tt}^{0,587})^2 / (\rho'' \cdot d_h), \quad (5.35)$$

где l – длина участка трубы, на котором происходит небольшое повышение паросодержания x .

Для определения падения давления смеси R410A с маслом необходимо предварительно находить значения паросодержания x , плотности ρ и вязкости μ двухфазного потока с учетом концентрации масла.

Согласно методике [146] падение давления двухфазного потока ΔP находится в виде произведения $\Delta P = \Delta P_{\text{ж}} \cdot \phi_{\text{ж}}^2$. Падение давления при движении только насыщенной жидкости и множитель $\phi_{\text{ж}}$:

$$\Delta P_{\text{ж}} = 2f_{\text{ж}}(w\rho)^2(1-x)^2l/(\rho' \cdot d_r), \quad (5.36)$$

$$\phi_{\text{ж}}^2 = 1,376 + 7,242/\chi_{tt}^{1,655}. \quad (5.37)$$

Для коэффициента сопротивления $f_{\text{ж}}$ получено выражение:

$$f_{\text{ж}} = 0,046 \cdot Re_{\text{ж}}^{-0,2}(d_r/d_e) \cdot \left(1 - \frac{x \cdot h \cdot n \cdot t}{\pi d_r^2 \cos \beta}\right)^{0,5} (X/\cos \beta)^Y, \quad (5.38)$$

где d_r – диаметр трубы у основания ребра; h – высота ребра; n – число ребер; t – толщина (ширина) основания ребра; β – угол закручивания спирали; X, Y – эмпирические показатели. Применительно к микро-оребрению спиралевидной формы приводятся значения $X = 1, Y = 0,75$.

Все методики расчета падения давления кипящего хладагента предполагают наличие взаимосвязи между основными параметрами трубы и потока хладагента, которая вытекает из уравнения теплового баланса. Для микрооребранных труб она выражается формулой:

$$l_{\text{км}} = w\rho \cdot F_{\text{ж}}(x_{\text{в}} - x_{\text{н}}) \cdot (i'' - i')/(F_1 \cdot q), \quad (5.39)$$

При обобщении экспериментальных данных обычно указывают $w\rho, q, x_{\text{н}}, x_{\text{в}}$, а также данные о параметрах внутреннего оребрения трубы. Нередко отмечается, что опыты проводились при фиксированных значениях q и $w\rho$ в трубе конкретной длины l_T . Это означает, что лишь за ряд опытов был охвачен весь диапазон изменения паросодержаний, например $x_{\text{в}} - x_{\text{н}} = 0,8$. С учетом сказанного после определения длины $l_{\text{к}}$ по формуле (5.39) длину коротких участков Δl и приращения паросодержаний Δx следует находить путем деления $l_{\text{к}}$ и $x_{\text{в}} - x_{\text{н}}$ на некоторое целое число z , превышающее 10. Практически рекомендуется принять $\Delta x \approx 0,05$, откуда $z = (x_{\text{в}} - x_{\text{н}})/0,05$, а $\Delta l = l_{\text{к}}/z$. Уменьшение числа коротких участков приводит к накоплению погрешностей из-за нелинейного изменения градиента давления по ходу движения потока.

О степени совпадения расчетных градиентов давления по четырем методикам [7, 86,78,146] с экспериментальными их значениями можно судить по данным таблицы Приложения М. Как и в случае с методиками расчета КТО в МОТ, видимых преимуществ ни одна из методик не имеет. Поэтому предложено осреднять получаемые по четырем методикам результаты расчета падения давления. Для сопоставления удалось найти зависимости падений давления в 7 источниках: [75,50,85,142,141,80]. Для 91 сочетаний градиента получено $\varepsilon_c = -0,0577$ и $\sigma = 0,247$.

5.7 Применение выбранных методик для анализа опытных данных

К выбранным относим четыре методики расчета падения давления и две методики расчета КТО при кипении хладагентов в МОТ, а также одну методику расчета падения давления и пять методик расчета КТО при кипении хладагентов в гладких трубах. Они используются для приближенного определения КТО на стороне воздуха и оценки эффективности внутреннего оребрения труб испытуемого ВО. Рассмотрим по отдельности две задачи.

1. Определение КТО на стороне воздуха по результатам опытов.

Формула (5.11) устанавливает связь между коэффициентом теплопередачи K_H и коэффициентами теплоотдачи α_a и α_b . В случае обогрева трубы, в которой кипит хладагент, за счет циркуляции однородной жидкости в концентрическом пространстве между двумя трубами похожую формулу используют для определения коэффициента α_a по данным о КТП и КТО жидкости $\alpha_{ж}$ [46]. При отсутствии внешнего оребрения трубы, формула (5.11) несколько упрощается, а для расчета КТО существуют проверенные формулы. Кроме того, возможна постановка несложного эксперимента по определению КТО циркулирующей жидкости $\alpha_{ж}$.

Наличие внешнего оребрения труб ВО в виде насаженных тонких пластин с тиснением нечеткой формы, расположенных с шагом 1,56 мм, препятствует определению КТО на стороне воздуха α_b . Постановка эксперимента оказывается затруднительной из-за большой площади фронтального сечения ВО, малой его длины по ходу воздуха и трудностей измерения температуры наружной поверхности. В многочисленных источниках подходящей методики для расчета КТО α_b для ВО с таким типом оребрения найти не удалось. Чтобы по экспериментально полученным значениям КТП K_H и расчетным КТО α_a , найти КТО α_b , преобразуем формулу (5.11) к виду:

$$\alpha_b = \frac{1}{E_H \xi} \cdot \left(\frac{1}{K_H} + \frac{\beta}{\alpha_a} - \frac{\beta \cdot \delta_3}{\lambda_3} \right)^{-1} \quad (5.40)$$

Степень оребрения испытуемого ВО $\beta = 8,6194$. Отношение δ_3/λ_3 представляет собой термическое сопротивление стенок труб с учетом загрязнений. Ввиду его малого значения, принимаем $\delta_3/\lambda_3 = 1,036 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2 \cdot \text{к)}/\text{Вт}$. Коэффициенты влаговыпадения $\xi_{вл}$ в каждом опыте определяются по количеству выпадающего из воздуха конденсата. Если использовать осредненный по методикам [141] и [142] КТО α_b , то неизвестной величиной в формуле (5.40) остается лишь коэффициент эффективности наружной поверхности E_H . Подробному анализу методик его определения посвящена статья [147]. Среди прочего в ней обсуждается порядок определения коэффициента для ВО с тисненными и просечными

(жалюзийными) пластинами. Особенность заключается в том, что коэффициент E_H зависит от значения КТО α_B . Поэтому использование формулы (5.40) предполагает несколько последовательных приближений.

В программу обработки результатов измерения для каждого объекта включена подпрограмма расчета КТО α_B по найденным значениям КТП K_H и КТО α_A . Предварительно можно задать $E_H = 0,9$, а затем заменять его на полученное в результате первого шага расчетное значение E_{HP} . Такую процедуру приходится повторить несколько раз до тех пор, пока после очередной замены расчетное значение E_{HP} не совпадет с вводимым хотя бы до четвертого знака. Полученные по условиям 20 установившихся режимов значения КТО воздуха α_B приведены в таблице 5.4. Номерация строк в данной таблице совпадает с номерацией строк таблицы 5.2, где приведены экспериментальные данные, задействованные в расчете.

Таблица 5.4 - Расчетные значения относительных величин EF , PF и E

№	Q_0 , Вт	α_A , Вт/(м ² К)	$(dP/dz)_M$, Па	α_B , Вт/(м ² К)	E_H	ξ	$\alpha_{гд}$, Вт/(м ² К)	$(dP/dz)_{гд}$, Па	EF	PF	E
1	7195,9	4640,1	1720,9	66,23	0,9021	1,00	2679,8	1064,6	1,993	1,616	1,233
2	10665,9	6310,1	3608,59	70,59	0,8830	1,25	3869,04	2128,6	1,877	1,695	1,107
3	8335,8	5366,2	2368,27	71,03	0,8737	1,39	3293,50	1412,8	1,875	1,676	1,118
4	9902,9	6026,9	3325,8	73,13	0,8943	1,05	3696,3	2006,4	1,876	1,658	1,132
5	7339,2	4760,0	1806,9	63,93	0,9053	1,00	2757,9	1103,8	1,986	1,637	1,213
6	7459,7	4822,7	1840,10	71,87	0,8966	1,00	2804,78	1116,0	1,979	1,649	1,200
7	7469,1	4834,9	1849,87	70,76	0,8977	1,00	2811,94	1121,1	1,979	1,650	1,199
8	7600,1	4737,8	1760,21	66,20	0,9032	1,00	2770,47	1066,0	1,968	1,651	1,192
9	7490,0	4731,1	1765,66	68,35	0,8997	1,02	2757,56	1076,7	1,974	1,640	1,204
10	7554,1	4738,4	1754,85	78,40	0,8917	1,00	2770,12	1066,1	1,968	1,646	1,196
11	7120,3	4693,5	1706,90	78,55	0,8751	1,23	2725,13	1034,3	1,982	1,650	1,201
12	10699,3	6276,2	3591,99	81,40	0,8821	1,09	3857,11	2128,0	1,872	1,688	1,109
13	7804,9	4985,4	1988,49	72,77	0,8970	1,00	2908,91	1199,2	1,972	1,658	1,189
14	7779,2	4978,2	1968,60	72,82	0,8969	1,00	2907,47	1184,2	1,970	1,662	1,185
15	7916,4	5021,3	1998,51	77,96	0,8921	1,00	2940,58	1198,1	1,965	1,668	1,178
16	8079,9	5111,6	2078,01	77,33	0,8927	1,00	3161,94	1240,5	1,860	1,675	1,111
17	8016,4	4883,5	1865,23	84,95	0,8857	1,00	2874,28	1124,9	1,955	1,658	1,179
18	7884,6	4942,4	1943,76	78,11	0,8920	1,00	2893,04	1173,6	1,966	1,656	1,187
19	7878,0	4930,0	1920,06	77,04	0,8930	1,00	2889,29	1156,9	1,964	1,660	1,183
20	8101,2	5041,7	2020,37	77,38	0,8927	1,00	2960,60	1211,9	1,960	1,667	1,176

2. Оценка эффективности внутреннего микро-оробрения труб воздухоохладителя.

Увеличение площади контакта хладагента с внутренней поверхностью труб одинакового диаметра всегда сопровождается повышением гидравлического их сопротивления. Достоинством спирального микро-оробрения является умеренное повышение сопротивления двухфазному потоку. Обычно МОТ сравнивают с гладкими трубами. Для сравнения ис-

пользуются относительные величины: AR – отношение площадей внутренней поверхности (area relation); EF – коэффициент интенсификации теплоотдачи (enhancement factor); PF – штрафной коэффициент (penalty factor); E – параметр интенсификации (enhancement parameter) [76]. Встречаются иные обозначения и наименования указанных величин. В любом случае они определяются по выражениям:

$$AR = \frac{F_{1M}}{F_{1r}}; EF = \frac{\alpha_{cm}}{\alpha_{cr}}; PF = \frac{(dP/dz)_M}{(dP/dz)_r}; E = \frac{EF}{PF}, \quad (5.41)$$

где F_{1M} и F_{1r} – площади внутренней поверхности одного метра микро-оребреной и гладкой труб; α_{cm} и α_{cr} – средние КТО при кипении хладагента в МОТ и гладкой трубе; $(dP/dz)_M$ и $(dP/dz)_r$ – обусловленные трением средние градиенты давления при движении парожидкостной смеси в МОТ и гладкой трубе.

Очевидно, что для сопоставления надо знать конструктивные размеры труб, средние значения КТО и градиентов давления. Совпадения наружных диаметров d_0 МОТ и гладких труб явно недостаточно. Дело в том, что площадь F_{1M} зависит от формы и высоты h ребер, угла их вершины α и угла закручивания спирали β . Для определенности надо согласовать внутренние размеры труб. Некоторые авторы предлагают находить относительные величины при условии, что внутренний диаметр гладкой трубы d_r совпадает с диаметром у основания ребер d_2 (наибольшим внутренним диаметром) МОТ [20]. Иногда сравнение проводят при совпадении d_r с наименьшим внутренним диаметром МОТ $d_i = d_r - 2h$ [139]. В некоторых случаях используют средний диаметр МОТ $d_m = (d_r + d_i)/2$ [77,138]. Исходя из гидродинамики двухфазного потока, наиболее целесообразным представляется сопоставление при совпадении эквивалентных диаметров d_e МОТ и гладкой трубы. Площадь живого (проходного) сечения $F_{ж}$ является важной характеристикой МОТ. Ее находят путем специального обмера или расчетным путем. По ней определяется массовая скорость $w\rho$ потока, которая влияет как на КТО, так и на падение давления. Связь между $F_{ж}$ и d_e выражается простой формулой:

$$d_e = (4F_{ж}/\pi)^{0,5} \quad (5.42)$$

Наряду с массовой скоростью $w\rho$ при сопоставлении должны совпадать и плотности теплового потока q . С учетом формул (1.20) и (5.39) для определения длины зоны кипения в гладкой $l_{кг}$ и микро-оребреной $l_{км}$ трубах нетрудно установить, что при совпадении $w\rho$ и q одинаковое количество теплоты к хладагенту Q_0 можно подвести лишь при условии, что $l_{кг} = l_{км} \cdot AR$. Если брать трубы одинаковой длины, то изменение массового паросодержания хладагента Δx в них будет неодинаковым, что приведет к погрешности определения среднего КТО α_{cr} . Чтобы при совпадении массовой скорости $w\rho$ и длины зоны кипения l_k сравниваемых труб получить одинаковое изменение паросодержания Δx и

тем самым обеспечить подвод одинакового количества теплоты Q_0 к хладагенту в них, плотность теплового потока для гладкой трубы должна в AR раз превышать ее значение для МОТ. В наших расчетах эта особенность учтена, а при сопоставлении МОТ и гладких труб по экспериментальным данным она обычно не обсуждается.

При указанных ранее параметрах микро-оребрения труб испытуемого ВО отношение площадей $AR = 1,6044$. Длина труб каждого змеевика составляет 6,84 м, эквивалентный их диаметр $d_e = 6,834$ мм. Расчет КТО в МОТ проводился по двум выбранным методикам [141,142], а расчет градиента давления – по четырем методикам [75,86,78,146]. В тепло-гидравлических расчетах принималось равенство массовой скорости $w\rho$ и плотности теплового потока q в гладких и микро-оребрённых трубах. Расчетная длина зоны кипения в гладкой трубе $l_{кт}$ оказывалась больше длины $l_{км}$ в МОТ. Однако осреднение локальных КТО в трубах обоих типов проводилось в одинаковом диапазоне изменения паросодержаний от x_n до $x_b = 0,99$. Средний градиент давления в гладкой трубе практически не зависит от ее длины, а полное падение давления хладагента для сравнения труб не использовалось.

Расчетные значения относительных величин EF, PF и E по условиям 20 опытов приводятся в таблице 5.4. Диапазон их изменения составил: $EF = 1,860 - 1,993$; $PF = 1,616 - 1,695$; $E = 1,107 - 1,233$.

Нетрудно заметить, что параметр E понижается с увеличением тепловой нагрузки Q_0 , от которой в основном зависят $w\rho$ и q . Дело в том, что с увеличением скорости $w\rho$ градиент давления dP/dz повышается больше, чем КТО. Тенденция к понижению параметра E с повышением массовой скорости обнаруживается по экспериментальным данным при кипении разных хладагентов [79]. Сравнительно невысокие значения параметра E для испытуемого ВО получены из-за проведения опытов при тепловых нагрузках Q_0 , превышающих номинальное значение $Q_{0н} = 7100$ Вт. Если, к примеру, для опыта с порядковым №2 сохранить значения t_0 и x_n , но понизить нагрузку Q_0 с 10665,9 до 5000 Вт, то получим $EF = 2,042$, $PF = 1,574$, $E = 1,297$ вместо $EF = 1,877$, $PF = 1,695$, $E = 1,107$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе диссертационного исследования получены следующие научные и практические результаты:

1. Выявлены наиболее перспективные методики расчета локальных КТО и градиентов давления; произведена их корректировка, учитывающая изменение режимов течения хладагента от турбулентного к переходному и ламинарному.
2. Предложена расчетная схема деления плоских змеевиков с разным числом горизонтальных труб на короткие участки, позволяющая находить падение давления в калачах с использованием параметров хладагента на входе в каждый из них.
3. Разработаны объединенные алгоритмы пошагового расчета локальных КТО по пяти обобщенным методикам и градиентов давления по четырем методикам при кипении хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках; предусмотрено определение среднего КТО и полного падения давления на основе соответствующих методик.
4. Составлены удобные для пользователей две компьютерные программы, выполняющие совместный расчет показателей интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении 10 хладагентов: а) в горизонтальных трубах; б) в плоских змеевиках; возможно изменение перечня рассматриваемых хладагентов.
5. На основе сопоставления результатов расчета с доступными экспериментальными данными зарубежных исследователей установлено, что отношение расчетных и экспериментальных данных приближается к единице, а стандартное отклонение становится минимальным, если средний КТО находится путем осреднения результатов расчета по пяти используемым методикам, а градиент давления - по методике Мюллера - Стейнхагена.
6. По итогам многовариантных расчётов с использованием компьютерной программы проведён анализ влияния различных факторов на показатели кипения хладагентов и получены уравнения для инженерного расчёта среднего КТО и полного падения давления семи хладагентов в змеевиковых испарителях при разных сочетаниях исходных данных.
7. Обоснована целесообразность применения численного метода определения оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров змеевиковых испарителей; выполнен подбор оптимальных значений массовой скорости $(w_p)_o$ в зависимости от плотности теплового потока q и подбор оптимальной длины зоны кипения $l_{ко}$ семи хладагентов в широком диапазоне условий их кипения. Регрессионный анализ результатов подбора позволил получить степенные зависимости для инженерного расчета

$(wp)_o$ и l_{ko} по условиям кипения выбранного хладагента; предложено не использовать сочетания исходных данных, в которых температура насыщения хладагента понижается на 3°C и более даже при минимуме разности $t_r - t_{o2}$.

8. Создана экспериментальная установка для теплотехнических испытаний ХМ с компактным воздухоохладителем (ВО); ввиду наличия внутреннего микрооребрения труб и тисненных пластин наружного оребрения, падение давления хладагента в змеевиках и коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена, оказались выше значений, найденных по методикам для гладких труб.
9. Выполнен анализ десяти методик определения локальных КТО и градиентов давления при кипении хладагентов в микро-оребренных трубах; приемлемое совпадение результатов расчета с доступными экспериментальными данными достигается в случае, когда КТО осредняется по двум методикам, а градиент давления - по четырем методикам.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ТОА – теплообменный аппарат;
 ХМ – холодильная машина;
 ВО – воздухоохладитель;
 КТО – коэффициент теплоотдачи;
 КТП – коэффициент теплопередачи;
 МОТ – микро-оребранные трубы;
 СКО – среднее квадратическое отклонение;
 t_0 – температура кипения, °С;
 x – текущее паросодержание потока;
 x_n – паросодержание в начале трубы;
 x_v – паросодержание на выходе испарительного участка;
 φ – истинное объемное паросодержание потока;
 P_0 – давление кипения, кПа;
 P_0'' – давление насыщенного пара, кПа;
 ρ' – плотность насыщенной жидкости, кг/м³;
 ρ'' – плотность насыщенного пара, кг/м³;
 ρ_r – плотность гомогенной смеси, кг/м³;
 ρ_c – плотность парожидкостной смеси, кг/м³;
 i' – энтальпия насыщенной жидкости, Дж/кг;
 i'' – энтальпия насыщенного пара, Дж/кг;
 c_p' – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);
 c_p'' – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·К);
 r – удельная теплота парообразования;
 λ' – коэффициент теплопроводности жидкости, Дж/(м·К);
 λ'' – коэффициент теплопроводности пара, Дж/(м·К);
 μ' – динамическая вязкость жидкости, Па·с;
 μ'' – динамическая вязкость пара, Па·с;
 ν' – кинематическая вязкость жидкости, Па·с;
 ν'' – кинематическая вязкость пара, Па·с;
 Pr' – число Прандтля для жидкости;
 Pr'' – число Прандтля для пара;
 T_s – температура насыщения, К;

- w' - истинная скорость жидкости, м/с;
 w'' - истинная скорость пара, м/с;
 σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;
 q – плотность теплового потока, Вт/м²;
 $w\rho$ – массовая скорость потока, кг/(м²·с);
 $(w\rho)_o$ – оптимальная массовая скорость, кг/(м²·с);
 T_{cr} – критическая температура хладагента, К;
 P_{cr} – критическое давление хладагента, кПа;
 M – молекулярная масса хладагента;
 P_i – относительное давление;
 Fr – число Фруда;
 Bo – параметр кипения;
 Co – параметр конвекции;
 Re_y – условное число Рейнольдса;
 $Re_{п}$ – число Рейнольдса для пара;
 $Re_{ж}$ – число Рейнольдса жидкой фазы;
 Nu_{lam} – число Нуссельта для ламинарного режима;
 Nu_{gn} – число Нуссельта по формуле Гнелинского;
 Nu_p – число Нуссельта по формуле Петухова;
 Nu – число Нуссельта (итоговое);
 Eu – число Эйлера;
 Fr_c – число Фруда для парожидкостной смеси;
 We_c – число Вебера для парожидкостной смеси;
 X_{tt} – параметр Мартинелли;
 $\xi_{ж}$ – коэффициент сопротивления для жидкости;
 $\xi_{п}$ – коэффициент сопротивления для пара;
 ξ_c – коэффициент сопротивления парожидкостной смеси;
 ζ_m – коэффициент местного сопротивления;
 $\xi_{вл}$ – коэффициент влаговываждения;
 K_H – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);
 Q_0 – холодопроизводительность, Вт;
 Q_{oa} – холодопроизводительность на стороне хладагента, Вт;
 Q_{ov} – холодопроизводительность на стороне воздуха, Вт;
 Q - общая тепловая нагрузка зоны испарения, Вт;

