

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра экологии и энергоэффективности в техносфере

В. М. ОВЧИННИКОВ, В. В. МАКЕЕВ

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

*Одобрено методической комиссией строительного факультета
в качестве учебно-методического пособия к курсовой работе
«Тепловой и гидравлический расчеты
рекуперативного теплообменного аппарата» для студентов
специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент на транспорте»*

Гомель 2019

УДК 536.24 (075.8)
ББК 31.31
О-35

Рецензент – начальник кафедры организации деятельности органов и подразделений по чрезвычайным ситуациям Гомельского филиала Университета гражданской защиты МЧС Беларуси канд. техн. наук, доцент *В. М. Станкевич*

Овчинников, В. М.

О-35 Теплопередача : учеб.-метод. пособие к курсовой работе / В. М. Овчинников, В. В. Макеев ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2019. – 57 с.

ISBN 978-985-554-807-3

Составлено в соответствии с учебным планом по специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте». Рассмотрены основные вопросы теплообменных аппаратов, приводится методика расчета широко применяемых на железнодорожном транспорте рекуперативных теплообменников, даны теплофизические свойства материалов и теплоносителей, коэффициенты гидравлических сопротивлений.

Предназначено для студентов специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте».

УДК 536.24 (075.8)
ББК 31.31

ISBN 978-985-554-807-3

© Овчинников В. М., Макеев В. В., 2019
© Оформление. БелГУТ, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Структура курсовой работы	5
1.1 Выдача заданий и защита курсовой работы	5
2 Применение теплообменных аппаратов на транспорте	7
3 Содержание расчетно-пояснительной записки	8
3.1 Назначение и выбор конструкции теплообменного аппарата.....	8
3.2 Тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов.....	10
3.2.1 Основные положения теплового расчета	12
3.2.2 Тепловая мощность теплообменного аппарата	12
3.2.