- $\alpha_{\text{в}}$ – составляющая вынужденного движения, Вт/ (м²·К);
 $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициент теплоотдачи двухфазного потока, Вт/ (м²·К);
 $\alpha_{\text{п}}$ – составляющая пузырькового кипения, Вт/ (м²·К);
 $\alpha_{\text{к}}$ – составляющая конвективного кипения, Вт/ (м²·К);
 ΔP – падение давления на коротких участках, Па;
 $\Delta P_{\text{к}}$ - падение давления в калачах, Па.
 $\Delta P_{\text{н}}$ - нивелирный напор в калачах, Па;
 $\Delta P_{\text{у}}$ - падение давления на ускорение потока, Па;
 $\Delta P_{\text{т}}$ - падение давления на трение, Па;
 $\Delta P_{\text{м}}$ - падение давления на местные сопротивления, Па;
 dP/dz – градиент давления, Па/м;
 $(dP/dz)_{\text{ж}}$ – градиент давления жидкости, Па/м;
 $(dP/dz)_{\text{п}}$ – градиент давления пара, Па/м;
 $(dP/dz)_{\text{Fr}}$ – зависящий от числа Фруда градиент давления, Па/м;
 $(dP/dz)_{\text{к}}$ - градиент давления в калаче, Па/м;
 L - поправочный коэффициент на градиент давления в калаче;
 $G_{\text{а}}$ – массовый расход хладагента, кг/ч;
 $G_{\text{с}}$ – массовый расход парожидкостной смеси хладагента, кг/ч;
 $G_{\text{п}}$ – массовый расход пара хладагента, кг/ч;
 $G_{\text{ж}}$ – массовый расход жидкого хладагента, кг/ч;
 $G_{\text{в}}$ – массовый расход воздуха, кг/ч;
 V - объемный расход образующегося пара, м³/ч;
 $t_{\text{т}}$ – температура внутренней стенки трубы, °С;
 t_{01} – температура кипения на входе испарительного участка, °С;
 t_{02} – температура кипения на выходе из испарительного участка, °С;
 $\Delta t_{\text{с}}$ – падение температуры насыщения, °С;
 $\theta_{\text{т}}$ – средний логарифмический температурный напор, °С;
 $E_{\text{ТВ}}$ - фактор интенсификации теплоотдачи
 AR – отношение площадей внутренней поверхности (area relation);
 EF – коэффициент интенсификации теплоотдачи (enhancement factor);
 PF – штрафной коэффициент (penalty factor);
 E – параметр интенсификации (enhancement parameter);
 $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы, м;
 $d_{\text{т}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

- d_0 - наружный диаметр трубы, мм;
 d_r - диаметр у основания ребра, мм;
 d_i - диаметр у вершины ребер, мм;
 d_h - гидравлический диаметр, мм;
 d_e - эквивалентный диаметр, мм;
 d_m - диаметр при средней высоте внутренних ребер, мм;
 $D_{\text{п}}$ - отрывной диаметр пузырьков, мм;
 R_k - радиус калача, м;
 θ - угол наклона змеевика, град;
 l_3 - длина змеевика, м;
 l_T - длина трубы, м;
 l_k - длина зоны кипения, м;
 Δl - длина короткого участка, м;
 $l_{\text{ко}}$ - оптимальная длина зоны кипения, м;
 a - относительная длина, м;
 l_1 - длина одной грани ребра, мм;
 b - длина основания грани ребра, мм;
 n_T - количество труб, шт;
 n_3 - количество змеевиков, шт;
 t_w - толщина дна канавки, мм;
 h - высота ребра, мм;
 α - угол вершины ребра, мм;
 β - угол закручивания спирали, мм;
 Pr_1 - длина периметра внутренней части трубы, приходящаяся на 1 ребро, мм;
 $ш_k$ - ширина основания спиральной канавки, мм;
 $ш_0$ - ширина основания ребра, мм;
 $ш_в$ - ширина вершины ребра, мм;
 F_1 - площадь теплопередающей поверхности, мм²/м;
 $F_{\text{вн}}$ - площадь внутренней поверхности, мм²/м;
 F_p - площадь сечения ребра, мм²/м;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко, А. В. Холодильные машины: Учебник / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
2. Wojtan, L. Investigation of flow boiling in horizontal tubes. Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map / L. Wojtan, T. Ursenbacher, J. R. Thome // International Journal Heat Mass Transfer. –2005. – Vol. 48. – P. 2955–2969.
3. Кутепов, А. М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А. М. Кутепов, Л. С.Стерман, Н. Г.Стюшин. – М.: Высшая школа, 1986. – 448 с.
4. Гоголин, А. А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин и др. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
5. Taitel, Y. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow / Y. Taitel, A. E. Dukler // AIChE Journal. – 1976, –Vol. 22. – P. 47–55.
6. Аладьев, И. Т. Вопросы физики кипения / И. Т. Аладьев. – М.: Мир, 1964. – 145 с.
7. Клименко, А. В. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / под ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 564 с.
8. Лабунцов, Д. А. Механика двухфазных систем / Д. А Лабунцов, В. В. Ягов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 384 с.
9. Малышев, А. А. Локальные теплогидродинамические характеристики двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах: автореф. дис. канд. техн. наук, Л.: ЛТИХП, 1980. – 20 с.
10. Малышев, А. А. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов: Учебно-методическое пособие / А.А. Малышев, В.О. Мамченко, К.В. Киссер. – СПб.: Университет ИТМО, ИХиБТ, 2016. - 116 с.
11. Ховалыг, Д. М. Динамика двухфазных потоков при кипении хладагента R134a в миниканалах / Д. М. Ховалыг, А. В. Бараненко // Журнал технической физики. – 2015. - Том 85, вып. 3. – С. 34–41.
12. Ховалыг, Д.М. Теплоотдача при кипении хладагентов в малых каналах/ Д. М. Ховалыг, А. В Бараненко // Вестник Международной академии холода. – 2013. - №4. –С. 3–11.
13. Дедов, А. А. Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных потоков при интенсивном воздействии массовых сил в условиях одностороннего нагрева: автореф. дис. доктора технических наук: 01.04.14 / МЭИ (ТУ). - М., 2010. – 40 с.
14. Мезенцева, Н.Н. Исследование теплофизических процессов в парокомпрессионных тепловых насосах, работающих на неазеотропных хладагентах: автореф. дис. канд.

техн. наук: 01.04.14 / Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения РАН. – Новосибирск., 2016. – 23 с.

15. Шуршев, В.Ф. Моделирование процессов синтеза состава и теплоотдачи при кипении смесей холодильных агентов: автореф. дис. доктора технических наук: 05.13.18, 01.04.14 / АГТУ. – Астрахань., 2006. – 36 с.

16. Беляев, А.В. Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в каналах малого диаметра при высоких приведенных давлениях: дис. кандидата технических наук: 01.04.14 / МЭИ. – М., 2017. – 152 с.

17. Должиков, А.С. Теплообмен при кипении многокомпонентных рабочих тел, используемых в низкотемпературных установках: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.03 / МЭИ. – М., 2017. – 18 с.

18. Berglund, L. G. ASHRAE Fundamentals Handbook. Chapter 4. Two-phase flow / L. G. Berglund, B. C. Krafthefer, R. Pons, G. Reeves // ASHRAE Trans. –1997. – P. 61–76

19. Chen, J. C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow / J. C. Chen // Ind. Eng. Chem. Process Design and Development. –1966. - 5(3) – P. 322–329.

20. Thome, J. R. The Heat Transfer Engineering Data book III / J. C. Chen // PP Publico. – 2016. – 628 p.

21. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ие, 1986. – 303 с.

22. Быков, А. В. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник: Холодильная техника / под ред. А. В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.

23. Константинов, Л. И. Расчеты холодильных машин и установок / Л. И. Константинов, Л. Г. Мельниченко. – М.: Агропромиздат, 1991. – 527 с.

24. Shah, M. M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study / M. M. Shah // ASHRAE Trans. –1982. – №88(1). – P.185–196.

25. Gungor, K. E. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli / K. E. Gungor, R. H. S. Winterton // International Journal Heat Mass Transfer. –1986. – Vol. 29, No 3. – P. 351–358.

26. Gungor, K. E. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data / K. E. Gungor, R. H. S. Winterton // Chemical Engineering Research and Design. – 1987. – Vol. 65, No 2. – P. 148–156.

27. Kandlikar, S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes / S. G. Kandlikar // Journal Heat Transfer. –1990, –Vol. 112. – P. 219–228.

28. Liu, Z. General correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation / Z. Liu, R. H. S. Winterton // *International Journal Heat Mass Transfer*. –1991. – Vol. 34, No 11. – P. 2759–2766.

29. Ейдеюс, А. И. Теплоотдача при кипении хладагента в змеевиковых воздухоохладителях / А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин, В. Л. Кошелев // *Известия Калининградского государственного технического университета*. –2013. – №29. – С. 31–38.

30. Ейдеюс, А. И. Расчет падения давления на ускорение при кипении хладагента в трубах / А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин, С. В. Кошелев. Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров. Материалы четырнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов, докторантов, соискателей и магистрантов / сост.: М. Ю. Никишин / Под ред. Н. А. Костриковой. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2014. – С. 35–38.

31. Кошелев, В. Л. Сравнительные расчеты капиллярных трубок / В. Л. Кошелев, А. И. Ейдеюс, А. В. Семакин // *Вестник Международной академии холода*. – 2009. – Вып.4. – С. 10–13.

32. Lockhart, R. W. Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes / R. W. Lockhart, R. C. Martinelli // *Chemical Engineering Progress*. – 1949, –Vol. 45. – P. 38–48.

33. Gronnerud, R. Investigation in liquid hold-up, Flow resistance and Heat Transfer in Circular Type Evaporators, part IV: Two-phase Resistance in boiling refrigerants / R. Gronnerud // *Bulletin de l'Inst. du Froid, Annexe*. –1972. – №1. –P. 127–138.

34. Friedel, L. Improved Friction Pressure Drop correlations for Horizontal and Vertical two-phase pipe flow / L. Friedel // *European Two-phase Flow Group Meeting – Ispra, Italy*, 1979. – P. 485–491.

35. Müller-Steinhagen, H. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes / H. Müller-Steinhagen, K. Heck // *Chemical Engineering Progress*. –1986, –Vol. 20. – P. 297–308.

36. Quiben, J. M. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, part II: New phenomenological model / J. M. Quiben, J. R. Thome // *International Journal Heat Fluid Flow*. –2007, –Vol. 28. iss. 5. – P. 1060–1072.

37. Кошелев, С. В. Падение давления кипящего хладагента в калачах воздухоохладителей / С. В. Кошелев, А. И. Ейдеюс // *II БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума*. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2014, С. 167–176.

38. Hoang, K. Flow structure and pressure loss for two-phase flow in return bends / K. Hoang, M. R. Davis // Transactions of the ASME. –1984, –Vol. 106. – P. 30–37.
39. Kakac, S. Heat exchangers: selection, rating and thermal design / S. Kakac, M. Liu // CRC Press. –2002. – 492 p.
40. Chisholm, D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers / D. Chisholm, G. Godwin, London, 1983. – 304 p.
41. Ito, H. Pressure losses in smooth pipe bends / H. Ito // Journal of Basic Engineering. – 1960, –Vol. 82. – P. 131–143.
42. Geary, D. F. Return bend pressure drop in refrigeration systems / D. F. Geary // ASHRAE Transaction. –1975. – Vol. 81, No 1. – P. 250–265.
43. Chen, I. Y. Single-phase and two-phase frictional characteristics of small U-type wavy tubes / I. Y. Chen, J. C. Huang, C. Wang // International Journal Heat Mass Transfer. –2004. – Vol. 47. – P. 2241–2249.
44. Domanski, P. A. An improved correlation for two-phase pressure drop of R22 and R410A in 180° return bends / P. A. Domanski, Ch. J. L. Hermes // Proceedings of the 11-th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. –2006, – P. 1006–1051.
45. Da Silva Lima, R. J. Two-phase frictional pressure drops in U-bends and contiguous straight tubes for different refrigerants, orientations, tube and bend diameters: Part II. New models (RP-1444) / R. J. Da Silva Lima, J. R. Thome // HVAC&R Research. –2012. – Vol. 18, No 6. – P. 1072–1097.
46. Kim, M. H. Evaporating heat transfer of R22 and R404A in 9,52 mm smooth and microfine tubes / M. H. Kim, J. S. Shin, B. H. Lim // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, –2002. – 565 p.
47. Balachander, P. Boiling heat transfer characteristics of R404A in a stratified two-phase flow / P. Balachander, B. Raja, Lal D. Mohan // Proceedings of the 37th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power. IIT Madras – Madras, India, 2010. – 9 p.
48. Greco, A. Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer / A. Greco // International Journal Heat Mass Transfer. –2008. – Vol. 51. – P. 896–909.
49. Greco, A. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube / A. Greco, G. P. Vanoli // International Journal Refrigeration. –2005. – Vol. 28. – P. 872–880.
50. Filho, E. P. Bandarra. Heat transfer under convective boiling of refrigerants R404A and R407C in a horizontal copper tube electrically heated / E. P. Bandarra Filho, J. M. Saiz

Jabardo, C. U. da Silva Lima // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, – 2000. – 461 p.

51. Kattan, N. Flow boiling in horizontal tubes: Part 2- New heat transfer data for five refrigerants / N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat // International Journal Heat Mass Transfer. –1998. – Vol. 120. – P. 148–155.

52. Kattan, N. R502 and two near-azeotropic alternatives: Part 1: In-tube flow boiling tests / N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat // ASHRAE Transactions: Research. –1995. – P. 491–508.

53. Wojtan, L. Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes / L. Wojtan // Ecole polytechnique federale de Lausanne. –2004. – These №2978. – 221 p.

54. Wojtan, L. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II- Development of new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes / L. Wojtan, T. Ursenbacher, J. R. Thome // International Journal Heat Mass Transfer. –2005. – Vol. 48. – P. 2970–2985.

55. Park, Ch. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer and pressure drop at low temperatures in a horizontal smooth tube / Ch. Park, P. S. Hrnjak // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006. – 802 p.

56. Fatouh, M. Heat transfer characteristics of R410A during its evaporation inside horizontal tube / M. Fatouh, A. B. Helali, M. A. H. Hassan, A. Abdala // International Journal and Environment. –2011, –Vol. 2. iss. 4. – P. 701–716.

57. Park, C. Y. Carbon dioxide and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop and flow pattern in horizontal tubes at low temperatures / C. Y. Park, P. S. Hrnjak // Air Conditioning and Refrigeration Center. –2007. – 151 p.

58. Da Silva Lima, R. J. Flow boiling in horizontal smooth tubes: new heat transfer results for R-134a at three saturation temperatures / R. J. Da Silva Lima, J. M. Quiben, Jonh R. Thome J. R // Applied Thermal Engineering. –2009. - Vol. 29. iss. 7. – P. 1289–1298.

59. Shin, J. Y. Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube / J. Y Shin, M. S. Kim, S. T. Ro // International journal of Refrigeration. –1997. – №20(4). – P. 267–275.

60. Padovan, A. Experimental study on flow boiling of refrigerants inside horizontal tubes / A. Padovan // Sede Amministrativa: Universita degli studi di Padova. Dipartimento di Fisica Tecnica. –2009. – 184 p.

61. Shiferaw, D. Examination of heat transfer correlations and model for flow boiling of R134a in small diameter tubes / D. Shiferaw, X. Huo, T. G. Karayiannis, D. B. R. Kenning // International Journal Heat Mass Transfer. –2007. – Vol. 50. – P. 5177–5193.

62. Panek, J. S. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Ozone-Safe Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures / J. S. Panek, J. C. Chato, J. M. S. Jabardo // Air Conditioning and Refrigeration Center. –1992. – 50 p.

63. Podut, A. I. Experimental investigation of boiling heat transfer to R-134a refrigerant / A. I. Podut // The university of British Columbia. –2001. – 144 p.

64. Greco, A. Evaporation of refrigerants in smooth horizontal tube: prediction of R22 and R507 heat transfer coefficient and pressure drop / A. Greco, G. P. Vanoli // Applied Thermal Engineering. –2004. – P. 1–18.

65. Choi, T. Y. Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube / T. Y. Choi, Y. J. Kim, M. S. Kim // International Journal of Heat and Mass Transfer. –2000. – Vol. 43. – P. 3651–3660.

66. Wang, C. Two-phase heat transfer characteristics for R-22/ R-407C in a 6,5-mm smooth tube / C. Wang, C. Chieng // Int. J. Heat and Fluid Flow. –1997. – Vol. 18, No. 6. – P. 550–558.

67. Aprea, C. Comparison of 407C and R417A heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling in horizontal smooth tube / C. Aprea, A. Greco, A. Rosato // Energy Conversion and Management. –2008. – №49(6). – P. 1629–1636.

68. Zurcher, O. Evaporation of refrigerants in horizontal tube: an improved flow pattern dependent heat transfer model compared to ammonia data / O. Zurcher, D. Favrat, J. R. Thome // International Journal of Heat and Mass Transfer. –2002. – №45(2). – P. 330 – 317.

69. Quiben, J. M. Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes / J. M. Quiben // Dynamique des Fluides et des Transferts, Université Pierre et Marie Curie. –2005. – No. 3337. – 159 p.

70. Huo, X. Boiling two-phase pressure drop in small diameter tubes / X. Huo, D. Shiferaw, T. G. Karayiannis, Y. S. Tian, D. B. R. Kenning // Brunel University Research Archive. – 2007 – 11 p.

71. Ейдеюс, А. И. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных при кипении хладагентов R134a, R404A, R410A и R507A в горизонтальных трубах/ А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, М. Ю. Никишин // Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров. Материалы пятнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов, докторантов, соискателей и магистрантов / сост.: М. Ю. Никишин / под ред. Н. А. Костриковой. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015, – С. 17–24.

72. Кошелев, С. В. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных о коэффициентах теплоотдачи и градиентах давления хладагентов при кипении в горизон-

тальных трубах/ С. В. Кошелев, А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин // Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров. Материалы шестнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов, докторантов, соискателей и магистрантов / сост.: М. Ю. Никишин / под ред. Н. А. Костриковой. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2016. – С. 20–26.

73. Jiang, G. B. Experimental study of boiling heat transfer in smooth/micro-fin tubes of four refrigerants / G. B. Jiang, J. T. Tan, Q. X. Nian, S. C. Tang, W. Q. Tao // *International Journal Heat Mass Transfer*. –2016. – Vol. 98. – P. 631–642.

74. K, Spindler. Flow boiling heat transfer of R134a and R404A in a micro-fin tube at low mass fluxes and low heat fluxes / K. Spindler, H. Müller-Steinhagen // *International Journal Heat Mass Transfer*. –2009. – Vol. 45. – P. 967–977.

75. Choi, J. Y. Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation of alternative refrigerants in smooth and micro-fin tubes / J. Y. Choi, M. A. Kedzierski, P. A. Domanski // In. *Proceedings of IIF – IIR Commission B1, Paderborn, Germany, 2001*. – P. 9–16.

76. Filho, E. P. Bandarra. Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and micro-fin copper tubes / Bandarra, E. P. Filho, J, M. Sáiz-Jabardo // Elsevier Ltd and IIR. –2005. – P. 81–91.

77. Kim, N. Evaporation heat transfer and pressure drop of R410A in a 7,0 mm O.D. micro-fin tubes at low flow rates / N. Kim // *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*. –2015. – Vol. 39. No 9. – P. 761–772.

78. Ding, G. Experimental investigation and correlation of two-phase frictional pressure drop of R410A–oil mixture flow boiling in a 5 mm micro-fin tube / G. Ding, H. Hu, X. Huang, B. Deng, Y. Gao // *International Journal Refrigeration*. –2009. – Vol. 32. – P. 150–161.

79. Seo, K. An Experimental study on convective boiling of R-22 and R-410A in horizontal smooth and micro-fin tubes / K. Seo, Y. Kim, K. J. Lee, Y. Park // *KSME International Journal*. –2001. – Vol. 15, No 8. – P. 1156–1164.

80. Passos, J. C. Convective boiling of R-407C inside horizontal micro-fin and plain tubes / J. C. Passos, V. F. Kuser, P. Haberschill, M. Lallemand // *Experimental Thermal and Fluid Science*. –2003. – Vol. 27. – P. 705–713.

81. Kim, Y. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes / Y. Kim, K. Seo, J. T. Chung // *International Journal Refrigeration*. – 2002. – Vol. 25. – P. 716–730.

82. Colombo, L. P. M. Flow patterns, heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation of R134A in microfin tubes / L. P. M. Colombo, A. Lucchini, A. Muzzio // *International Journal Refrigeration*. –2012. – Vol. 35. – P. 2150–2165.

83. Yu, M. Heat transfer and flow pattern during two-phase flow boiling of R-134a in horizontal smooth and microfin tubes / M. Yu, T. Lin, C. Tseng // *International Journal Refrigeration*. –2002. – Vol. 25. – P. 789–798.
84. Hamilton, L. J. Horizontal convective boiling of refrigerants and refrigerant mixtures within a micro-fin tube / L.J. Hamilton, M.A. Kedzierski, M.P. Kaul // *National Institute of Standards and Technology*. –2005. – 80 p.
85. Cheng-Shu, K. Horizontal flow boiling of r22 and R407C in a 9.52 mm micro-fin tube / K. Cheng-Shu, W. Chi-chuan // *Applied Thermal Engineering*. –1996. – Vol. 16, No 819. – P. 719–731.
86. Goto, N. Condensation and evaporation heat transfer of R-410A inside internally grooved horizontal tubes / N. Goto, N. Inoue, N. Ishiwatari // *International Journal Refrigeration*. –2001. – Vol. 24, No 7. – P. 628–638.
87. Stewart, S. W. Enhanced finned-tube condenser design and optimization / S. W. Stewart // *A Dissertation Presented to The Academic Faculty*. Georgia Institute of Technology. – 2003. – 173 p.
88. Kærn, M. R. Analysis of flow maldistribution in fin-and-tube evaporators for residential air-conditioning systems / M. R. Kærn // *Ph.D. Thesis*. DCAMM. –2011. – Special Report No. S132. – 225 p.
89. Martínez, L. C. C. Platefin and Tube Heat Exchangers Refrigerant Circuiting Optimization in Vapor Compression Refrigeration Systems / L. C. C. Martínez, J. A. R. Parise, S. F. Y. Motta, E. de C. V. Becerra // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, – 2010. – 1148 p.
90. Domanski, P. A. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency / P. A. Domanski, D. Yashar, M. Kim // *International Journal Refrigeration*. –2005. – Vol. 28. – P. 820–827.
91. Domanski, P. A. Application of an evolution program for refrigerant circuitry optimization / P. A. Domanski, D. Yashar // *ACRECONF, Challenges to Sustainability*. –2007. – 16 p.
92. Jain, A. Capability Optimization of refrigerant Circuitry for a Finned Tube Heat Exchanger-A Theoretical Review / A. Jain // *IJSRSET*. Print ISSN: 2395. –1990. – Vol. 1. iss. 3. – P. 83–85.
93. Ploskas, N. Optimization of circuitry arrangements for heat exchangers using derivative-free optimization / N. Ploskas, C. Laughman, A. U. Raghunathan, N. V. Sahinidis // *Chemical Engineering Research and Design*. –2018. – Vol. 131. – P. 16–28.

94. Ейдеюс, А. И. Падение давления в змеевиковых испарителях и производительность компрессора / А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, М. Ю. Никишин // Компрессорная техника и пневматика. –2015. – №5 – С. 12–18.

95. Гоголин, А. А. Об оптимальной скорости фреона в трубках испарителей / А.А. Гоголин // Холодильная техника. –1965. – №1. – С. 29–33.

96. Захаров, Ю. В. Определение оптимальной массовой скорости хладагента в горизонтальных трубках испарителей / Ю. В. Захаров, Н. И. Радченко // Холодильная техника. –1980. – №3. – С. 25–29.

97. Granryd, E. Optimum Circuit Tube Length and pressure drop on the Refrigerant side of evaporator / E. Granryd // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. –1992. – 143 p.

98. Ezeora, O. S. Second-law based parametric optimization of an evaporator tube containing two-phase refrigerant / O. S. Ezeora, D. P. Finn, D. J. Timoney //5-th European Thermal-sciences Conference. –2008. – 8 p.

99. Ейдеюс А.И., Кошелев С.В. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015663262. «Общая программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом труб». Правообладатель КГТУ. Заявка №2015617969 от 31.08.2015. Дата гос. регистрации в Реестре программ для ЭВМ 14.12.2015 г.

100. Granryd, E. Om val av seriekopplad rörlängd och tryckfall vid förångare med fullständig förångning / E. Granryd // Kylteknisk tidskrift. –1996. – Vol. 4. – P. 65–68.

101. Ploskas, N. Optimization of circuitry arrangements for heat exchangers using derivative-free optimization / N. Ploskas, C. Laughman, A. U. Raghunathan, N. V. Sahinidis // In Chemical Engineering Research and Design. –2017. – 23 p.

102. Abhishek, J. Capability Optimization of refrigerant Circuitry for a Finned Tube Heat Exchanger-A Theoretical Review / J. Abhishek // Ijsset. –2015. – Vol. 1, No. 3. – P. 83–85.

103. Jozaei, A. F. Optimization of Fin Type and Fin per Inch on Heat Transfer and Pressure Drop of an Air Cooler / A. Falavand Jozaei, A. Ghafouri // World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering. –2015. – Vol. 9, No 9. – P. 1657–1660.

104. Qiao, H. Optimization of Fin Density for Air Cooled Heat Exchanger / Qiao, Hongtao; V. Singh, V. Aute, R. Radermacher // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. –2010. – 1089 p.

105. Ding, W. K. A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration / W. K. Ding // *Applied Thermal Engineering*. –2011. – Vol. 31. – P. 3106–3116.
106. Лопаткина, Т. А. Определение оптимального количества змеевиков для трубчатого-пластинчатых конденсаторов холодильных машин/ Т. А. Лопаткина // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная Техника и Кондиционирование»*. –2011. – 13 с.
107. Петухов, Б. С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б. С. Петухов, Л. Г. Генин, С. А. Ковалев. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.
108. Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow / V. Gnielinski // *Int. Chem. Eng.* – 1976. – Vol.16 (2). - P. 359–368.
109. Ейдеюс, А. И. Программа расчета коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении альтернативных хладагентов в горизонтальных трубах/ А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев // III БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015, С. 250–262.
110. Ейдеюс, А.И. Сравнение интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов R404A и R22 в горизонтальных трубах/ А.И. Ейдеюс, М.Ю. Никишин, С.В. Кошелев // *Вестник Международной академии холода*. –2015. № 1. – С. 69–74.
111. Кошелев С.В., Ейдеюс А.И., Анищенко А.С. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015610039. «Расчет коэффициентов теплоотдачи по разным методикам при кипении хладагента в горизонтальных трубах». Правообладатель КГТУ. Заявка №2014619009 от 5.09.2014. Дата гос. регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.01.2015 г.
112. Никишин, М. Ю. Влияние конструктивных и режимных параметров на теплоотдачу и падение давления R404a при кипении в змеевиках / М. Ю. Никишин, А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев // *Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров. Материалы шестнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов, докторантов, соискателей и магистрантов / сост.: М. Ю. Никишин / под ред. Н. А. Костриковой*. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2016, – С. 30–38.
113. Ейдеюс, А. И. Необратимые потери при кипении хладагентов в змеевиковых испарителях / А.И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, М. Ю. Никишин // IV БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2016, С. 289–297.
114. Ейдеюс, А. И. Потери давления на трение при кипении хладагента в трубах / А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин, С. В. Кошелев // *Вестник Международной академии холода*. – 2014. – №. 1. – С. 64–67.

115. Pierre, B. Varmeovergang vid kokande koldmedier i horisontella rör. Undersökning av R502 samt redovisning av allmänna samband / B. Pierre // Kylteknisk Tidskrift. –1969. –Vol. 28, No. 5. – P. 3–12.

116. Ейдеюс, А. И. Теплоотдача и падение давления при кипении хладагентов в змеевиках / А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, М. Ю. Никишин // Вестник Международной академии холода. –2016. – № 2. – С. 42–47.

117. Кошелев, С.В. Оптимизация массовой скорости хладагента в трубах испарителей судовых установок / С.В. Кошелев, А.И. Ейдеюс, М.Ю. Никишин // Эксплуатация морского транспорта. Новороссийск. 2017. № 1. - С. 55-64.

118. Ейдеюс, А.И. Подбор рациональной длины труб змеевиковых испарителей с учетом вида и условий кипения хладагента/ А.И. Ейдеюс, С.В. Кошелев // V БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2017, С. 309-318.

119. Кошелев, С. В. Влияние условий внутритрубного кипения хладагентов на внешнюю необратимость в испарителях / С. В. Кошелев, А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин // Известия КГТУ. –2016. – №42. – С. 117–125.

120. Курьлев, Е. С. Холодильные установки: учебник для вузов / Е. С. Курьлев, В. С. Оносовский, Ю. Д. Румянцев. – СПб.: Политехника, 2002. – 576 с.

121. Кошелев, С.В. Учет ограничений при оптимизации параметров внутритрубного кипения хладагентов в судовых испарителях / С.В. Кошелев, А.И. Ейдеюс // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. - 2017. - №4(44). - С. 795-805.

122. Ладин, Н. В. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования воздуха / Н. В. Ладин. – СПб.: ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2013. – 378 с.

123. Сластухин, Ю. Н. Техническая эксплуатация судовых холодильных установок / Ю. Н. Сластухин, А. И. Ейдеюс, Э. Е. Елисеев, под ред. Ю. Н. Сластухина. – М.: МОРК-НИГА, 2014. – 517 с.

124. Кошелев, В. Л. Проект стенда для исследования процессов кипения хладагента в змеевиковых воздухоохладителях / В. Л. Кошелев, Е. Д. Данилов, С. В. Кошелев, А. И. Ейдеюс. Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров. Материалы пятнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов, докторантов, соискателей и магистрантов / сост.: М.Ю. Никишин / под ред. Н. А. Костриковой. – Калининград: Изд-во БГАРФ, – 2015, – С. 37–43.

125. Кошелев, В. Л. Разработка «Центра для испытаний реверсивной холодильной установки в широком диапазоне температур воздуха» / В. Л. Кошелев, Е. Д. Данилов, С.

В. Кошелев, А. И. Ейдеюс III БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ Материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ. – 2015. – С. 269–277.

126. Быков, А. В. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: справочник: Холодильная техника / под ред. А. В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 248 с.

127. Ейдеюс, А. И. Основы теплотехнического эксперимента и вакуумной техники / А. И. Ейдеюс. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2011. – 166с.

128. Внуков, А. К. Экспериментальные работы на парогенераторах (организация, анализ и планирование.) / А. К. Внуков. – М.: Энергия, 1971. – 296 с.

129. Осипова, В. А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена Изд. 2-е, переработ. дополн / В. А Осипова – М.: Энергия, 1969. – 392 с.

130. Стырикович, М. А. Методы экспериментального изучения процессов генерации пара. Учебн. пособие для студентов высш. учебн. заведений. Изд. 2-е, перераб. и доп./ М. А. Стырикович, И. М. Резников. – М.: Энергия, 1977. – 280 с.

131. Емельянов, А. Л. Методика расчета теплообмена при движении воздуха в поверхностных воздухоохладителях / А. Л. Емельянов, А. И. Кожевникова // Вестник Международной академии холода. –2014. – №1. – С. 39–42.

132. Кошелев, С.В. Испытания интенсифицированного воздухоохладителя в составе холодильной машины с ресивером-теплообменником / С.В. Кошелев, А.И. Ейдеюс // V БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2017, с. 341-350.

133. Иванова, Г. М. Теплотехнические измерения и приборы. Учебн. пособие для студентов высш. учебн. заведений. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Г. М. Иванова, Н. Д. Кузнецов, В. С. Чистяков. – М: Издательство МЭИ, 2005. – 460с.

134. Кошелев, С.В. Падение давления кипящего хладагента в калачах воздухоохладителей/ С.В. Кошелев, А.И. Ейдеюс // II БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2014, с. 167-176.

135. Choi, J. Y. Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes / J. Y. Choi // Korea testing laboratory for industrial technology. – 2001. – P. 152–848.

136. Rahman, M. M. Heat transfer enhancement through inner grooved copper tubes with different tube parameters / M. M. Rahman, Y. M. Ling, G. W. Soon, G. A. Kuan // International Journal of Energy and Environment. –2012. – Vol. 3, No. 1. – P. 49–60.

137. Кошелев, С. В. Определение недостающих параметров внутреннего микрооребрения труб при кипении хладагентов в судовых испарителях / С. В. Кошелев // Морские интеллектуальные технологии. –2018. – №4(42), т.3 – С. 76–82.

138. Koyama, S. Forced convective flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal microfin tube / S. Koyama, J. Yu, S. Momoki, T. Fujii, T. H. Honda // Proceedings of Convective Flow Boiling International Conference. –1995. – P. 137–142.

139. Cavallini, A. Flow boiling inside microfin tubes: prediction of the heat transfer coefficient / A. Cavallini, D. Del Col, L. Rossetto, // Proceedings of 6-th International Conference on Boiling Heat Transfer. –2006. – P. 215–222.

140. Chamra, L. M. Modelling of evaporation heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in microfin tubes / L. M. Chamra, P. J. Mago // Proceedings of IMechE. –2007. – Vol. 221, No. 4. – P. 443–447.

141. Hu, H. Heat transfer characteristics of R410A–oil mixture flow boiling inside a 7mm straight microfin tube / H. Hu, G. Ding, K. Wang // International journal of refrigeration. Elsevier Ltd and IIR. –2008. – Vol. 31. – P. 1081–1093.

142. Wu, Z. Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries / Z. Wu, Y. Wu, B. Sunden, W. Li // Experimental Thermal and Fluid Science. –2013. – Vol. 44. – P. 398–408.

143. Yun, R. A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes / R. Yun, Y. Kim, K. Seo, H.Y. Kim // International Journal of Heat and Mass Transfer. –2002. – Vol. 45. – P. 2003–2010.

144. Kim, Y. Evaporation heat transfer characteristics / Y. Kim, K. Seo, J.T. Chung // International Journal of Refrigeration. –2002. – Vol. 25. – P. 716–730.

145. Hatamipour, V. D. Visual study on Flow patterns and Heat Transfer during Convective Boiling Inside Horizontal Smooth and microfin Tubes / V. D. Hatamipour, M. A. Akhavan-Behabadi // International Scholarly and Scientific Research and Innovation. –2010. – Vol. 4, No. 9. – P. 898–904.

146. Olivier, J. A. Pressure drop during refrigerant condensation inside horizontal smooth, helical micro-fin, and herringbone micro-fin tubes / J. A. Olivier, L. Liebenberg, M. A. Kedzierski, J. P. Mayer // Journal of Heat Transfer. –2004. – Vol. 126. – P. 687–696.

147. Ейдеюс, А.И. Особенности определения эффективности трубчато-пластинчатых поверхностей теплообмена / А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, Ю. Н. Сластихин // Известия КГТУ. –2018. – №48. – С. 90–99.

Приложение А

Экспериментальные данные о коэффициентах теплоотдачи в гладких трубах

Таблица А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
<i>Хладагент R404A</i>										
1	47-3	5,2	-4,96	7,49	68,12	4,8	0,1	0,9	1521,4	
2					79,48		0,1	0,9	1383,3	
3					90,83		0,1	0,9	1188,9	
4	47-4	4,4	-9,94		79,48		0,15	0,75	2937,5	
5		5,2	-4,96		79,48		0,15	0,9	2670,0	
6		6,1	-0,01		79,48		0,1	0,9	2071,4	
7	48-2	4,3	-10,61	6	474	12	0,1	0,59	3106,0	
8		7,4	6,25		483	24,4	0,08	0,9	5707,0	
9	48-9	4,3	-10,61		290	11,5	0,05	0,65	2358,8	
10					480		0,05	0,65	3237,1	
11					790		0,05	0,65	4550,0	
12					1080		0,05	0,65	5543,8	
13	48-15	4,98	-6,27		790	11,8	0,02	0,29	4456,0	
14		7,43	6,39		790	27	0,02	0,59	7900,0	
15		12	23,32		790	34,9	0,01	0,57	10136,0	
16	48-18	7,4	6,25		360	17,5	0,12	0,78	5625,0	
17	48-17	4	-12,69		25	10,8	0,15	0,81	2722,0	
18	49-5	3,75	-14,8		6	360	12	0,16	0,81	2827,8
19		5,2	-5,21			366	12,9	0,14	0,82	4355,6
20		7,2	5,13			369	13,3	0,12	0,78	4544,4
21		8,6	11,1			373	14,1	0,13	0,75	6137,5
22		12,1	23,5			380	15,4	0,15	0,68	8059,0
23	50-5		8		12,7	300	5	0,1	0,8	2287,0
24						100		0,1	0,98	1012,0
25	51-10	6,605	2,53	12	102	9	0,09	0,88	1730,0	
26					200		0,05	0,39	2023,1	
27					318		0,03	0,23	2290,9	
28	51-11				5,5	0,06	0,92	1207,7		
29					102	7	0,07	0,86	1403,1	
30					9	0,09	0,88	1772,7		
31	51-12	5,89	-1,11		320	15,5	0,28	0,42	2850,0	
32		6,6	2,51		318		0,24	0,45	3069,2	
33		8,36	10,37		300		0,27	0,42	3394,4	
34	51-13	6,605	2,53		12	100	9	0,1	0,89	1881,8
35						200		0,05	0,39	2020,2
36						300-318		0,03	0,24	2150,0
37	52-3(b)	6,605	2,53	12	100	9	0,09	0,88	1665,0	
38					200		0,05	0,38	2059,0	
39					300		9	0,03	0,24	2327,8
40					52-4(b)		102	5,5	0,06	0,93

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
41	52-4(b)			12	102	7	0,07	0,87	1378,1
42						9	0,09	0,88	1759,1
43	52-5(b)	5,89	-1,11	12	320	15,5	0,27	0,42	2862,5
44		6,6	2,51		318		0,23	0,44	3041,7
45		8,36	10,37		300		0,22	0,42	3437,5
<i>Хладагент R410A</i>									
1	53-7.14		5	13,84	300	57,5	0,27	0,99	5453,0
2					400		0,24	0,98	6097,0
3					500		0,18	0,93	7062,0
4					600		0,16	0,84	7294,0
5					700		0,14	0,78	7327,0
6	53-7.15		5	13,84	300	37,5	0,17	0,97	5173,0
7					400		0,63	0,96	4875,0
8					500		0,04	0,89	5998,0
9					600		0,09	0,83	7135,0
10	53-7.16		5	13,84	300	17,5	0,09	0,98	4189,0
11					500		0,06	0,89	6422,0
12	53-7.17		5	8	400	57,5	0,45	0,98	4524,0
13					500		0,39	0,97	6641,0
14					600		0,32	0,98	5781,0
15					700		0,32	0,98	4354,0
16	53-7.18		5	8	400	37,5	0,44	0,96	6867,0
17					500		0,23	0,98	7294,0
18	53-7.35		5	13,84	500	7,5	0,03	0,86	6696,0
19						17,5	0,06	0,89	5839,0
20						37,5	0,04	0,89	7920,0
21						57,5	0,05	0,92	7832,0
22	3-4	11,6	12,2	6	589	29,2	0,04	0,81	9275,0
23	3-6	4,9	-14,55	6	363	14,2	0,14	0,87	4885,0
24	48-6	4,9	-14,55	6	574	14,2	0,05	0,62	5238,0
25			-14,55		784		0,04	0,43	4800,0
26			-14,55		1068		0,07	0,33	5350,0
27	48-12	4,83	-14,9	6	380	17	0,13	0,71	4283,0
28	48-12	7,2	-3,24	6	380	17	0,13	0,95	5955,0
29		11,5	11,88				0,01	0,66	7072,0
30		12	13,4				0,08	0,73	6978,0
31	48-17	4	-20		250	10,8	0,14	0,7	3350,0
32	48-18	7,4	-2,4		360	17,5	0,15	0,95	6856,0
33	49-6	4,83	-14,9	6	373	15	0,13	0,65	5066,7
34		7,2	-3,24		373	16,2	0,14	0,94	7077,8
35		11,5	11,88		373	18,1	0,02	0,65	7322,2
36		12	13,4		373	20,4	0,08	0,72	7294,4

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
37	54-5		5	13,84	300	57,5	0,93	0,99	3400,0	
38					400		0,87	0,98	4400,0	
39					500		0,83	0,92	5300,0	
40					600		0,75	0,84	5900,0	
41					700	0,69	0,78	6600,0		
42					300	37,5	0,91	0,97	3500,0	
43					400		0,89	0,96	4400,0	
44					500		0,85	0,9	5750,0	
45	55-2		-15	7	100	5	0,1	0,83	2198,0	
46					200		0,1	0,81	3204,0	
47					164		0,18	0,78	2283,0	
48			-15		363	15	0,15	0,69	4333,0	
49					200		0,1	0,82	5329,0	
50					400		0,1	0,82	6750,0	
51	55-3		-15	6,1	200	10	0,1	0,8	4675,0	
52					300		0,1	0,8	5620,0	
53					400		0,1	0,8	6325,0	
54	55-4		-15	6,1	100	5	0,1	0,83	2198,0	
55					200		0,1	0,82	3175,0	
56					400		0,1	0,82	4483,0	
57				6,1	100	10	0,1	0,8	3517,0	
58					200		0,08	0,81	4633,0	
59					400		0,08	0,82	6292,0	
60			6,1	100	15	0,11	0,82	4400,0		
61				200		0,11	0,82	5267,0		
62				400		0,11	0,82	6650,0		
63		55-5		-30	6,1	100	5	0,1	0,82	2033,0
64						200		0,1	0,81	2525,0
65						400		0,11	0,21	2425,0
66			6,1		100	10	0,1	0,83	3258,0	
67					200		0,11	0,81	4183,0	
68					400		0,1	0,21	3825,0	
69	55-5		-30	6,1	100	15	0,11	0,82	4408,0	
70					200		0,11	0,81	4650,0	
71					400		0,11	0,21	4200,0	
72	56-4		0	9,525	100	10	0,26	0,93	4844,0	
73	56-5						0,26	0,93	4844,0	
74	56-5		0	9,525	100	29	0,46	0,84	5633,0	
75	56-6		-5			10	0,26	0,96	5020,0	
76			5			0,28	0,93	5078,0		
77	56-8		5			29	0,43	0,8	6899,0	
78	46-6		15	8,7	210,4	11	0,24	0,74	3900,0	

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
79	57-5.21		-15	6,1	100	5	0,1	0,82	2200,0	
80					200		0,1	0,81	3116,7	
81					400		0,1	0,8	4533,3	
82						100	10	0,1	0,79	3583,3
83					200	0,09		0,8	4700,0	
84					400	0,09		0,8	6316,7	
85						100	15	0,1	0,8	4466,7
86					200	0,1		0,8	5316,7	
87					400	0,1		0,8	6716,7	
<i>Хладагент R134a</i>										
1	48-18	4	-9	6	250	10,8	0,08	0,72	3750	
2	48-17	7,4	22,6		360	17,5	0,13	0,79	10633	
3	49-3	3,03	1,03	6	368	10,9	0,1	0,47	3042,9	
4		4,1	9,63		370	15,8	0,14	0,67	5528,6	
5		5,58	19,2		370	19,2	0,13	0,75	8550	
6		7,39	28,58		377	20,8	0,14	0,89	11857,1	
7	58-5		5,01	13,84	300,2	7,67	0,01	0,99	3230	
8			15		299,9	7,57	0,01	0,99	3430	
9			20		300	7,48	0,01	0,99	4137	
10			5		499,7	7,53	0,01	0,87	6279	
11			15,01		499,6	7,51	0,01	0,88	8410	
12			20,02		500,6	7,57	0,01	0,87	5721	
13			5		299,8	17,55	0,03	0,97	3939	
14			15		299,6	17,58	0,02	0,97	4481	
15			20		300	17,54	0,01	0,97	4821	
16			5		500,1	17,46	0,03	0,97	6396	
17			15		499,7	17,51	0,01	0,88	6046	
18		20	500,2	17,55	0,01	0,86	6250			
19	59-6		12	7,7	424	30	0,25	0,66	4825	
20					583		0,15	0,78	5727	
21	60-5,2		43	8	600	30	0,11	0,58	7333,3	
22			43		400	26	0,11	0,84	5257,2	
23			44		400	13,7	0,07	0,3	4687,5	
24	60-5,2		45	8	200	13,7	0,18	0,8	4325	
25	60-5,3		43		400	26,6	0,11	0,84	5300	
26	60-5,3		31,5		400	28,6	0,08	0,86	5333,3	
27	51-7		4,2	10,92	100	4,2	0,33	0,93	927,3	
28					199	9	0,21	0,98	2583,3	
29					299	7,5	0,17	0,97	4811,5	
30	51-8		10,3	12	102,3	10	0,1	0,92	1741,2	
31					201,2	17,5	0,25	0,95	3445,2	
32					301,6	17,5	0,15	0,46	4042,2	
33	61-3	8	31,36	4,26	300	82	0,03	0,7	15071,4	
34		10	39,4			80	0,04	0,7	16600	

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
35	61-4	8	31,36	4,26	200	67	0,05	0,86	12400
36	61-4	8	31,36	4,26	300	68	0,02	0,57	14107,1
37			31,36		400	68	0,02	0,44	14107,1
38			31,36		500	67	0,01	0,35	13961,5
39			61-8		8	31,36	4,26	300	27
40	31,36	41		0,02		0,2			7833,3
41	31,36	54		0,04		0,32			10719,2
42	31,36	68		0,05		0,42			12608,3
43	31,36	82		0,07		0,53			14337,5
44	31,36	97		0,05		0,7			14590
45	31,36	108		0,1		0,75			16437,5
46	31,36	123		0,12		0,88			15145,8
47	61-9	8	31,36	4,26	100	27	0,02	0,67	8000
48			31,36		200	54	0,03	0,7	12142,9
49			31,36		300	81	0,03	0,7	15664,3
50			31,36		400	108	0,04	0,72	17571,4
51			31,36		500	150	0,05	0,81	20021,4
52	62-5,2		5	10,2 1	100	5	0,32	0,73	1316,7
53					300		0,24	0,64	3566,7
54					500		0,22	0,62	5250
55	62-5,4		5	10,2 1	500	5	0,22	0,62	5250
56						10	0,25	0,65	5033,3
57						20	0,3	0,5	5000
58	63-3		12	23,7 2	424	30	0,06	0,77	4900
59					583		0,09	0,79	2789
Хладагент R507									
1	48-3	3,99	-13,4	6	286	11,2	0,18	0,92	1936
2	48-18	7,4	5,53		360	17,5	0,02	0,94	6563
3	48-17	4	-13,39		250	10,8	0,1	0,85	1904
4	49-4	4,34	-11,01	6	368	13,4	0,08	0,77	2928,6
5		6,35	0,55		354	15,1	0,05	0,98	3728,6
6		7,44	5,68		361	16,1	0,02	0,94	6542,9
7	49-4	10,2	19,96	6	402	17,3	0,14	0,62	11350
8	64-3	3,9	-13,9		285	11,2	0,18	0,92	1928
9		5,5	-4,11		285	11,5	0,14	0,98	2716
10		7,6	5,98		288	11,7	0,04	0,87	3613
11		9,9	9,03		287	12,5	0,16	0,79	5814
12		12,2	14,6		286	15,3	0,22	0,89	9100
Хладагент R407C									
1	48-5	3,6	-6,9	6	199	7,67	0,12	0,95	1783,0
2					344		0,08	0,77	2735,0
3					507		0,06	0,54	2958,0
4					700		0,01	0,38	3259,0
5					1100		0,02	0,30	3619,0

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	48-10	3,5	-7,6	6	200	7,96	0,10	0,70	1893,0
7	48-10	3,5	-7,6	6	108-10	3,98	0,10	0,67	1388,0
8						5,97	0,10	0,70	1788,0
9	48-11	6	7,7	6	200	7,96	0,08	0,68	2271,1
10						4,1	0,06	0,45	1480,0
11						5,99	0,06	0,63	1995,0
12	48-13	3,5	-7,6	6	200	8,75	0,06	0,70	1763,8
13		6	7,7				0,10	0,68	2256,7
14		7,88	16,3				0,05	0,76	2526,7
15		10	24,2				0,04	0,85	2966,7
16	50-3		8	12,7	100	10	0,27	0,95	1401,8
17					200		0,13	0,83	1987,3
18					300		0,08	0,76	2553,7
19	50-4(a)		8	12,7	100	5	0,28	0,95	1012,7
20						10	0,25	0,94	1373,6
21						20	0,41	0,88	2038,8
22	50-4(b)		8	12,7	200	5	0,01	0,85	1942,7
23						10	0,14	0,83	2036,4
24						20	0,20	0,82	2444,0
25	50-5		8	12,7	300	5	0,08	0,69	2503,3
26	65-4		-5,9	7,75	427	20,9	0,06	0,63	3458,3
27			-2,2				0,06	0,64	3741,7
28			3,3				0,07	0,66	3877,5
29	65-4		10,1	7,75	427	20,9	0,08	0,68	3908,3
30			15,8				0,12	0,89	4820,9
31	65-5		-0,5	7,75	240	10,4	0,03	0,53	1860,8
32	65-5		-0,5	7,75	427	10,4	0,07	0,37	2338,3
33					640		0,02	0,38	3154,5
34	65-6		-0,35	7,75	427	4,3	0,13	0,25	1425,0
35						10,4	0,08	0,38	2360,8
36						20,9	0,06	0,65	3751,7
37						27,9	0,07	0,78	4213,6
38	66-6		2	6,5	100	10	0,23	0,73	912,5
39						7,5	0,18	0,75	712,5
40						5	0,17	0,76	506,0
41						2,5	0,15	0,85	304,0
42					400	20	0,45	0,77	2425,0
43	67-2	4	-4	6	507	11	0,04	0,35	2300,0
44		5,9	7,2		503	16,9	0,02	0,53	3312,9
45		5	2,3		505	16,9	0,04	0,57	3012,9

Продолжение таблицы А.1

№	Источник	P_s , bar	t_s , °C	d_T , мм	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	α_{cp}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
46	67-2	10,3	25,2	6	500	17	0,08	0,50	3611,7
<i>Хладагент R717</i>									
1	68-3		4	14	10	8,74	0,37	0,89	1545,8
2						7,13	0,27	0,8	1261,7
3	68-4				20	17,8	0,33	0,98	2143,6
4						5,4	0,05	0,97	847,9
5	68-5				30	9,36	0,09	0,58	1850,4
6	68-6				40	8,14	0,04	0,96	1683,6
7	68-7				45	11,1	0,07	0,95	2879,7
8	68-8				50	12,2	0,04	0,98	3822,4
9						32,4	0,09	0,99	5830
10	68-9				60	13,6	0,05	0,97	5877,3
11	68-10				80	13	0,02	0,99	9796,7
12						46,1	0,44	0,5	9225
13						17,8	0,03	0,98	9718,6
14						32,5	0,08	0,95	10730,8
15	68-11				120	45,2	0,69	0,86	12775
16						67,8	0,72	0,88	12845
17	68-12				140	44,4	0,07	0,92	15208,8
18						60,4	0,13	0,96	15558,8
19	68-13				140	13,7	0,02	0,74	11719,4
20						15,5	0,02	0,87	12650
21	68-13		4	14	140	54,9	0,05	0,79	16207,7
22	68-13		4	14	140	71,6	0,1	0,85	15961,5

Приложение Б

Экспериментальные данные о локальных градиентах давления в гладких трубах

Таблица Б.1

№	Источник	d_T , мм	l_T , м	x_H	P_s , bar	t_s , °C	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	dP_T/dz , Па/м			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
<i>Хладагент R410A</i>												
1	69-6,1	13,8	2,04	0,05	5	5	500	35	3240,9			
2				0,21				57,5	3385,5			
3				0,08				7,5	7336,3			
4	69-6,2	8		0,12				17,5	7399,5			
5				0,38				35	8127,1			
6	69-6,3	13,8		0,08				300	7,5	1300,9		
7				0,13					17,5	1256,5		
8				0,2					35	1339,4		
9				0,3					57,5	1411,8		
10	69-6,15	13,8	2,04	0,17	5	5	70	7,5	73,7			
11				0,41			17,5	96,5				
12				0,09			7,5	275,5				
13	69-6,16	13,8		0,16			200	17,5	339,7			
14				0,38				35	456,1			
15				0,01				300	7,5	427,3		
16				0,08					17,5	1364,6		
17	0,13	35		1358,8								
18	69-6,16	13,8		2,04			5	300	35	1311,0		
19			0,3		57,5	1295,8						
20	69-6,17	13,8	2,04	0,67	5	5	400	35	2531,3			
21				0,26			57,5	2157,9				
22				0,07			500	7,5	2913,9			
23				0,08				17,5	2859,7			
24				0,06				35	2540,5			
25				0,21			57,5	2847,4				
26				69-6,18			13,8	0,13	600	35	3778,1	
27	0,18	57,5						3310,5				
28	0,16	700						3821,1				
29	69-6,19	8	2,04	0,06	5	5	100	7,5	161,9			
30				0,44			150	17,5	442,5			
31				0,4				7,5	606,7			
32				0,02			200	17,5	1143,5			
33	0,19	35		1510,0								
34	0,36	7,5		1572,2								
35	69-6,20	8		0,06			300	7,5	2477,5			
36	69-6,20	8		2,04			0,19	5	5	300	17,5	2777,5
37							0,31			35	3094,7	
38			0,11		350	7,5	4089,5					
39	0,11	17,5	4508,7									
40	69-6,21	8	0,17		35	4725,0						

Продолжение таблицы Б.1

№	Источник	d _т , мм	l _т , м	x _н	P _s , bar	t _s , °C	ωρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	dP _т /dz, Па/м	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
41	69-6,21	8	2,04	0,45		5	400	35	5416,7	
42	69-6,21	8	2,04	0,38		5	500	57,5	4652,8	
43				0,08				7,5	6810,5	
44				0,12				17,5	7065,0	
45				0,38				35	7364,3	
46	69-6,22	8	2,04	0,33		30	600	35	10162,5	
47				0,36				57,5	9217,6	
48				0,29				700	35	12668,8
49				0,23					57,5	10831,3
50	60-7,3	8	1,4	0,22		30	200	14	900,0	
51				0,19			400	14	3400,0	
52				0,19			600	14	4700,0	
Хладагент R134a										
1	69-6,1	13,8	2,04	0,17		5	150	7,5	903,6	
2				0,15				17,5	946,7	
3	69-6,5			0,15				300	7,5	354,9
4				0,02						990,9
5	69-6,8			0,17			150	7,5	398,3	
6	69-6,8	13,8	2,04	0,15		5	150	17,5	347,7	
7				0,37				35	320,8	
8	69-6,8	13,8	2,04	0,02		5	300	7,5	1092,1	
9	60-7,1	8	1,4	0,17		30	200	14	1228,6	
10				0,19			400	14	6046,7	
11				0,2			600	14	9275,0	
12	60-7,2	8	1,4	0,16		30	200	14	1383,3	
13				0,18			400	14	6053,3	
14				0,19		40	200	14	850,0	
15				0,32			400	14	4042,9	
16	70-3	4,26	0,52	0,33	8	31,3	400	13	13104,4	
17				0,19				500	40	13557,7
18				0,42	10	39,4	400	67	9538,5	
19				0,26				500	94	11978,1
20				0,46	12	46,3	400	121	9346,2	
21				0,36				500	148	10576,9
Хладагент R507										
1	64-9	6	6	0,18	3,99	-13,4	286	11,2	5100,0	
2				0,14	5,5	-3,7		11,5	3592,9	
3				0,04	7,6	6,3		11,7	2293,8	
4				0,001	9,9	15,8		12,5	1162,5	
5				0,001	12,2	23,4		15,3	614,3	

Продолжение таблицы Б.1

№	Источник	d_T , мм	l_T , м	x_H	P_s , bar	t_s , °C	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	dP_T/dz , Па/м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>Хладагент R407A</i>									
1	67-6	6	6	0,03	6,1	8,2	354	12,7	4028,6
2	67-7			0,14	5,9	7,2	503	16,9	6925,0
3	67-8			0,17	9,1	21	355	15,6	2958,3
4	67-9			0,09	10,3	25,2	501	17	2800,0

Приложение В

Содержание ячеек компьютерной программы для расчета КТО и падения давления при кипении хладагента в гладких трубах

- A d_n – наружный диаметр трубы, м;
- B d_T – внутренний диаметр трубы, м;
- C t_0 – температура кипения, °С;
- D x – текущее паросодержание потока;
- E x_n – паросодержание в начале трубы;
- F x_b – паросодержание на выходе испарительного участка;
- G P_0 – давление кипения, кПа;
- H P_0'' – давление насыщенного пара, кПа;
- I ρ' – плотность насыщенной жидкости, кг/м³;
- Y ρ'' – плотность насыщенного пара, кг/м³;
- K i' – энтальпия насыщенной жидкости, Дж/кг;
- L i'' – энтальпия насыщенного пара, Дж/кг;
- M c_p' – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);
- N c_p'' – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·К);
- O r – удельная теплота парообразования, $r = i'' - i'$;
- P λ' – коэффициент теплопроводности жидкости, Дж/(м·К);
- Q λ'' – коэффициент теплопроводности пара, Дж/(м·К);
- R μ' – динамическая вязкость жидкости, Па·с;
- S μ'' – динамическая вязкость пара, Па·с;
- T ν' – кинематическая вязкость жидкости, $\nu' = \mu'/\rho'$;
- U Pr' – число Прандтля для жидкости;
- V Pr'' – число Прандтля для пара;
- X T_s – температура насыщения, $T_s = t_0 + 273,16$ К;
- Y σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;
- Z q – плотность теплового потока, Вт/м²;
- AA w_p – массовая скорость потока, кг/(м²·с);
- AB T_{cr} – критическая температура хладагента, К;
- AC P_{cr} – критическое давление хладагента, кПа;
- AD M – молекулярная масса хладагента;
- AE Fr – число Фруда, $Fr = (w_p)^2 / (9,81 \cdot d_T \cdot \rho'^2)$;

- AF Bo – параметр кипения, $Bo = q/(w\rho \cdot r)$;
- AG Re_y – условное число Рейнольдса, $Re_y = w\rho \cdot d_T/\mu'$;
- AH Re_{II} – число Рейнольдса для пара, $Re_V = w\rho \cdot d_T/\mu''$;
- AI $\xi/2$ – коэффициент трения, $\xi/2 = 0,5(1,58 \cdot \ln(Re_y) - 3,28)^{-2}$;
- AJ $l_{и}$ – длина зоны испарения, $l_{и} = (w\rho \cdot d_T \cdot r(x_B - x_H))/(4 \cdot q)$, м;
- AK K_{fr} – множитель $K_{fr} = (25 \cdot Fr)^{-0,3}$, если $Fr < 0,04$, иначе $K_{fr} = 1$;
- AL Co – параметр конвекции, $Co = ((1-x)/x)^{0,8} \cdot (\rho''/\rho')^{0,5} \cdot K_{fr}$;
- AM F_{cb} – множитель если $Co < 1$, то $F_{cb} = 1,8 \cdot Co^{-0,8}$;
- AN F_{cb} – множитель, если $Co > 1$, то $F_{cb} = 1 + 0,8 \cdot (\exp(1 - Co^{0,5}))$;
- AO F_{nb} – множитель, если $Bo > 1,9 \cdot 10^{-5}$, то $F_{nb} = 231 \cdot Bo^{0,5}$, иначе $F_{nb} = 1$;
- AP F_{cnb} – множитель, $F_{cnb} = F_{nb}(0,77 + 0,13F_{cb})$;
- AQ F – множитель, когда $Co > 1$, $F = F_{cb}$, если $F_{cb} > F_{nb}$, иначе $F = F_{nb}$;
 когда $Co < 1$, $F = F_{cb}$, если $F_{cb} > F_{cnb}$, иначе $F = F_{cnb}$;
- AR F_0 – множитель, $F_0 = F \cdot (1-x)^{0,8}$;
- AS $Re_{ж}$ – число Рейнольдса жидкой фазы, $Re_{ж} = Re_y \cdot (1-x)$;
- AT Nu_{lam} – число Нуссельта для ламинарного режима, $Nu_{lam} = 4,36$;
- AU Nu_{gn} – число Нуссельта по формуле Гнелинского,
 $Nu_{gn} = Pr'(Re_y - 1000) \cdot (f/2)/(1 + 12,7 \cdot (f/2)^{0,5} \cdot (Pr'^{(2/3)} - 1))$;
- AV Nu_p – число Нуссельта по формуле Петухова,
 $Nu_p = Re_y \cdot Pr'(\xi/2)/(1,07 + 12,7 \cdot (\xi/2)^{0,5} \cdot (Pr'^{(2/3)} - 1))$;
- AW Nu – число Нуссельта (итоговое); $Nu = Nu_p$, если $Re_y > 10000$,
 $Nu = Nu_{gn}$, если $2000 < Re_y < 10000$, когда $Re_y < 2000$,
 выбирается большее из Nu_{gn} и Nu_{lam} .
- AX α_B – составляющая вынужденного движения, $\alpha_B = Nu \cdot \lambda'/d_T$, Вт/(м²К);
- AУ $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока $\alpha_{тр} = \alpha_B \cdot F_0$, Вт/м²·К;
- BA $1/X_{tt}$ – параметр Мартинелли, $1/X_{tt} = (x/(1-x))^{0,9} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,5} \cdot (\mu''/\mu')^{0,1}$;
- BB E – множитель $E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot (1/X_{tt})^{0,86}$;
- BC S – множитель, $S = (1 + 0,00000115 \cdot E^2 \cdot Re_{ж}^{1,17})^{-1}$;
- BD P_i – относительное давление, $P_i = P_0/P_{cr}$;
- BE α_{II} – составляющая пузырькового кипения,

$$\alpha_{II} = 55 \cdot q^{0,67} \cdot M^{-0,5} \cdot P_i^{0,12} \cdot (-\lg(P_i))^{-0,55}$$
;
- BF $\alpha_{вж}$ – составляющая вынужденного движения жидкой фазы,

$$\alpha_{вж} = Nu \cdot \lambda' \cdot (1-x)^{0,8}/d_T$$
, Вт/(м²К);

BG E_2 – множитель, $E_2 = Fr^{(0,1-2 \cdot Fr)}$, если $Fr < 0,05$, иначе $E_2 = 1$;

BH S_2 – множитель, $S_2 = Fr^{0,5}$, если $Fr < 0,05$, иначе $S_2 = 1$;

BI $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока, $\alpha_{тр} = \alpha_{вж} \cdot E \cdot E_2 + \alpha_{п} \cdot S \cdot S_2$, Вт/(м²·К)

BK E_n – множитель, $E_n = (1 + 3000Bo^{0,86})S_2 + (1,12(x/(1-x))^{0,75} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,41})E_2$;

BL $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока, $\alpha_{тр} = E_n \cdot \alpha_{в}$, Вт/(м²·К);

BN E_k – множитель, $E_k = 25 \cdot Fr^{0,3}$, если $Fr < 0,04$, иначе $E_k = 1$;

BO F_{fl} – множитель, зависящий от вида хладагента;

BP α_a – КТО, $\alpha_a = (1,136Co^{-0,9} \cdot E_k + 667,2Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}$, Вт/(м²·К);

BQ α_e – КТО, $\alpha_e = (0,6683Co^{-0,2} \cdot E_k + 1058Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}$, Вт/(м²·К);

BR $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока по, $\alpha_{тр} = \alpha_a$, если

$$Co < 0,65, \text{ иначе } \alpha_{тр} = \alpha_{в}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К);}$$

BT F – множитель, $F = (1 + x \cdot Pr' \cdot (\rho'/\rho'' - 1))^{0,35}$;

BU S – множитель, $S = 1/(1 + 0,055 \cdot F^{0,1} \cdot Re_y^{0,16})$;

BV $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока, $\alpha_{тр} = ((S \cdot S_2 \cdot \alpha_{п})^2 + (F \cdot E_2 \cdot \alpha_{в})^2)^{0,5}$, Вт/(м²·К);

BX $\xi_{ж}$ – коэффициент трения для жидкости, $\xi_{ж} = 0,3164/Re_y^{0,25}$;

BY $\xi_{п}$ – коэффициент трения для пара, $\xi_{п} = 0,3164/Re_v^{0,25}$;

BZ ξ_c – коэффициент трения парожидкостной смеси $\xi_c = \xi_{ж} - x(\xi_{ж} - \xi_{п})$;

CA dP/dz – градиент давления по гомогенной модели,

$$dP/dz = \xi_c \cdot \omega \rho^2 (1 + x(\rho' - \rho'')/\rho'') / (2\rho' \cdot d_T), \text{ Па/м;}$$

CB Δl – длина короткого участка, $\Delta l = \omega \rho \cdot d_T \cdot r \cdot (x_{i+1} - x_i) / (4 \cdot q)$, м;

CC ΔP – падение давления на коротких участках по гомогенной модели,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па;}$$

CE $(dP/dz)_{ж}$ – градиент давления жидкости $(dP/dz)_{ж} = \xi_{ж} \cdot \omega \rho^2 / (2d_T \cdot \rho')$, Па/м;

CF $(dP/dz)_{п}$ – градиент давления пара, $(dP/dz)_{п} = \xi_{п} \cdot \omega \rho^2 / (2d_T \cdot \rho'')$, Па/м;

CG $1/Fr$ – вспомогательная величина, $1/Fr = 1/Fr$;

CH f_{Fr} – множитель в методике, $f_{Fr} = Fr^{0,3} + 0,0055 \cdot (\ln(1/Fr))^2$;

CI $(dP/dz)_{Fr}$ – зависящий от числа Фруда градиент давления,

$$(dP/dz)_{Fr} = (f_{Fr}) \cdot (x + 4(x^{1,8} - x^{10} \cdot (f_{Fr})^{0,5})), \text{ Па/м;}$$

CJ $\Phi_{гд}$ – поправочный множитель, $\Phi_{гд} = 1 + (dP/dz)_{Fr} \cdot ((\rho'/\rho'')/(\mu'/\mu''))^{0,25} - 1$);

CK dP/dz – градиент давления двухфазного потока, $dP/dz = (dP/dz)_{ж} \cdot \Phi_{гд}$ Па/м;

CL ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па;}$$

CN ρ_r – плотность гомогенной смеси, $\rho_r = ((x/\rho'') + (1-x)/\rho')^{-1}$, кг/м³

CO Fr_c – число Фруда для парожидкостной смеси, $Fr_c = (w\rho)^2 / (9,81 \cdot d_T \cdot (\rho_r)^2)$;

CP We_c – число Вебера для парожидкостной смеси, $We_c = (w\rho)^2 \cdot d_T / (\sigma \cdot (\rho_r))$;

CQ E – множитель, $E = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \rho' \cdot f_V / (f_l \cdot \rho'')$;

CR F – множитель, $F = x^{0,78} \cdot (1 - x)^{0,224}$;

CS H – множитель, $H = (\rho' / \rho'')^{0,91} \cdot (\mu'' / \mu')^{0,19} \cdot (1 - \mu'' / \mu')^{0,7}$;

CT Φ_ϕ^2 – множитель Фриделя, $\Phi_\phi^2 = E + 3,24 \cdot F \cdot H / ((Fr_c)^{0,045} \cdot (We_c)^{0,035})$;

CU dP/dz – градиент давления двухфазного потока,

$$dP/dz = (dP/dz)_{ж} \cdot \Phi_\phi^2, \text{ Па/м};$$

CV ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па};$$

CX G – множитель, $G = ((dP/dz)_{ж}) + 2((dP/dz)_n - (dP/dz)_{ж})x$, Па/м;

CY dP/dz – градиент давления двухфазного потока,

$$dP/dz = G(1 - x)^{(1/3)} + (dP/dz)_n \cdot x^3, \text{ Па/м};$$

CZ ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \Delta l, \text{ Па}.$$

Приложение Г

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления по разным методикам при кипении хладагентов в горизонтальных трубах»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015610039

**Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления по
разным методикам при кипении хладагентов в
горизонтальных трубах**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Калининградский государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Кошелев Сергей Валерьевич (RU), Ейдеюс Альгирдас Иозанович (RU), Анищенко Александр Сергеевич (RU)*

Заявка № **2014619009**Дата поступления **05 сентября 2014 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **12 января 2015 г.**

*Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Л.Л. Кирий



Приложение Д

**Содержание ячеек компьютерной программы для расчета КТО и падения давления
при кипении хладагента в плоских змеевиках**

- A d_n – наружный диаметр трубы, м;
- B d_t – внутренний диаметр трубы, м;
- C t_0 – температура кипения, °С;
- D x – текущее паросодержание потока;
- E x_n – паросодержание в начале трубы;
- F x_v – паросодержание на выходе испарительного участка;
- G P_0 – давление кипения, кПа;
- H P_0'' – давление насыщенного пара, кПа;
- I ρ' – плотность насыщенной жидкости, кг/м³;
- J ρ'' – плотность насыщенного пара, кг/м³;
- K i' – энтальпия насыщенной жидкости, Дж/кг;
- L i'' – энтальпия насыщенного пара, Дж/кг;
- M c_p' – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);
- N c_p'' – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·К);
- O r – удельная теплота парообразования, $r = i'' - i'$;
- P λ' – коэффициент теплопроводности жидкости, Дж/(м·К);
- Q λ'' – коэффициент теплопроводности пара, Дж/(м·К);
- R μ' – динамическая вязкость жидкости, Па·с;
- S μ'' – динамическая вязкость пара, Па·с;
- T ν' – кинематическая вязкость жидкости, $\nu' = \mu'/\rho'$;
- U Pr' – число Прандтля для жидкости;
- V Pr'' – число Прандтля для пара;
- X T_s – температура насыщения, $T_s = t_0 + 273,15$ К;
- Y σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;
- Z q – плотность теплового потока, Вт/м²;
- AA w_p – массовая скорость потока, кг/(м²·с);
- AB T_{cr} – критическая температура хладагента, К;
- AC P_{cr} – критическое давление хладагента, кПа;
- AD M – молекулярная масса хладагента;
- AE Fr – число Фруда, $Fr = (w_p)^2 / (9,81 \cdot d_t \cdot \rho'^2)$;
- AF Bo – параметр кипения, $Bo = q / (w_p \cdot r)$;

- AG Re_y – условное число Рейнольдса, $Re_y = \omega\rho \cdot d_T/\mu'$;
- АН Re_n – число Рейнольдса для пара, $Re_n = \omega\rho \cdot d_T/\mu''$;
- AI $\xi/2$ – коэффициент трения, $\xi/2 = 0,5(1,58 \cdot \ln(Re_y) - 3,28)^{-2}$;
- AJ $l_{и}$ – длина зоны испарения, $l_{и} = (\omega\rho \cdot d_T \cdot r(x_B - x_H))/(4 \cdot q)$, м;
- AK K_{fr} – множитель, $K_{fr} = (25 \cdot Fr)^{-0,3}$, если $Fr < 0,04$, иначе $K_{fr} = 1$;
- AL Co – параметр конвекции, $Co = ((1 - x)/x)^{0,8} \cdot (\rho''/\rho')^{0,5} \cdot K_{fr}$;
- AM F_{cb} – множитель, если $Co < 1$, то $F_{cb} = 1,8 \cdot Co^{-0,8}$;
- AN F_{cb} – множитель, если $Co > 1$, то $F_{cb} = 1 + 0,8 \cdot (\exp(1 - Co^{0,5}))$;
- AO F_{nb} – множитель, если $Bo > 1,9 \cdot 10^{-5}$, то $F_{nb} = 231 \cdot Bo^{0,5}$, иначе $F_{nb} = 1$;
- AP F_{cnb} – множитель, $F_{cnb} = F_{nb}(0,77 + 0,13F_{cb})$;
- AQ F – множитель, когда $Co > 1$, $F = F_{cb}$, если $F_{cb} > F_{nb}$, иначе $F = F_{nb}$;
 когда $Co < 1$, $F = F_{cb}$, если $F_{cb} > F_{cnb}$, иначе $F = F_{cnb}$;
- AR F_0 – множитель, $F_0 = F \cdot (1 - x)^{0,8}$;
- AS $Re_{ж}$ – число Рейнольдса жидкой фазы, $Re_{ж} = Re_y \cdot (1 - x)$;
- AT Nu_{lam} – число Нуссельта для ламинарного режима, $Nu_{lam} = 4,36$;
- AU Nu_{gn} – число Нуссельта по формуле Гнелинского,
 $Nu_{gn} = Pr'(Re_y - 1000) \cdot (f/2)/(1 + 12,7 \cdot (f/2)^{0,5} \cdot (Pr'^{(2/3)} - 1))$;
- AV Nu_p – число Нуссельта по формуле Петухова,
 $Nu_p = Re_y \cdot Pr'(\xi/2)/(1,07 + 12,7 \cdot (\xi/2)^{0,5} \cdot (Pr'^{(2/3)} - 1))$;
- AW Nu – число Нуссельта (итоговое); $Nu = Nu_p$, если $Re_y > 10000$,
 $Nu = Nu_{gn}$, если $2000 < Re_y < 10000$, когда $Re_y < 2000$,
 выбирается большее из Nu_{gn} и Nu_{lam} .
- AX α_B – составляющая вынужденного движения, $\alpha_B = Nu \cdot \lambda'/d_T$, Вт/(m^2K);
- AУ α_{tp} – КТО двухфазного потока, $\alpha_{tp} = \alpha_B \cdot F_0$, Вт/ $m^2 \cdot K$;
- BA $1/X_{tt}$ – параметр Мартинелли, $1/X_{tt} = (x/(1 - x))^{0,9} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,5} \cdot (\mu''/\mu')^{0,1}$;
- BB E – множитель, $E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot (1/X_{tt})^{0,86}$;
- BC S – множитель, $S = (1 + 0,00000115 \cdot E^2 \cdot Re_{ж}^{1,17})^{-1}$;
- BD P_i – относительное давление, $P_i = P_0/P_{cr}$;
- BE $\alpha_{п}$ – составляющая пузырькового кипения,

$$\alpha_{п} = 55 \cdot q^{0,67} \cdot M^{-0,5} \cdot P_i^{0,12} \cdot (-\lg(P_i))^{-0,55}$$
;
- BF $\alpha_{вж}$ – составляющая вынужденного движения жидкой фазы,

$$\alpha_{вж} = Nu \cdot \lambda' \cdot (1 - x)^{0,8}/d_T$$
, Вт/(m^2K);
- BG $E2$ – множитель, $E2 = Fr^{(0,1-2 \cdot Fr)}$, если $Fr < 0,05$, иначе $E2 = 1$;

ВН S_2 – множитель, $S_2 = Fr^{0,5}$, если $Fr < 0,05$, иначе $S_2 = 1$;

ВІ $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока,

$$\alpha_{тр} = \alpha_{вж} \cdot E \cdot E_2 + \alpha_{п} \cdot S \cdot S_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

ВК E_n – множитель,

$$E_n = (1 + 3000Bo^{0,86})S_2 + (1,12(x/(1-x))^{0,75} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,41})E_2;$$

ВL $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока, $\alpha_{тр} = E_n \cdot \alpha_{в}$, Вт/(м²·К);

ВN E_k – множитель, $E_k = 25 \cdot Fr^{0,3}$, если $Fr < 0,04$, иначе $E_k = 1$;

ВО F_{fl} – множитель, зависящий от вида хладагента;

ВР α_a – КТО, $\alpha_a = (1,136Co^{-0,9} \cdot E_k + 667,2Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}$, Вт/(м²·К);

ВQ α_e – КТО, $\alpha_e = (0,6683Co^{-0,2} \cdot E_k + 1058Bo^{0,7} \cdot F_{fl})\alpha_{вж}$, Вт/(м²·К);

ВR $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока, $\alpha_{тр} = \alpha_a$, если

$Co < 0,65$, иначе $\alpha_{тр} = \alpha_{в}$, Вт/(м²·К);

ВТ F – множитель, $F = (1 + x \cdot Pr' \cdot (\rho'/\rho'' - 1))^{0,35}$;

ВU S – множитель, $S = 1/(1 + 0,055 \cdot F^{0,1} \cdot Re_y^{0,16})$;

ВV $\alpha_{тр}$ – КТО двухфазного потока,

$$\alpha_{тр} = ((S \cdot S_2 \cdot \alpha_{п})^2 + (F \cdot E_2 \cdot \alpha_{в})^2)^{0,5}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

ВX $\xi_{ж}$ – коэффициент трения для жидкости, $\xi_{ж} = 0,3164/Re_y^{0,25}$;

ВY $\xi_{п}$ – коэффициент трения для пара, $\xi_{п} = 0,3164/Re_v^{0,25}$;

ВZ ξ_c – коэффициент трения парожидкостной смеси, $\xi_c = \xi_{ж} - x(\xi_{ж} - \xi_{п})$;

СА dP/dz – градиент давления по гомогенной модели,

$$dP/dz = \xi_c \cdot w\rho^2(1 + x(\rho' - \rho'')/\rho'')/(2\rho' \cdot d_T), \text{ Па}/\text{м};$$

СВ Δl – длина короткого участка, $\Delta l = w\rho \cdot d_T \cdot r \cdot (x_{i+1} - x_i)/(4 \cdot q)$, м;

СС ΔP – падение давления на коротких участках по гомогенной модели,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па};$$

СЕ $(dP/dz)_{ж}$ – градиент давления жидкости

$$(dP/dz)_{ж} = \xi_{ж} \cdot (w\rho)^2/(2d_T \cdot \rho'), \text{ Па}/\text{м};$$

СF $(dP/dz)_{п}$ – градиент давления пара,

$$(dP/dz)_{п} = \xi_{п} \cdot (w\rho)^2/(2d_T \cdot \rho''), \text{ Па}/\text{м};$$

СG $1/Fr$ – вспомогательная величина, $1/Fr = 1/Fr$;

СН f_{Fr} – множитель, $f_{Fr} = Fr^{0,3} + 0,0055 \cdot (\ln(1/Fr))^2$;

СІ $(dP/dz)_{Fr}$ – зависящий от числа Фруда градиент давления,

$$(dP/dz)_{Fr} = (f_{Fr}) \cdot (x + 4(x^{1,8} - x^{10} \cdot (f_{Fr})^{0,5})), \text{ Па}/\text{м};$$

СJ $\Phi_{гд}$ – поправочный множитель,

$$\Phi_{гд} = 1 + (dP/dz)_{Fr} \cdot ((\rho'/\rho'')/(\mu'/\mu''))^{0,25} - 1);$$

СК dP/dz – градиент давления двухфазного потока,

$$dP/dz = (dP/dz)_{ж} \cdot \Phi_{гд} \text{ Па/м};$$

CL ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па};$$

CN ρ_r – плотность гомогенной смеси,

$$\rho_r = ((x/\rho'') + (1-x)/\rho')^{-1}, \text{ кг/м}^3$$

CO Fr_c – число Фруда для парожидкостной смеси,

$$Fr_c = (w\rho)^2/(9,81 \cdot d_T \cdot (\rho_r)^2);$$

CP We_c – число Вебера для парожидкостной смеси,

$$We_c = (w\rho)^2 \cdot d_T/(\sigma \cdot \rho_r);$$

CQ E – множитель, $E = (1-x)^2 + x^2 \cdot \rho' \cdot f_V/(f_l \cdot \rho'')$;

CR F – множитель, $F = x^{0,78} \cdot (1-x)^{0,224}$;

CS H – множитель, $H = (\rho'/\rho'')^{0,91} \cdot (\mu''/\mu')^{0,19} \cdot (1 - \mu''/\mu')^{0,7}$;

CT Φ_{ϕ}^2 – множитель Фриделя,

$$\Phi_{\phi}^2 = E + 3,24 \cdot F \cdot H/((Fr_c)^{0,045} \cdot (We_c)^{0,035});$$

CU dP/dz – градиент давления двухфазного потока,

$$dP/dz = (dP/dz)_{ж} \cdot \Phi_{\phi}^2, \text{ Па/м};$$

CV ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i) \cdot \Delta l, \text{ Па};$$

CX G – множитель,

$$G = ((dP/dz)_{ж}) + 2((dP/dz)_n - (dP/dz)_{ж})x, \text{ Па/м};$$

CY dP/dz – градиент давления двухфазного потока,

$$dP/dz = G(1-x)^{(1/3)} + (dP/dz)_n \cdot x^3, \text{ Па/м};$$

CZ ΔP – падение давления на коротких участках,

$$\Delta P = 0,5((dP/dz)_{i+1} - (dP/dz)_i)\Delta l, \text{ Па}.$$

DB Q – общая тепловая нагрузка зоны испарения, Вт;

DC G_a – массовый расход хладагента, кг/ч;

DD V – объемный расход образующегося пара, м³/ч;

DF №с – номер сечения;

DG №т – номер трубы;

DH №к – номер калача;

DI L_x – текущая длина трубы, м;

- DK φ - истинное объемное паросодержание потока;
- DL ρ_c - плотность парожидкостной смеси, кг/м³;
- DN w' - истинная скорость жидкости, м/с;
- DO w'' - истинная скорость пара, м/с;
- DP ΔP_y - падение давления на ускорение потока, Па;
- DR z - отношение R_k/d_T ;
- DS R_k - радиус калача, м;
- DT θ - угол наклона змеевика, град;
- DU ΔP_n - нивелирный напор в калачах, Па;
- DW dP/dz - градиент давления в калаче, Па/м;
- DX L - поправочный коэффициент на градиент давления в калаче;
- DY $(dP/dz)_k$ - градиент давления в калаче, Па/м;
- DZ ΔP_k - падение давления в калачах, Па.

Приложение Е

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Общая программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом труб»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015663262

Общая программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом труб

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Калининградский государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Ейдеюс Альгирдас Иозапович (RU), Кошелев Сергей Валерьевич (RU)*

Заявка № **2015617969**

Дата поступления **31 августа 2015 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **14 декабря 2015 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



Приложение Ж
Сравнение расчетных и экспериментальных КТО по хладагентам

Таблица Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
<i>Хладагент R404A</i>						
1	1521,4	1037,8	1944	1114,9	1206,1	1497,8
2	1383,3	908,4	1851,1	987,7	1067,9	1412,4
3	1188,9	772,7	982,2	848,9	916,3	707,4
4	2937,5	1576,6	2928,6	1684,2	1680	2723,3
5	2670	1573,2	2977	1679,4	1668,2	2888
6	2071,4	1595,2	3099,1	1761,8	1799	3050,7
7	5707	4932,2	6312,1	5405,1	5979	5798,6
8	3106	4592,5	5248,3	4716,1	5023	5108,3
9	2359	2951,2	4024,7	3190,1	3489,5	3413,5
10	3237	4665,7	5219,5	4690	5053,2	5118,2
11	4550	6828,2	6691,2	6422,7	6780,4	7357,4
12	5544	8757,3	8069,3	7951	8277,7	9365,3
13	4456	4371,7	5513,4	5046,8	5188,8	5445,8
14	7900	6068,9	7541,1	7033,4	7758	6763,3
15	10136	5964,5	6855,9	6891,5	8077,2	7171,6
16	2722	2974,4	3843,5	3054,5	3320,8	3395
17	5625	3890,7	5355,8	4373,5	4629,7	4648,2
18	2827,8	4211,1	4716,9	4102,7	4479,4	4569,6
19	4355,6	4103,2	4979,7	4245,7	4542,9	4558,1
20	4544,4	3714,4	4974,9	4083,1	4354,7	4315,7
21	6137,5	3607	5103,2	4116,3	4374,7	4343,8
22	8059	3565	5435	4272	4528	4645
23	1012	1081,9	1974,9	1230,6	1324	1661,2
24	2287	2483,8	2882,4	2495,3	2583,3	2827
25	1730	1351,7	2360,2	1522,8	1640,3	2143,8
26	2023,1	1865,8	2921,7	2209,9	2464,9	2393,6
27	2290,9	2100,5	3132	2502	2873,7	2602,3
28	1207,7	1157,4	2000,3	1273,1	1386,5	1703,6
29	1403,1	1233,1	2184,6	1389,3	1511,1	1887,1
30	1772,7	1351,7	2360,2	1522,8	1640,3	2143,8
31	2850	2910,7	3926,3	3507,6	3689,6	3702,9
32	3069,2	2891	3922,6	3469,6	3622,9	3687,5
33	3394,4	2846,7	3905,9	3375,9	3482,6	3700,8

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
34	1881,8	1336,6	2342,6	1502,5	1607,6	2139
35	2020,2	1865,8	2921,7	2209,9	2464,9	2393,6
36	2150	2085,5	3119	2484	2849,9	2588,5
37	1665	1337,3	2349	1506,3	1621,8	2135,5
38	2059	1864,1	2920,6	2205,5	2468,9	2386,6
39	2327,8	2066,8	3100,8	2453,9	2826,1	2559,4
40	1187,5	1157,9	1996,9	1271,8	1385,2	1705,7
41	1378,1	1233,6	2181,3	1387,6	1509,6	1889,1
42	1759,1	1351,7	2360,2	1522,8	1640,3	2143,8
43	2862,5	2908,5	3922,7	3501,9	3680,9	3692,5
44	3041,7	2888	3918,6	3462,9	3611,9	3673,5
45	3437,5	2842,2	3901,8	3364	3458,2	3664,6
<i>Хладагент R410A</i>						
1	5453,0	5354,9	6564,3	5751,2	5881	8133,8
2	6097,0	5968,7	7155,6	6555,2	6800,9	8427,2
3	7062,0	6654,3	7815,3	7425,0	7749,6	8712,3
4	7294,0	7263,1	8403,9	8220,8	8651,6	8995,0
5	7327,0	7777,9	8887,8	8879,8	9396,8	9292,3
6	5173,0	4522,1	5663,8	5026,1	5226,9	6434,8
7	4875,0	5166,3	6058,6	5405,5	5767,3	7150,0
8	5998,0	5783,6	6747,1	6446,9	7090,2	7058,6
9	7135,0	6391,0	7282,9	7118,7	7686,5	7497,9
10	4189,0	3663,3	4540,4	3958,0	4258,9	4573,1
11	6422,0	5107,4	5632,9	5278,0	5644,3	5549,0
12	4524,0	6453,5	8150,0	6967,1	7301	8957,6
13	6641,0	7245,0	8917,0	7936,6	8367,4	9400,4
14	5781,0	7991,6	9590,8	8776,0	9270,9	9863,8
15	4354,0	8752,4	10242,2	9534,0	10103	10421,0
16	6867,0	5772,3	7291,1	6272,6	6662,8	7448,1
17	7294,0	6548,9	7975,3	7146,8	7554,9	7840,4
18	6696,0	4777,6	4878,3	4524,6	4660,5	4711,8
19	5839,0	5107,4	5632,9	5278,0	5644,3	5549,0
20	7920,0	5783,6	6747,1	6446,9	7090,2	7058,6
21	7832,0	6655,9	7835,9	7504,7	8205,6	8584,9
22	9275,0	6723,9	8609,4	7528,1	8211,2	7545,9
23	4885,0	6060,0	6557,6	5775,7	6309,5	5815,1
24	5238,0	7113,9	7406,0	6840,1	7323,7	6946,4
25	4800,0	7511,9	7869,5	7462,1	7710,4	7790,4
26	5350,0	8793,8	8884,2	8698,6	8605,1	9422,8
27	4283,0	5888,6	6732,4	5923,0	6432,3	5817,7
28	5955,0	5578,4	6661,6	5658,5	6062,4	5765,2
29	7072,0	4451,8	6472,7	5087,3	5624,4	5126,2

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
30	6978,0	4547,8	6528,8	5184,8	5559,1	5330,0
31	3350,0	4076,3	4803,7	3965,4	4356,5	4051,9
32	6856,0	5373,2	6560,9	5509,8	5889,3	5644,3
33	5066,7	5593,2	6413,7	5623,3	6082,5	5549,6
34	7077,8	5504,7	6551,6	5558,2	5955,5	5660,5
35	7322,2	4472,1	6574,7	5162,6	5717	5216,6
36	7294,4	4695,5	6861,2	5445,5	5884,3	5650,7
37	3400,0	3638,4	4843,1	3864,6	4013,1	8346,8
38	4400,0	4899,5	6016,1	5103,0	5374,6	8755,3
39	5300,0	6219,7	7169,1	6368,4	6781,4	9194,0
40	5900,0	7351,8	8228,2	7619,9	8154,6	9594,5
41	6600,0	8258,8	9048,8	8611,4	9229	10008,9
42	3500,0	3835,1	4750,9	3902,6	4112,3	6757,9
43	4400,0	4953,2	5692,6	4892,6	5190,4	7307,0
44	5750,0	6236,8	6729,4	6024,0	6451,7	7853,0
45	2198,0	1610,2	2467,9	1609,6	1757,7	1842,7
46	3204,0	3150,4	3518,6	2876,3	3113	3039,7
47	2283,0	2735,8	3202,2	2513,0	2741,4	2666,2
48	4333,0	5501,1	6137,0	5457,3	5930,8	5427,1
49	5329,0	3373,6	4626,6	3564,2	3883,7	3725,4
50	6750,0	6081,7	6500,8	5848,5	6371,4	5878,6
51	4675,0	3234,5	4240,4	3252,8	3548,5	3382,7
52	5620,0	4613,9	5164,1	4380,0	4760,9	4490,0
53	6325,0	6169,6	6278,2	5639,8	6101,1	5791,3
54	2198,0	1573,7	2482,8	1573,1	1717,8	1821,8
55	3175,0	3189,2	3602,1	2908,2	3149	3072,5
56	4483,0	6215,3	5785,6	5290,2	5644,8	5650,8
57	3517,0	1727,1	3192,7	1880,8	2036,3	2336,2
58	4633,0	3215,0	4230,2	3236,0	3545,8	3366,8
59	6292,0	6130,5	6267,9	5618,8	6082,9	5771,3
60	4400,0	1994,0	3703,6	2170,2	2316,1	2844,3
61	5267,0	3412,7	4773,5	3602,0	3926,5	3760,8
62	6650,0	6304,6	6789,0	6050,1	6594	6059,5
63	2033,0	1711,3	2322,0	1597,9	1798,6	1809,4
64	2525,0	3742,0	3735,5	3204,3	3596,2	3465,0
65	2425,0	4416,0	4451,1	4069,5	4149	4917,7
66	3258,0	1811,1	2911,5	1856,6	2067	2187,9
67	4183,0	3788,1	4288,9	3534,5	3980,4	3685,2
68	3825,0	4325,4	5101,8	4526,3	4736,7	5001,0
69	4408,0	1994,3	3364,7	2096,5	2296,4	2562,5
70	4650,0	3862,2	4741,7	3825,0	4288,8	3912,2
71	4200,0	4423,1	5735,3	5043,4	5357,4	5215,4
72	4844,0	1740,7	3066,9	1909,0	2027,1	2653,7

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
73	4844,0	1740,7	3066,9	1909,0	2027,1	2653,7
74	5633,0	2789,1	4279,3	2800,2	2822,5	4833,3
75	5020,0	1777,6	2988,2	1917,0	2053,4	2572,5
76	5078,0	1706,8	3125,1	1891,6	1993,6	2765,7
77	6899,0	2818,1	4442,6	2921,5	2902,8	5121,6
78	3900,0	2779,3	4367,6	3201,8	3327,4	3722,1
79	2200,0	1568,2	2482,2	1570,6	1714,6	1818,1
80	3116,7	3176,5	3594,9	2900,1	3138,7	3063,2
81	4533,3	6165,0	5743,2	5251,9	5596,6	5612,2
82	3583,3	1723,5	3195,0	1880,6	2035,3	2333,3
83	4700,0	3218,6	4233,7	3241,7	3543,3	3370,6
84	6316,7	6123,9	6255,8	5613,2	6071,2	5762,7
85	4466,7	1991,1	3714,8	2173,9	2316,8	2836,9
86	5316,7	3381,4	4769,6	3588,3	3907,3	3734,9
87	6716,7	6217,9	6742,9	6000,3	6531,9	5996,9
<i>Хладагент R134a</i>						
1	3750	2864,9	3835	2986,2	3319,4	3285
2	10633	4174,7	5502,7	4557,7	4975,6	4759,6
3	3042,9	3664,3	4356	3750,3	4114,6	4245,3
4	5528,6	4134,2	5092,5	4337,3	4778,5	4643,2
5	8550	4424,4	5707,9	4821,9	5279,1	4971,9
6	11857,1	4354,5	5842,1	4797,2	5212,4	5125,9
7	3230	3384,8	3468,7	3161,6	3527	3714,2
8	3430	3051,5	3306,2	2942,8	3244,6	3413,1
9	4137	2909,5	3241,2	2849,6	3128,5	3295,6
10	6279	4929,3	4523,7	4361,5	4790,4	5198
11	8410	4445	4282,1	4068,6	4398,6	4727,5
12	5721	4220,8	4175,3	3939,3	4230,5	4520
13	3939	3617,3	4071,6	3706,1	4189,1	4122
14	4481	3328,9	3951,8	3520,5	3975,7	3941,7
15	4821	3215,2	3909,8	3445,3	3899,6	3893,7
16	6396	5240	5240,5	5049,4	5662,8	5725,1
17	6046	4645,3	4896	4673	5239,1	5119
18	6250	4435,2	4804	4560	5105	4957,5
19	4825	5177,7	6364,1	5782,3	6367,6	5856,5
20	5727	6419,1	7154,9	6772,9	7463,1	7034,3
21	7333,3	5285,8	6891	6326,1	7070,1	6391,3
22	5257,2	4254,1	5843,8	4932,1	5461,4	5565,3
23	4687,5	3189,8	4784,9	3799,8	4541,4	3835,8

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
24	4325	2498,8	4151,4	2913,2	3131,4	3606,3
25	5300	4290,9	5888,3	4975,6	5511,4	5620,1
26	5333,3	4518,9	5950,7	5129	5703,5	5499,5
27	927,3	1420,6	1788,4	1317,9	1480,9	1632,7
28	2583,3	2645,9	3024,3	2557,6	2858,6	3012,2
29	4811,5	3918,9	3856,2	3536,1	3930,8	4165,1
30	1741,2	1445,9	2327,1	1565,3	1721,4	2032
31	3445,2	2908,6	3667,1	3082,6	3400,3	3551
32	4042,2	3119,3	4083,6	3630,5	3962,4	3742,2
33	15071,4	7047,9	11123	8645	9526,8	8920,8
34	16600	7240,8	12007	9303,3	10351	10337
35	12400	5098	8711,7	6125	6506,2	7754,6
36	14107,1	6473,5	10181	8008,5	9125,2	7921,8
37	14107,1	7309,5	10767	8952,5	10641	8049,7
38	13961,5	8324,6	11556	10053	12574	8181,6
39	5562,5	4062,7	6612,1	4619,4	7136,7	4335,2
40	7833,3	4931,8	8022,8	6126,6	8601,6	5686,3
41	10719,2	5715,7	9202	7257,9	8917	6801,9
42	12608,3	6459,2	10440	8283,6	9556,4	7874
43	14337,5	7111,3	11544	9067,2	9858,2	8878,5
44	14590	7661	12474	9594,9	10311	9891,6
45	16437,5	8039,7	13075	9906,5	10144	10597
46	15145,8	8361,6	13540	9993,4	9962,7	11522
47	8000	2040,9	4627,8	2524,8	2807,6	4241,4
48	12142,9	4697,4	8051	5751,6	6344,4	6753,5
49	15664,3	7004,8	11031	8576,8	9460,8	8854,8
50	17571,4	9114,1	13696	11074	12110	10742
51	20021,4	12207	17947	14647	15660	13412
52	1316,7	1337,6	1898,4	1319,4	1480,8	1613,4
53	3566,7	3722,6	3484,5	3224,3	3547,8	3832,5
54	5250	5470,4	4671,2	4546,7	4926,4	5584,9
55	5250	5470,4	4671,2	4546,7	4926,4	5584,9
56	5033,3	5674,8	5152,2	5002,3	5532,1	5830,5
57	5000	5404,9	5632,4	5469,1	6088,4	5909,5
58	4900	4133,7	4547,1	4554,1	5118,1	4875,1
59	2789	5126,4	5296,8	5433,3	6037,4	5839,1
<i>Хладагент R507</i>						

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
1	6563	3390,36	4095,825	3377,26	3678,503	3816,15
2	1904	5577,846	7516,284	6292,278	6914,876	6812,842
3	2928,6	2868,86	3774,082	2966,19	3228,282	3301,367
4	3728,6	4087,27	4943,892	4248,577	4616,915	4515,542
5	6542,9	3807,8	4974,398	4073,397	4428,135	4448,525
6	11350	3769,4	5110,801	4118,072	4536,846	4445,786
7	1928	3851,751	5454,757	4525,075	4777,992	4601,856
8	2716	3391,858	4089,891	3374,64	3678,443	3814,422
9	3613	3104,128	4080,77	3230,008	3458,55	3690,193
10	5814	3065,135	4397,93	3372,056	3676,715	3645,942
11	9100	3056,588	4539,924	3472,567	3652,223	3776,466
12	6563	3172,247	4818	3613,939	3753,569	4206,513
<i>Хладагент R407C</i>						
1	1783,0	3010,0	3618,9	2839,9	3115,2	3220,2
2	2735,0	4611,8	4757,5	4163,7	4517,3	4672,9
3	2958,0	5697,3	5628,3	5184,9	5444,5	5986,1
4	3259,0	5790,0	5864,0	5484,7	5518,3	6555,7
5	3619,0	7368,3	7129,1	6945,6	6559,3	8725,3
6	1893,0	2762,0	3552,3	2714,9	2951,7	3021,0
7	1388,0	2683,3	2970,2	2398,9	2589,7	2768,8
8	1788,0	2737,9	3290,2	2575,1	2798,1	2906,3
9	2271,1	2399,9	3644,4	2567,3	2731,0	2851,9
10	1480,0	1883,7	2817,3	2013,2	2061,0	2257,5
11	1995,0	2242,9	3296,6	2348,4	2483,6	2607,1
12	1763,8	2702,8	3615,5	2716,0	2970,2	3007,3
13	2256,7	2444,4	3765,9	2643,8	2808,4	2939,2
14	2526,7	2372,2	3870,2	2604,9	2789,1	2972,3
15	2966,7	2351,6	3983,1	2591,5	2780,9	3092,1
16	1401,8	1559,6	2551,3	1686,9	1782,2	2433,3
17	1987,3	2586,7	3363,3	2728,9	2900,7	3099,6
18	2553,7	3801,7	4045,1	3608,3	3874,6	4084,3
19	1012,7	1423,6	2090,6	1434,8	1540,0	1851,3
20	1373,6	1560,5	2563,4	1692,3	1785,5	2426,9
21	2038,8	2096,9	3151,2	2129,2	2178,7	3510,4
22	1942,7	2345,8	2808,9	2277,8	2439,2	2561,8
23	2036,4	2595,5	3365,3	2734,7	2901,0	3107,6
24	2444,0	3038,0	4097,4	3366,7	3526,3	3997,7
25	2503,3	3079,6	3303,8	2916,8	3020,2	3257,8
26	3458,3	5265,8	6149,1	5547,3	6020,8	5690,9
27	3741,7	5124,0	6117,2	5468,4	5917,4	5586,3
28	3877,5	4969,5	6097,9	5393,8	5789,5	5510,2

Продолжение таблицы Ж.1

№	Эксперимент	Shah	GW	GWn	Kandlikar	Liu
1	2	3	4	5	6	7
29	3908,3	4766,2	6071,1	5286,0	5641,3	5434,7
30	4820,9	4932,9	6119,9	5292,0	5594,9	5723,7
31	1860,8	2651,8	3838,7	2916,7	3162,8	3136,5
32	2338,3	3755,1	4728,1	4106,4	4233,1	4435,6
33	3154,5	4880,0	5470,3	5034,1	5129,9	5606,4
34	1425,0	3463,0	3793,8	3383,3	3278,1	4040,5
35	2360,8	3841,7	4765,0	4156,5	4289,2	4493,8
36	3751,7	5078,4	6112,7	5445,7	5878,0	5561,3
37	4213,6	5643,0	6738,2	6049,2	6553,8	6157,3
38	912,5	1512,0	2987,7	1675,4	1772,1	2297,2
39	712,5	1391,6	2679,8	1522,2	1621,8	2011,1
40	506,0	1315,7	2301,8	1366,5	1466,3	1725,3
41	304,0	1316,3	1833,3	1216,7	1307,0	1464,8
42	2425,0	6180,6	6663,8	5925,0	6470,9	6318,0
43	2300,0	4440,8	5413,3	4745,1	4909,9	5201,0
44	3312,9	4946,3	6340,1	5434,1	5823,1	5490,2
45	3012,9	5382,1	6475,0	5692,8	6090,7	5852,6
46	3611,7	4446,8	6476,5	5323,8	5580,8	5383,4
<i>Хладагент R717</i>						
1	1545,8	898,8	951,6	1527,3	524,1	531,7
2	1261,7	847,5	876,1	1442,0	518,8	499,0
3	2143,6	1388,1	1518,4	1902,7	959,6	882,3
4	847,9	1050,9	1063,8	1418,5	713,7	725,4
5	1850,4	2132,3	2126,9	2566,4	1781,6	1431,3
6	1683,6	3837,0	3467,2	3701,0	3380,4	2542,6
7	2879,7	4705,1	4338,9	4368,4	4455,2	3126,3
8	3822,4	5258,4	5069,6	4817,1	5112,3	3671,3
9	5830	5389,3	4362,7	4188,3	4624,6	3706,3
10	5877,3	6321,0	7606,7	5727,0	6099,7	5774,7
11	9796,7	8035,6	8788,8	7092,3	7622,7	6755,4
12	9225	8811,2	11670,8	9213,5	9244,7	10042,8
13	9718,6	8146,8	9316,5	7394,3	7871,0	7236,2
14	10730,8	8583,5	10638,1	8306,1	8586,5	8758,1
15	12775	10526,8	11740,7	9664,0	10535,3	10627,7
16	12845	10539,1	12609,0	10178,1	10883,3	12661,9
17	15208,8	12591,5	14179,3	12066,0	12495,9	11698,7
18	15558,8	13302,8	15320,5	13126,5	13485,0	13209,4
19	11719,4	12245,3	11644,7	10256,4	10909,9	9430,4
20	12650	13010,7	12457,5	10976,4	11813,4	9961,0
21	16207,7	13465,3	15359,0	13256,1	13420,7	12866,9
22	15961,5	14479,3	16643,2	14517,8	14594,8	14433,4

Приложение 3

Сравнение расчетных и экспериментальных градиентов давления по хладагентам

Таблица 3.1

№	Эксперимент	Номолен	Gronnerud	Friedel	Muller
1	2	3	4	5	6
<i>Хладагент R410A</i>					
1	3240,9	1925,402	4917,228	2732,102	2518,557
2	3385,5	2213,071	5959,086	3152,021	2962,403
3	7336,3	3954,919	11927,53	5609,439	5219,145
4	7399,5	4188,248	12709,19	5994,047	5629,275
5	8127,1	4933,176	16338,51	7190,361	6921,378
6	1300,9	851,0894	1669,246	1294,945	1146,969
7	1256,5	880,8285	1752,197	1338,341	1190,198
8	1339,4	925,0487	1878,178	1406,52	1260,08
9	1411,8	979,3176	2067,855	1495,27	1352,578
10	73,7	69,53775	75,08975	123,6236	93,17854
11	96,5	81,30875	97,21949	146,0481	115,0004
12	275,5	251,5832	354,9451	411,8247	337,2803
13	339,7	257,1103	359,8611	416,5472	339,5971
14	456,1	294,7418	450,5554	481,0809	403,1678
15	427,3	381,616	604,5028	604,1118	505,0393
16	1364,6	851,0894	1669,246	1294,945	1146,969
17	1358,8	880,8285	1752,197	1338,341	1190,198
18	1311,0	928,5085	1878,429	1412,703	1266,602
19	1295,8	979,3176	2067,855	1495,27	1352,578
20	2531,3	1870,533	5309,552	2928,633	2813,767
21	2157,9	1577,665	3828,111	2328,656	2159,306
22	2913,9	1938,717	4924,272	2737,554	2521,027
23	2859,7	1978,879	5084,416	2805,321	2593,567
24	2540,5	1943,392	4972,264	2756,724	2543,591
25	2847,4	2213,071	5959,086	3152,021	2962,403
26	3778,1	2733,158	7598,789	3733,873	3507,046
27	3310,5	2865,045	8171,185	3923,176	3712,091
28	3821,1	3542,226	10389,09	4688,546	4458,707
29	161,9	139,4876	108,6612	233,7045	153,9625
30	442,5	266,3764	334,8668	438,2385	339,3551
31	606,7	485,7102	641,024	745,9673	587,1509
32	1143,5	765,984	1395,782	1209,45	1017,164

Продолжение таблицы 3.1

№	Эксперимент	Номолен	Gronnerud	Friedel	Muller
1	2	3	4	5	6
33	1510,0	860,0216	1604,003	1343,175	1140,278
34	1572,2	834,6605	1361,912	1248,619	1031,67
35	2477,5	1562,392	3481,983	2332,29	2037,675
36	2777,5	1756,615	4098,842	2627,254	2337,04
37	3094,7	1869,283	4519,207	2788,922	2501,868
38	4089,5	2226,245	5547,697	3308,561	2989,502
39	4508,7	2194,937	5476,603	3246,202	2922,488
40	4725,0	2199,665	5394,211	3193,779	2856,895
41	5416,7	3417,615	10482,78	5116,417	4839,757
42	4652,8	3338,367	9804,302	4973,604	4683,818
43	6810,5	3954,919	11927,53	5609,439	5219,145
44	7065,0	4169,254	12690,31	5956,469	5589,028
45	7364,3	4918,727	16400,82	7157,898	6887,279
46	10162,5	6618,551	23715,37	9419,407	9192,444
47	9217,6	6740,991	24212,5	9642,153	9434,068
48	12668,8	8508,818	32319,76	11897,82	11752,11
49	10831,3	8212,093	30534,38	11428,72	11233,41
50	900,0	516,0536	919,729	841,1215	664,9535
51	3400,0	1715,804	4498,408	2584,056	2216,691
52	4700,0	3446,565	11235	4934,638	4421,703
<i>Хладагент R134a</i>					
1	903,6	582,4515	751,884	835,5941	740,9933
2	946,7	562,2237	707,4171	795,254	698,0161
3	354,9	560,0198	700,8131	790,0554	692,3583
4	990,9	1710,971	2983,776	2268,861	2127,519
5	398,3	580,6423	748,5455	831,4168	736,5122
6	347,7	562,2237	707,4171	795,254	698,0161
7	320,8	584,1019	660,2049	780,8913	675,979
8	1092,1	1718,857	3002,247	2285,244	2145,107
9	1228,6	960,9104	1429,116	1360,08	1127,441
10	6046,7	3658,834	8666,346	4850,056	4436,013
11	9275,0	6884,393	18121,38	8401,926	7885,06
12	1383,3	1010,557	1481,016	1427,927	1179,083
13	6053,3	3629,201	8558,33	4809,964	4393,431
14	850,0	1087,778	1745,154	1562,99	1318,835
15	4042,9	3803,867	8750,691	4936,906	4517,501
16	13104,4	9240,439	29898,53	12725	12053,17

Продолжение таблицы 3.1

№	Эксперимент	Номоһен	Gronnerud	Friedel	Muller
1	2	3	4	5	6
17	13557,7	11557,92	35968,32	14666,68	13716,88
18	9538,5	9523,314	31869,57	13103,36	12459,77
19	11978,1	12220,07	39471,84	15553,89	14684,55
20	9346,2	9752,116	33590,77	13603,52	13011,64
21	10576,9	13071,32	44883,12	16816,47	16070,68
<i>Хладагент R507</i>					
1	5100,0	4056,897	9274,816	5492,442	5112,21
2	3592,9	2936,152	6801,608	4245,842	3826,016
3	2293,8	1860,591	4255,071	2778,502	2356,262
4	1162,5	1273,089	2789,366	1953,404	1577,051
5	614,3	1267,952	2957,406	2030,002	1679,009
<i>Хладагент R407C</i>					
1	4028,6	3172,25	5873,79	4138,256	3539,773
2	6925,0	6703,736	15052,25	8177,716	7421,262
3	2958,3	2794,163	6574,281	3943,098	3394,946
4	2800,0	3489,87	7811,487	4732,86	3956,86

Приложение И

Результаты гидромеханического расчета змеевиков

Таблица И.1

d_T , м	a	q , Вт/м ²	$l_{к}$, м	Q_3 , Вт	$w\rho$, кг/(м ² ·с)	$\Delta P_{п}$, Па	Δt_s , °С
1	2	3	4	5	6	7	8
0,006	1000	800	6	90,43	18,52	832,7	0,2
0,010			10	251,12	18,52	752,9	0,2
0,014			14	492,35	18,52	706,9	0,2
0,006	1500	800	9	135,65	27,78	2475,1	0,6
0,010			15	376,8	27,78	2227,5	0,4
0,014			21	738,53	27,78	2084,0	0,4
0,006	2000	800	12	180,86	37,03	5378,9	1,0
0,010			20	502,4	37,03	4827,0	1,0
0,014			28	984,7	37,03	4506,3	0,8
0,006	2500	800	6	226,08	46,29	9836,7	1,8
0,010			10	628,0	46,29	8810,0	1,6
0,014			14	1230,88	46,29	8212,2	1,4
0,006	1000	1600	9	180,86	37,03	2908,9	0,6
0,010			15	502,4	37,03	2653,1	0,6
0,014			21	984,7	37,03	2507,8	0,6
0,006	1500	1600	12	271,3	55,55	8590,2	1,6
0,010			20	753,36	55,55	7789,2	1,4
0,014			28	1477,1	55,55	7330,4	1,4
0,006	2000	1600	6	361,73	74,07	18593,8	3,4
0,010			10	1004,8	74,07	16799,1	3,0
0,014			14	1969,4	74,07	15766,2	2,8
0,006	2500	1600	9	452,16	92,58	33910,2	6,4
0,010			15	1255,6	92,58	30542,0	5,6
0,014			21	2461,8	92,58	28625,0	5,2
0,006	1000	2400	12	271,3	55,55	6079,3	1,2
0,010			20	753,66	55,55	5579,4	1,0
0,014			28	1477,1	55,55	5298,8	1,0
0,006	1500	2400	6	406,94	83,33	17871,5	3,2
0,010			10	1130,4	83,33	16520,6	3,0
0,014			14	2215,6	83,33	15398,8	2,8
0,006	2000	2400	9	542,59	111,1	38575,4	7,2
0,010			15	1507,2	111,1	35024,7	6,6
0,014			21	2954,1	111,1	32997,7	6,2

Приложение К

Данные для оценки влияния варьируемых переменных на показатели кипения R404A

Таблица К.1

Исходные данные				Искомые переменные								
Q_z , Вт	d_T , м	x_H	t_o , °C	$l_{ко}$, м	α_a , Вт/(м ² ·К)	ΔP_n , Па	Δt_s , К	$t_T - t_{o2}$, К	q , Вт/м ²	w_p , кг/(м ² ·с)	a	w_b , м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1000	0,016	0,15	-35	144,62	146,0	10920	1,55	1,718	137,6	30,694	9038,8	3,560
2000	0,016	0,15	-35	61,68	583,3	16670	2,40	2,307	645,4	61,388	3854,9	7,119
3000	0,016	0,15	-35	37,88	1157,0	22570	3,30	3,012	1576,5	92,082	2367,4	10,679
4000	0,016	0,15	-35	26,33	1804,8	28610	4,25	3,801	3024,3	122,776	1645,4	14,239
5000	0,016	0,15	-35	19,78	2262,0	35360	5,35	4,900	5032,4	153,470	1236,0	17,798
6000	0,016	0,15	-35	17,74	2827,5	44920	6,80	5,781	6732,9	184,164	1108,6	20,325
2000	0,01	0,25	-40	6,98	2975,7	44566	8,50	7,319	9131,8	131,047	697,5	25,102
2000	0,012	0,25	-40	12,50	2008,3	28150	5,05	4,639	4245,2	91,005	1041,9	17,432
2000	0,014	0,25	-40	23,22	1256,3	21920	3,85	3,485	1959,3	66,861	1658,6	12,807
2000	0,016	0,25	-40	35,07	772,0	16510	2,85	2,895	1135,1	51,190	2191,9	9,805
2000	0,018	0,25	-40	62,19	507,5	15690	2,70	2,471	569,0	40,447	3454,8	7,747
2000	0,02	0,25	-40	90,45	352,6	13460	2,30	2,148	352,1	32,762	4522,7	6,275
1500	0,014	0,01	-40	63,48	381,5	15410	2,65	2,734	537,6	50,657	4534,0	7,253
1500	0,014	0,05	-40	55,13	427,1	15130	2,60	2,749	619,0	52,813	3937,5	7,562
1500	0,014	0,1	-40	48,12	491,1	15410	2,65	2,769	709,1	55,780	3437,3	7,986
1500	0,014	0,15	-40	43,39	564,3	16240	2,80	2,794	786,4	59,100	3099,3	8,462
1500	0,014	0,2	-40	35,90	650,9	15960	2,75	2,835	950,4	62,841	2564,5	8,997
1500	0,014	0,25	-40	33,01	750,6	17340	3,00	2,877	1033,6	67,087	2358,1	9,605
1500	0,014	0,3	-40	28,80	870,4	18160	3,15	2,936	1184,6	71,948	2057,5	10,301
1500	0,014	0,35	-40	23,86	1016,3	18430	3,20	3,007	1430,1	77,569	1704,2	11,106
1500	0,014	0,4	-40	21,15	1193,5	20050	3,50	3,102	1613,4	84,143	1510,7	12,047
2000	0,014	0,25	-45	17,34	1282,1	21471	4,60	4,346	2623,1	87,971	1238,9	15,707
2000	0,014	0,25	-40	23,22	1256,3	21920	3,85	3,485	1959,3	89,449	1658,6	12,807
2000	0,014	0,25	-35	28,16	1236,5	21280	3,10	2,856	1615,5	91,015	2011,6	10,555
2000	0,014	0,25	-30	35,11	1218,4	21590	2,65	2,388	1295,7	92,692	2508,2	8,788
2000	0,014	0,25	-25	42,09	1192,9	21550	2,25	2,031	1080,9	94,481	3006,6	7,383
2000	0,014	0,25	-20	48,85	1170,3	21200	1,90	1,746	931,3	96,416	3489,4	6,257
2000	0,014	0,25	-15	57,14	1150,6	21260	1,65	1,517	796,3	98,497	4081,1	5,345
2000	0,014	0,25	-10	63,94	1183,9	20690	1,40	1,301	711,5	100,757	4567,5	4,600
2000	0,014	0,25	-5	71,05	1157,7	20190	1,20	1,153	640,3	103,220	5075,0	3,986

Приложение Л

Сопоставление расчетных и экспериментальных коэффициентов теплоотдачи в микро-оребранных трубах

Таблица Л.1

Источник	X/a	t_0 , °C	d_T , м	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	Эксперимент	Hu-Ding [141]	Wu [142]	Среднее по 2 методикам
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
143	R22	2,5	9,52	200	12819	0,1	0,9	4300,0	4443,4	4143,5	4293,5
143	R22	2,5	9,52	300	19229	0,1	0,9	5600,0	5743,3	5780,6	5761,9
143	R22	2,5	9,52	400	25639	0,1	0,9	6550,0	6949,4	7277,3	7113,4
60	R410A	30	11,6	200	44100	0,18	0,95	17878,0	9663,4	28345,0	19004,2
60	R410A	30	11,6	400	44200	0,17	0,97	18509,2	9965,0	27290,0	18627,5
60	R410A	30	11,6	400	21400	0,21	0,99	14409,6	7398,9	15473,9	11436,4
60	R410A	30	11,6	600	44200	0,2	0,8	18590,6	10988,9	26857,0	18923,0
60	R134a	30	11,6	600	42400	0,16	0,75	11600,4	9347,8	14372,0	11859,9
60	R134a	30	11,6	600	58900	0,19	0,57	12631,4	10921,9	19735,6	15328,8
60	R134a	30	11,6	600	83500	0,1	0,64	14442,6	13362,0	27057,9	20209,9
60	R134a	30	11,6	400	22300	0,19	0,97	11612,4	6628,4	9128,6	7878,5
60	R134a	30	11,6	400	28500	0,1	0,98	10164,3	7086,3	11025,1	9055,7
60	R134a	30	11,6	400	43200	0,24	0,94	12506,9	8425,0	15069,3	11747,2
60	R134a	30	11,6	200	14900	0,13	0,99	10638,9	4722,3	6655,1	5688,7
60	R134a	30	11,6	200	22300	0,17	0,97	11570,8	5544,7	9379,9	7462,3
60	R134a	30	11,6	200	42400	0,22	0,91	13727,1	7654,3	16937,3	12295,8
60	R134a	30	11,6	200	14100	0,17	0,99	11309,5	4644,4	6317,2	5480,8
60	R134a	30	11,6	100	14700	0,16	0,97	7154,1	4266,7	7291,9	5779,3
60	R134a	30	11,6	100	21500	0,16	0,98	9076,8	5130,4	10338,0	7734,2
60	R134a	30	11,6	80	14100	0,2	0,88	6119,0	4163,2	7467,0	5815,1
73	R22	5	9,52	50	5000	0,1	0,9	3440,0	2306,1	1679,0	1992,6
73	R22	5	9,52	250	5000	0,1	0,9	4893,1	3894,1	4882,8	4388,4
73	R22	5	9,52	450	5000	0,1	0,9	7055,9	5528,2	7805,1	6666,7
73	R22	5	9,52	50	12500	0,1	0,9	4270,8	3566,6	4522,2	4044,4
73	R22	5	9,52	250	12500	0,1	0,9	6348,6	4716,1	4971,9	4844,0
73	R22	5	9,52	450	12500	0,1	0,9	8412,8	6176,0	7805,3	6990,7
73	R22	5	9,52	50	20000	0,1	0,9	5708,8	4601,8	7073,2	5837,5
73	R22	5	9,52	250	20000	0,1	0,9	7078,0	5428,9	5619,3	5524,1
73	R22	5	9,52	450	20000	0,1	0,9	10973,7	6768,2	7888,2	7328,2
73	R134a	5	9,52	50	5000	0,1	0,9	3614,4	2251,8	1404,3	1828,0
73	R134a	5	9,52	250	5000	0,1	0,9	5251,7	4197,0	5250,7	4723,8
73	R134a	5	9,52	450	5000	0,1	0,9	7503,9	6100,8	8305,3	7203,1

Продолжение таблицы Л.1

Источник	X/a	t ₀ , °C	d _T , м	wρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	x _H	x _B	Эксперимент	Hu-Ding [141]	Wu [142]	Среднее по 2 методикам
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
73	R134a	5	9,52	50	12500	0,1	0,9	4549,7	3479,9	3472,2	3476,1
73	R134a	5	9,52	250	12500	0,1	0,9	6863,3	4971,2	5250,7	5110,9
73	R134a	5	9,52	450	12500	0,1	0,9	9159,7	6709,1	8305,3	7507,2
73	R134a	5	9,52	50	20000	0,1	0,9	6043,2	4527,7	5957,7	5242,7
73	R134a	5	9,52	250	20000	0,1	0,9	7708,5	5665,8	5351,4	5508,6
73	R134a	5	9,52	450	20000	0,1	0,9	11419,1	7280,4	8305,3	7792,8
73	R410A	5	9,52	50	5000	0,1	0,9	4121,6	2755,0	2808,3	2781,6
73	R410A	5	9,52	250	5000	0,1	0,9	5810,0	4335,8	5427,2	4881,5
73	R410A	5	9,52	450	5000	0,1	0,9	8678,2	6048,6	8722,0	7385,3
73	R410A	5	9,52	50	12500	0,1	0,9	5143,7	4244,4	6642,2	5443,3
73	R410A	5	9,52	250	12500	0,1	0,9	7793,1	5335,2	6234,2	5784,7
73	R410A	5	9,52	450	12500	0,1	0,9	10424,8	6840,7	8866,0	7853,3
73	R410A	5	9,52	50	20000	0,1	0,9	7699,0	5457,6	9861,4	7659,5
73	R410A	5	9,52	250	20000	0,1	0,9	8907,5	6189,1	8183,6	7186,4
73	R410A	5	9,52	450	20000	0,1	0,9	14795,3	7557,2	9634,4	8595,8
73	R407C	5	9,52	50	5000	0,1	0,9	2836,2	2510,8	1783,9	2147,4
73	R407C	5	9,52	250	5000	0,1	0,9	3462,1	4289,3	5426,3	4857,8
73	R407C	5	9,52	450	5000	0,1	0,9	5434,6	6114,4	8647,7	7381,0
73	R407C	5	9,52	50	12500	0,1	0,9	3340,6	3867,9	4758,2	4313,1
73	R407C	5	9,52	250	12500	0,1	0,9	4765,5	5169,8	5495,4	5332,6
73	R407C	5	9,52	450	12500	0,1	0,9	6197,0	6807,0	8647,7	7727,4
73	R407C	5	9,52	50	20000	0,1	0,9	5218,1	4984,8	7495,4	6240,1
73	R407C	5	9,52	250	20000	0,1	0,9	5534,3	5936,6	6084,4	6010,5
73	R407C	5	9,52	450	20000	0,1	0,9	10079,5	7443,0	8709,7	8076,4
77	R410A	8	7	50	4000	0,2	0,8	3500,0	2738,7	2441,3	2590,0
77	R410A	8	7	100	4000	0,2	0,8	5462,5	3161,7	2513,6	2837,6
77	R410A	8	7	150	4000	0,2	0,8	7175,0	3600,9	3381,5	3491,2
77	R410A	8	7	250	4000	0,2	0,8	7712,0	4495,0	5243,3	4869,1
141	R410A	5	7	200	7560	0,3	0,8	6200,0	4983,2	5608,7	5296,0
141	R410A	5	7	300	11320	0,3	0,8	6250,0	6455,3	7886,2	7170,8
141	R410A	5	7	400	15120	0,3	0,8	6250,0	7810,8	9953,2	8882,0
83	R134a	6	12,7	163	23750	0,03	0,7	4813,0	5081,7	5102,0	5091,9
83	R134a	6	12,7	245	22378	0,03	0,45	6717,0	5109,4	4680,9	4895,1
83	R134a	6	12,7	326	22687	0,03	0,35	6722,0	5265,4	4851,6	5058,5
83	R134a	6	12,7	408	23957	0,03	0,3	7100,0	5538,4	5232,7	5385,5
76	R134a	5	9,52	100	5000	0,05	0,68	5825,5	2590,9	2238,0	2414,4
76	R134a	5	9,52	200	5000	0,05	0,86	6500,0	3611,9	4673,2	4142,6

Продолжение таблицы Л.1

Источник	X/a	t ₀ , °C	d _г , м	wρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	x _н	x _в	Эксперимент	Hu-Ding [141]	Wu [142]	Среднее по 2 методикам
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
76	R134a	5	9,52	300	5000	0,07	0,87	6026,0	4600,8	6637,5	5619,1
76	R134a	5	9,52	500	5000	0,11	0,82	5706,0	6443,0	9799,6	8121,3
144	R410A	5	9,52	164	10000	0,1	0,8	4380,0	4423,1	4812,9	4618,0
144	R410A	-5	9,52	164	10000	0,1	0,8	4310,0	4468,7	4551,8	4510,3
144	R410A	-15	9,52	164	10000	0,1	0,8	3820,0	4600,9	4867,0	4734,0
144	R410A	-5	9,52	164	5000	0,1	0,8	3960,0	3695,2	4394,5	4044,8
144	R410A	-5	9,52	164	10000	0,1	0,8	4210,0	4468,7	4551,8	4510,3
144	R410A	-5	9,52	164	15000	0,1	0,8	4666,0	5138,4	5186,4	5162,4
144	R410A	5	9,52	164	5000	0,1	0,8	4130,0	3582,1	3975,6	3778,9
144	R410A	-5	9,52	164	5000	0,1	0,8	3964,0	3695,2	4394,5	4044,8
144	R410A	-15	9,52	164	5000	0,1	0,8	3730,0	3891,0	4865,5	4378,2
144	R410A	5	7	164	10000	0,1	0,8	4100,0	4917,3	4892,2	4904,8
144	R410A	-5	7	164	10000	0,1	0,8	3970,0	4939,7	4717,9	4828,8
144	R410A	-15	7	164	10000	0,1	0,8	3950,0	5058,9	5082,0	5070,4
144	R410A	-5	7	164	5000	0,1	0,8	3160,0	4044,6	4588,8	4316,7
144	R410A	-5	7	164	10000	0,1	0,8	3974,0	4939,7	4717,9	4828,8
144	R410A	-5	7	164	15000	0,1	0,8	4084,0	5710,4	5284,7	5497,5
144	R410A	5	7	164	5000	0,1	0,8	2884,0	3938,7	4136,7	4037,7
144	R410A	-5	7	164	5000	0,1	0,8	3178,0	4044,6	4588,8	4316,7
144	R410A	-15	7	164	5000	0,1	0,8	3690,0	4241,4	5081,3	4661,4
144	R410A	-5	7	117	5000	0,1	0,8	3000,0	3568,4	3396,0	3482,2
144	R410A	-5	7	164	5000	0,1	0,8	3160,0	4044,6	4588,8	4316,7
144	R410A	-5	7	211	5000	0,1	0,8	3450,0	4523,4	5701,5	5112,4
144	R410A	-5	9,52	70	5000	0,1	0,8	3350,0	2845,9	2189,9	2517,9
144	R410A	-5	9,52	117	5000	0,1	0,8	3500,0	3260,3	3256,0	3258,1
144	R410A	-5	9,52	164	5000	0,1	0,8	3800,0	3695,2	4394,5	4044,8
85	R22	5,85	9,52	200	6000	0,17	0,77	6228,0	3611,5	4108,5	3860,0
85	R22	5,85	9,52	200	10000	0,16	0,8	6800,0	4126,4	4184,7	4155,6
85	R22	5,85	9,52	200	14000	0,18	0,71	7664,0	4555,3	4182,6	4369,0
85	R22	5,85	9,52	100	10000	0,25	0,71	5629,0	3500,4	2794,8	3147,6
85	R22	5,85	9,52	300	10000	0,25	0,59	8029,0	4737,1	5417,9	5077,5
85	R407C	1,75	9,52	200	6000	0,2	0,73	2200,0	4050,1	4720,7	4385,4
85	R407C	1,75	9,52	200	10000	0,15	0,79	3300,0	4564,9	4753,2	4659,0
85	R407C	1,75	9,52	200	14000	0,25	0,79	4050,0	5149,3	5057,0	5103,1
85	R407C	1,75	9,52	100	10000	0,17	0,78	3060,0	3786,7	2859,2	3322,9
85	R407C	1,75	9,52	300	10000	0,17	0,52	4900,0	5007,8	5676,1	5342,0
85	R407C	1,75	9,52	300	10000	0,17	0,52	4900,0	5007,8	5676,1	5342,0

Продолжение таблицы Л.1

Источник	X/a	t_0 , °C	d_T , м	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	Эксперимент	Hu-Ding [141]	Wu [142]	Среднее по 2 методикам
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
142	R410A	6	5	200	10665	0,1	0,8	8000,0	5902,0	5768,1	5835,1
142	R410A	6	5	300	15997	0,1	0,8	10000,0	7563,7	8100,2	7831,9
142	R410A	6	5	400	21330	0,1	0,8	11000,0	9049,0	10234,4	9641,7
142	R410A	6	5	500	26662	0,1	0,8	12100,0	10437,0	12226,6	11331,8
142	R22	6	5	100	4991	0,1	0,8	5750,0	3171,4	2573,1	2872,3
142	R22	6	5	200	9983	0,1	0,8	7030,0	4974,8	4795,3	4885,1
142	R22	6	5	300	14974	0,1	0,8	8100,0	6451,4	6726,5	6588,9
142	R22	6	5	400	19966	0,1	0,8	8800,0	7775,3	8479,5	8127,4
142	R22	6	5	100	4875	0,1	0,8	6300,0	3143,3	2544,0	2843,7
142	R22	6	5	200	9749	0,1	0,8	7120,0	4935,6	4740,9	4838,3
142	R22	6	5	300	14624	0,1	0,8	9000,0	6404,0	6649,7	6526,8
142	R22	6	5	400	19498	0,1	0,8	9200,0	7720,6	8382,0	8051,3
142	R410A	6	5	200	10415	0,1	0,8	11000,0	5851,9	5685,4	5768,7
142	R410A	6	5	300	15623	0,1	0,8	11700,0	7503,5	7985,6	7744,5
142	R410A	6	5	400	20830	0,1	0,8	12100,0	8979,5	10090,5	9535,0
142	R410A	6	5	500	26037	0,1	0,8	12500,0	10358,5	12055,3	11206,9
142	R410A	6	5	200	11451	0,1	0,8	6900,0	6031,9	5729,1	5880,5
142	R410A	6	5	300	17177	0,1	0,8	9000,0	7709,8	8022,2	7866,0
142	R410A	6	5	400	22903	0,1	0,8	10500,0	9207,4	10124,3	9665,8
142	R410A	6	5	500	28629	0,1	0,8	12000,0	10606,1	12086,9	11346,5
142	R22	6	5	100	5360	0,1	0,8	4650,0	3248,4	2445,9	2847,2
142	R22	6	5	200	10719	0,1	0,8	5800,0	5075,6	4541,5	4808,6
142	R22	6	5	300	16079	0,1	0,8	7150,0	6565,4	6366,6	6466,0
142	R22	6	5	400	21438	0,1	0,8	8050,0	7898,6	8026,0	7962,3
142	R22	6	5	100	4406	0,1	0,8	3250,0	3029,0	2647,2	2838,1
142	R22	6	5	200	8811	0,1	0,8	5500,0	4774,4	4941,0	4857,7
142	R22	6	5	300	13217	0,1	0,8	8150,0	6205,9	6931,2	6568,5
142	R22	6	5	400	17622	0,1	0,8	9060,0	7487,9	8735,5	8111,7
142	R410A	6	5	200	9413	0,1	0,8	8500,0	5646,6	5710,8	5678,7
142	R410A	6	5	300	14119	0,1	0,8	10600,0	7252,8	8038,0	7645,4
142	R410A	6	5	400	18826	0,1	0,8	11400,0	8685,0	10163,1	9424,1
142	R410A	6	5	500	23532	0,1	0,8	13500,0	10020,1	12145,0	11082,5
142	R410A	6	5	200	10827	0,1	0,8	10300,0	5870,2	5672,6	5771,4
142	R410A	6	5	300	16241	0,1	0,8	10750,0	7506,3	7957,6	7732,0
142	R410A	6	5	400	21655	0,1	0,8	12100,0	8965,7	10050,6	9508,2
142	R410A	6	5	500	27069	0,1	0,8	13600,0	10327,8	12004,9	11166,4
142	R22	6	5	100	5068	0,1	0,8	5060,0	3163,6	2488,8	2826,2

Продолжение таблицы Л.1

Источник	X/a	t ₀ , °C	d _T , м	wρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	x _H	x _B	Эксперимент	Hu-Ding [141]	Wu [142]	Среднее по 2 методикам
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
142	R22	6	5	200	10135	0,1	0,8	6700,0	4948,1	4631,5	4789,8
142	R22	6	5	300	15203	0,1	0,8	7300,0	6403,8	6494,9	6449,4
142	R22	6	5	400	20270	0,1	0,8	8150,0	7706,3	8187,3	7946,8
46	R22	15	9,52	45	11000	0,15	0,8	6000,0	3505,7	5236,9	4371,3
46	R22	15	9,52	45	11000	0,2	0,8	6700,0	3489,7	5252,8	4371,2
46	R22	15	9,52	45	11000	0,25	0,8	8700,0	3477,0	5219,8	4348,4
46	R22	15	9,52	45	11000	0,23	0,82	7000,0	3469,0	5228,1	4348,5
46	R22	15	9,52	45	11000	0,25	0,75	5900,0	3589,4	4987,3	4288,4
46	R410A	15	9,52	45	11000	0,25	0,75	7600,0	4235,5	7495,6	5865,5
46	R410A	15	9,52	45	11000	0,22	0,81	7800,0	4216,0	7510,9	5863,4
46	R410A	15	9,52	45	11000	0,25	0,8	8400,0	4210,2	7503,8	5857,0
46	R410A	15	9,52	45	11000	0,25	0,77	8000,0	4215,4	7527,0	5871,2
46	R410A	15	9,52	45	11000	0,23	0,85	6300,0	4311,1	7294,9	5803,0
82	R134a	5	9,52	224	9454	0,45	0,74	7250,0	4863,8	4939,5	4901,7
82	R134a	5	9,52	194	9534	0,45	0,83	6608,3	4658,4	4963,8	4811,1
82	R134a	5	9,52	145	6001	0,45	0,77	4950,0	3654,0	3762,1	3708,1
82	R134a	5	9,52	97	4391	0,45	0,8	4300,0	2858,9	2717,2	2788,0
80	R407C	6,95	7	200	10000	0,05	0,99	7081,0	4939,8	5587,9	5263,8
80	R407C	6,95	7	250	10000	0,05	0,99	7200,0	5367,8	6622,8	5995,3
80	R407C	6,95	7	300	10000	0,05	0,99	7891,0	5804,6	7632,9	6718,8
80	R407C	6,95	7	300	20000	0,05	0,99	8318,0	6929,2	8084,9	7507,1
80	R407C	6,95	12,7	200	10000	0,08	0,98	6489,0	4231,4	6180,2	5205,8
74	R404A	-20	9,5	150	554	0,1	0,72	5800,0	2266,4	2915,0	2590,7
74	R404A	-20	9,5	150	1662	0,1	0,75	6237,5	2546,4	2994,6	2770,5
74	R404A	-20	9,5	150	2770	0,1	0,78	6312,5	2783,4	3072,9	2928,2
74	R404A	-20	9,5	150	3878	0,1	0,82	6375,0	2996,2	3151,5	3073,8
74	R404A	-20	9,5	150	5540	0,1	0,87	6712,5	3283,1	3273,2	3278,2
74	R404A	-20	9,5	150	8310	0,1	0,95	7675,0	3697,3	3511,1	3604,2
74	R404A	-20	9,5	100	554	0,1	0,72	5230,0	1726,4	2059,9	1893,2
74	R404A	-20	9,5	100	1662	0,1	0,77	5150,0	2044,6	2146,4	2095,5
74	R404A	-20	9,5	100	2770	0,1	0,82	5325,0	2308,1	2233,2	2270,7
74	R404A	-20	9,5	100	3878	0,1	0,87	5737,5	2539,6	2324,0	2431,8
74	R404A	-20	9,5	100	5540	0,1	0,95	6412,5	2842,5	2483,9	2663,2
74	R404A	-20	9,5	100	8310	0,1	0,87	6800,0	3194,4	2364,8	2779,6
145	R134a	-4	9,52	53	7777	0,3	0,95	1585,0	2802,4	1767,8	2285,1
145	R134a	-4	9,52	78	11446	0,3	0,95	2518,8	3559,5	2507,5	3033,5
145	R134a	-4	9,52	107	15701	0,3	0,95	3252,5	4330,2	3288,5	3809,3
145	R134a	-4	9,52	153	22451	0,3	0,95	4438,8	5431,1	4412,9	4922,0

Приложение М

Сопоставление расчетных и экспериментальных падений давления в микро-
оребренных трубах

Таблица М.1

Источник	X/a	t ₀ , °C	d _T , м	wρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	x _н	x _в	Эксперимент	Choi [75]	Ding [78]	Goto [86]	Olivier [146]	Среднее по 4 мет-м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
85	R22	5,85	9,52	100	10000	0,24	0,75	650,0	882,6	753,6	427,6	519,0	645,7
85	R22	5,85	9,52	200	10000	0,16	0,67	2512,0	2388,0	2097,6	1410,6	1489,6	1846,4
85	R22	5,85	9,52	300	10000	0,25	0,58	5500,0	4702,7	4244,2	3151,6	3094,7	3798,3
85	R410A	1,75	9,52	100	10000	0,17	0,78	490,0	1032,3	843,1	481,3	579,6	734,1
85	R410A	1,75	9,52	200	10000	0,14	0,80	2250,0	3213,8	2768,4	1907,3	1987,6	2469,3
85	R410A	1,75	9,52	300	10000	0,16	0,51	4900,0	4732,9	3935,5	2885,9	2811,2	3591,4
142	R410A	6	5	200	10665	0,10	0,80	4000,0	3839,3	3997,6	2247,8	2645,0	3182,4
142	R134a	6	5	300	15997	0,10	0,80	8250,0	8342,7	8071,8	5057,6	5487,8	6740,0
142	R134a	6	5	400	21330	0,10	0,80	14500,0	14470,8	13288,8	8991,3	9210,6	11490,4
142	R134a	6	5	500	26662	0,10	0,80	23500,0	22183,9	19562,8	14048,9	13763,3	17389,7
142	R134a	6	5	100	4991	0,10	0,80	1000,0	1482,4	1530,7	740,2	1005,8	1189,8
142	R134a	6	5	200	9983	0,10	0,80	5000,0	5585,6	5088,4	2960,9	3502,3	4284,3
142	R134a	6	5	300	14974	0,10	0,80	10110,0	12137,9	10274,3	6662,0	7266,3	9085,1
142	R134a	6	5	400	19966	0,10	0,80	17500,0	21054,0	16914,9	11843,6	12195,6	15502,0
142	R134a	6	5	500	24957	0,10	0,80	26500,0	32276,6	24900,9	18505,5	18223,9	23476,7
142	R134a	6	5	100	4875	0,10	0,80	1050,0	1517,9	1577,4	737,1	1001,6	1208,5
142	R134a	6	5	200	9749	0,10	0,80	5000,0	5718,4	5243,6	2948,4	3487,8	4349,6
142	R134a	6	5	300	14624	0,10	0,80	10100,0	12425,4	10587,6	6634,0	7236,2	9220,8
142	R134a	6	5	400	19498	0,10	0,80	17500,0	21551,4	17430,8	11793,7	12145,2	15730,3
142	R134a	6	5	100	5208	0,10	0,80	2500,0	1043,4	1239,3	559,6	756,4	899,7
142	R22	6	5	200	10415	0,10	0,80	5000,0	3930,6	4119,5	2238,4	2634,1	3230,7
142	R22	6	5	300	15623	0,10	0,80	8000,0	8540,6	8317,9	5036,3	5465,1	6840,0
142	R22	6	5	400	20830	0,10	0,80	10750,0	14812,9	13694,1	8953,5	9172,5	11658,2
142	R22	6	5	500	26037	0,10	0,80	17000,0	22707,3	20159,5	13989,8	13706,4	17640,7
142	R22	6	5	200	11451	0,10	0,80	3500,0	3578,9	3653,0	2262,8	2674,4	3042,3
142	R22	6	5	300	17177	0,10	0,80	10000,0	7779,1	7375,9	5091,3	5548,7	6448,7
142	R22	6	5	400	22903	0,10	0,80	9500,0	13495,7	12143,2	9051,2	9312,8	11000,7
142	R22	6	5	500	28629	0,10	0,80	12000,0	20692,4	17876,3	14142,5	13916,1	16656,8
142	R22	6	5	100	5360	0,10	0,80	1000,0	1381,3	1398,8	745,2	1016,9	1135,5
142	R134a	6	5	200	10719	0,10	0,80	5000,0	5207,1	4649,8	2980,6	3541,1	4094,7
142	R134a	6	5	300	16079	0,10	0,80	7500,0	11318,5	9388,5	6706,4	7347,0	8690,1
142	R134a	6	5	400	21438	0,10	0,80	14100,0	19636,6	15456,7	11922,4	12331,0	14836,7
142	R134a	6	5	500	26798	0,10	0,80	27500,0	30108,4	22754,2	18628,8	18426,2	22479,4

Продолжение таблицы М.1

Источник	X/a	t ₀ , °C	d _г , м	wρ, кг/(м ² с)	q, кВт/м ²	x _н	x _в	Эксперимент	Choi [75]	Ding [78]	Goto [86]	Olivier [146]	Среднее по 4 мет-м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
142	R134a	6	5	100	4406	0,10	0,80	1000,0	1680,0	1793,1	746,9	1019,2	1309,8
142	R134a	6	5	200	8811	0,10	0,80	5000,0	6325,5	5960,7	2987,4	3549,1	4705,7
142	R134a	6	5	300	13217	0,10	0,80	10100,0	13739,6	12035,5	6721,7	7363,6	9965,1
142	R134a	6	5	400	17622	0,10	0,80	17500,0	23824,7	19814,4	11949,8	12358,8	16986,9
142	R134a	6	5	200	9413	0,10	0,80	3250,0	4348,2	4682,9	2268,0	2680,4	3494,9
142	R410A	6	5	300	14119	0,10	0,80	7000,0	9444,6	9455,4	5103,0	5561,2	7391,0
142	R410A	6	5	400	18826	0,10	0,80	10000,0	16376,8	15566,8	9071,9	9333,8	12587,3
142	R410A	6	5	500	23532	0,10	0,80	16500,0	25099,5	22916,2	14174,9	13947,6	19034,5
142	R410A	6	5	200	10827	0,10	0,80	2250,0	3782,2	3921,7	2231,5	2633,8	3142,3
142	R410A	6	5	300	16241	0,10	0,80	6000,0	8219,2	7918,5	5020,8	5464,5	6655,8
142	R410A	6	5	400	21655	0,10	0,80	10750,0	14257,1	13036,6	8926,0	9171,5	11347,8
142	R410A	6	5	500	27069	0,10	0,80	16500,0	21857,0	19191,5	13946,8	13705,0	17175,1
142	R410A	6	5	200	10135	0,10	0,80	2500,0	5502,6	4991,9	2939,4	3487,4	4230,3
142	R410A	6	5	300	15203	0,10	0,80	6250,0	11958,3	10079,2	6613,6	7235,5	8971,6
142	R407C	6	5	400	20270	0,10	0,80	10750,0	20743,4	16593,8	11757,5	12143,8	15309,6
142	R407C	6	5	500	25338	0,10	0,80	16000,0	31801,4	24428,2	18371,1	18146,6	23186,8
82	R407C	5	9,52	224	9454	0,45	0,74	5017,0	4533,2	3812,7	3599,3	3697,0	3910,6
82	R407C	5	9,52	194	9534	0,45	0,83	4000,0	4398,9	3703,2	3049,0	3150,4	3575,4
82	R407C	5	9,52	145	6001	0,45	0,77	2260,0	2323,7	2135,9	1608,7	1800,3	1967,2
82	R407C	5	9,52	97	4391	0,45	0,80	884,0	1123,1	1089,4	741,1	889,9	960,9
80	R407C	6,95	7	200	10000	0,05	0,99	4811,0	3872,1	3447,8	2517,3	2560,6	3099,4
80	R407C	6,95	12,7	200	10000	0,08	0,98	1690,0	2057,9	1845,8	1393,5	1357,9	1663,8
50	R407C	5	9,52	100	9374	0,12	0,75	1371,0	1441,3	1091,4	508,8	613,9	913,8
50	R410A	5	9,52	200	23806	0,10	0,90	3606,0	6565,4	4165,6	2407,7	2406,5	3886,3
50	R410A	5	9,52	300	35710	0,10	0,90	6533,0	14318,0	8410,8	5417,3	4992,8	8284,7
50	R410A	5	9,52	500	57284	0,13	0,90	16511,0	38668,9	21018,2	15524,9	12928,3	22035,1
50	R410A	5	7	200	11985	0,20	0,78	4900,0	8312,4	6524,8	3278,5	3658,1	5443,5
50	R410A	5	7	300	20147	0,18	0,83	11275,0	19087,4	13565,9	7664,3	7764,3	12020,5
50	R410A	5	7	500	38744	0,15	0,90	23244,0	54521,5	34039,4	22348,6	19844,0	32688,4
141	R410A	5	5	200	7560	0,20	0,90	3625,0	4466,7	5001,0	2864,8	3338,8	3917,8
141	R134a	5	5	300	11320	0,20	0,90	8069,0	9689,4	10097,7	6445,8	6927,1	8290,0
141	R134a	5	5	400	15120	0,20	0,90	14062,0	16796,1	16624,1	11459,2	11626,3	14126,4
75	R134a	5,75	9,52	362	15630	0,14	0,39	5724,7	6850,9	4380,4	3520,1	3253,4	4501,2
75	R134a	5,7	9,52	363	15569	0,14	0,38	5102,9	6844,9	4369,8	3513,3	3242,3	4492,6
75	R134a	5,5	9,52	363	15094	0,14	0,38	6778,9	6758,3	4327,3	3476,3	3204,7	4441,6
75	R134a	5,55	9,52	316	12478	0,14	0,37	3880,0	5059,1	3364,6	2603,5	2462,1	3372,3
75	R134a	6,75	9,52	313	12368	0,11	0,34	3581,5	4345,1	2824,5	2177,7	2017,8	2841,3

Продолжение таблицы М.1

Источник	X/a	t_0 , °C	d_r , м	$w\rho$, кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	x_H	x_B	Эксперимент	Choi [75]	Ding [78]	Goto [86]	Olivier [146]	Среднее по 4 мет-м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
75	R134a	4,9	9,52	313	7369	0,35	0,49	8100,2	6880,2	5872,6	4658,8	4638,2	5512,5
75	R410A	7,55	9,52	361	13140	0,09	0,30	9244,7	4832,4	3009,8	2410,8	2109,7	3090,7
75	R410A	4,5	9,52	362	9411	0,09	0,24	2556,8	2926,4	2134,3	1696,3	1386,8	2035,9
75	R410A	4,65	9,52	368	8950	0,21	0,34	4862,2	4481,3	3810,7	3030,2	2720,3	3510,6
75	R410A	4,75	9,52	367	9961	0,35	0,50	7669,0	6595,0	5970,7	4849,2	4611,9	5506,7
75	R410A	5,25	9,52	313	4573	0,04	0,12	949,9	1093,6	780,3	624,2	473,8	743,0
75	R410A	5,45	9,52	316	14386	0,12	0,38	3405,4	3564,7	2587,8	1981,2	1803,5	2484,3
75	R410A	4,75	9,52	366	9995	0,35	0,50	7692,8	6596,9	5971,7	4848,6	4615,1	5508,1
75	R410A	4,8	9,52	312	9721	0,42	0,59	6775,2	5844,0	5432,9	4302,2	4254,1	4958,3
75	R410A	4,15	9,52	317	12290	0,11	0,31	2072,4	2134,1	1832,9	1375,9	1153,2	1624,0
75	R410A	4,5	9,52	316	9910	0,24	0,40	3322,4	2763,3	2788,9	2087,7	1903,3	2385,8
75	R410A	4,65	9,52	314	10601	0,24	0,42	3556,1	2876,4	2882,8	2158,3	1985,3	2475,7
75	R410A	4,25	9,52	315	8387	0,38	0,52	4794,7	3581,7	3940,5	2996,2	2896,9	3353,9
75	R410A	4,15	9,52	363	10547	0,37	0,52	5585,0	4755,4	4996,3	3942,7	3703,4	4349,5
75	R410A	4,1	9,52	364	10543	0,37	0,52	5645,5	4755,9	4991,5	3939,9	3696,0	4345,8
75	R410A	2,15	9,52	360	6748	0,07	0,17	1752,5	2379,6	1692,5	1347,4	1057,4	1619,2
75	R410A	1,8	9,52	360	14600	0,19	0,41	5275,6	6062,3	4482,2	3548,1	3284,4	4344,3
75	R410A	2,1	9,52	361	13633	0,31	0,51	7412,4	7766,1	6322,4	5105,4	4886,2	6020,0
75	R410A	2,1	9,52	362	13939	0,31	0,52	7576,5	7915,3	6426,0	5197,8	4975,9	6128,8
75	R410A	2,1	9,52	370	12071	0,42	0,60	9042,1	9502,1	8270,4	6870,0	6577,5	7805,0
75	R410A	1,2	9,52	312	11141	0,34	0,54	6370,0	6359,6	5416,8	4235,6	4197,0	5052,2

Приложение Н

Акт о практическом применении результатов диссертационного исследования



РЕФИМПЭКС

холодильное оборудование кондиционирование вентиляция

Исх. № 38/18
от 16.07.2018

Акт
О практическом применении результатов диссертационного исследования
Кошелева Сергея Валерьевича при реконструкции
систем кондиционирования 1-го энергоблока для филиала
«Калининградская ТЭЦ-2» АО «Интер РАО- Электрогенерация»

Настоящим Актом удостоверяется, что в процессе выполнения проектных работ: «Реконструкция систем кондиционирования 1-го энергоблока для филиала «Калининградская ТЭЦ-2» АО «Интер РАО- Электрогенерация», выполняемых ООО «РЕФИМПЭКС» по заказу «Калининградская ТЭЦ-2» АО «Интер РАО- Электрогенерация» при предпроектном исследовании объекта и выборе технического решения организации систем охлаждения с теплообменниками центральных кондиционеров, обеспечивающих работу потребителей холода энергоблока, проводился сравнительный анализ процессов теплообмена и гидродинамики воздухоохлаждателей центральных кондиционеров. В процессе анализа рассматривались варианты как систем охлаждения с непосредственным кипением хладагента в воздухоохладителе центрального кондиционера, так и систем с промежуточными хладоносителями. К анализу систем охлаждения был привлечен сотрудник кафедры «Холодильной, криогенной техники и кондиционирования» «Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота» Калининградского Государственного технического университета Кошелев Сергей Валерьевич – соискатель ученой степени кандидата наук, руководитель лабораторно-исследовательского центра холодильных систем, старший преподаватель. В качестве образцов для исследования были приняты воздухоохладители, конструктивно разработанные предприятием ООО «ПК ФАНБЕР» (РОССИЯ, Санкт - Петербург). Сравнение тепловых и гидравлических характеристик, исследуемых воздухоохлаждателей в условиях эксплуатации центральных систем кондиционирования осуществлялось с использованием методики и компьютерной программы, разработанной в рамках диссертационной работы Кошелева С.В. Результат исследования процессов в исследуемых воздухоохлаждателях, показал целесообразность использования исследуемых воздухоохлаждателей в системах охлаждения с промежуточным хладоносителем.

Заключение, основанное на результатах диссертационного исследования Кошелева С.В. использовано в проектной работе «Реконструкция систем кондиционирования 1-го энергоблока для филиала «Калининградская ТЭЦ-2» АО «Интер РАО- Электрогенерация», проект принят в производство, системы кондиционирования смонтированы и успешно обеспечивают необходимый диапазон характеристик технологического комфорта для потребителей холода. Разработанная программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления может быть внедрена в программу автоматизированного проектирования систем при конструктивной разработке теплообменников, обеспечивающих оптимальные режимы работы систем хладообеспечения и кондиционирования воздуха в широком диапазоне их применения.

Общество с ограниченной ответственностью «РЕФИМПЭКС» выражает глубокую признательность Кошелеву С.В. за предоставленную возможность практического применения результатов его диссертационного исследования и надеется на активное продолжение его работы в исследовании процессов теплообмена и дальнейшего сотрудничества.

Технический директор ООО «РЕФИМПЭКС»



Осипов С.В.

Приложение О**Справка о внедрении результатов диссертационного исследования****Справка о внедрении**

В рамках выполнения диссертационной работы аспиранта Кошелева С.В. возникла необходимость создания лабораторной установки по исследованию процесса кипения хладагента в испарителях змеевикового типа. Совместно с научным руководителем А.И. Ейдеюсом были подготовлены предложения по составу оборудования, перечню средств измерения и плану лаборатории. Ректор КГТУ В.А. Волкогон одобрил предложение и выделил финансирование.

В процессе проектирования и заказа оборудования, учитывая количество помещений и объем оборудования, сотрудники ООО «Рефимпэкс» дали комплексу помещений наименование «Лабораторно-исследовательский центр холодильных систем». Подготовку помещений, силовое электроснабжение и водоснабжение обеспечили работники БГАРФ. Монтаж холодильного оборудования, систем воздухораспределения и измерений на безвозмездной основе выполнили работники ООО «Рефимпэкс» под руководством и непосредственном участии С.В. Кошелева. Он самостоятельно осуществил пайку медных коммуникаций и коллекторов, монтаж системы измерений и вспомогательного оборудования, подключение многочисленных датчиков к персональному компьютеру, а также выполнил пуско-наладочные работы.

В настоящее время «Лабораторно-исследовательский центр холодильных систем» используется для испытания испарителя с внутритрубным кипением хладагента R410A, обеспечивая создание контролируемых изменений тепловых нагрузок и тепловлажностных параметров в трех разных помещениях. Центр готов к проведению учебных занятий по разным дисциплинам кафедры ХКТК. С.В. Кошелев в соавторстве с А.И. Ейдеюсом подготовил и сдал в Издательство БГАРФ методические указания к проведению четырех лабораторных работ по двум дисциплинам.



Начальник БГАРФ
С.М. Карпович

Приложение П

Акт о внедрении результатов диссертационного исследования

“УТВЕРЖДАЮ”

Заместитель нач. БГАРФ по УМР/проректор по НР

Селиванова В. В. Мухоморова ФИО
“16” декабря 2018 г.

А К Т

о внедрении результатов НИОКР/результатов диссертационного исследования/программы для ЭВМ в учебный процесс

Настоящий акт составлен об использовании в учебном процессе разработки программы для ЭВМ «Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления по разным методикам при кипении хладагентов в горизонтальных трубах»

(наименование разработки, объекта внедрения)

выполненную по теме НИР/диссертационного исследования Разработка метода определения рабочих и оптимальных параметров внутритрубного кипения хладагентов в испарителях судовых установок

(наименование НИР, номер госрегистрации, шифр в темплане, тема диссертации)

Разработка использована в учебном процессе кафедры ХКТК СМФ БГАРФ в 2015 году.

(факультета, кафедры, время внедрения)

при подготовке / выполнении, курсовых, выпускных квалификационных работ, кандидатских диссертаций

(подготовке / выполнении лабораторных, курсовых, выпускных квалификационных работ, методик, обучающих программ, текстов лекций, учебников, кандидатских или докторских диссертаций¹ и т.д.)

по направлению подготовки (специальности) 05.04.03 Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

и позволяет расчитывать коэффициенты теплоотдачи и падение давления хладагента в горизонтальных трубах

(указать эффективность внедрения)

Описание объекта внедрения прилагается (на обороте) и является неотъемлемой частью Акта.

Декан факультета

Демин А.М.
(подпись, фамилия)

Заведующий кафедрой (лабораторией)

Селиванова В.В.
(подпись, фамилия)

Сотрудники, использующие разработку

Кочетков С.В.
(подпись, фамилия)
Бабурин А.И.
Евдокимов Д.Е.

Продолжение приложения П

Описание объекта внедрения

Программы для ЭВМ «Расчет коэффициентов теплоотдачи и падения давления по разным методикам при кипении хладагентов в горизонтальных трубах»

(наименование разработки)

1. Краткая характеристика объекта внедрения и его назначения.
Программа предназначена для расчета средних коэффициентов теплоотдачи по пяти методикам и четырех составляющих полного падения давления при кипении десяти хладагентов в горизонтальных трубах. Падение давления на трение при этом определяется по четырем методикам. Программа разработана в помощь инженерам холодильных систем на этапе проектирования и подбора оборудования.
2. Разработчики: Кошелев С.В., зав. Лабораторно-исследовательским центром ХС БГАРФ, Ейденюс А.И., профессор кафедры ХКТК БГАРФ, Анищенко А.С., курсант.
(фамилии, инициалы, должности и места работы разработчиков объекта внедрения)
3. Сотрудники, использующие разработку: Кошелев С.В., зав. Лабораторно-исследовательским центром ХС, Ейденюс А.И., профессор кафедры ХКТК, Елисеев Э.Е., доцент кафедры ХКТК
(фамилии, инициалы, должности сотрудников, использующих разработку в учебном процессе)
4. Начало использования объекта внедрения март 2015
(месяц, год)
5. Число студентов (аспирантов, докторантов), пользующихся разработкой восемь
6. Дата и номер протокола заседания кафедры, на котором разработка рекомендована к внедрению в учебный процесс Протокол №4 от 12.01.2016

Заведующий кафедрой (лабораторией)

Сидя С.С.
(подпись, фамилия)

Разработчики

Кошелев С.В.
(подпись, фамилия)

Ейденюс А.И.
(подпись, фамилия)

Анищенко А.С.
(подпись, фамилия)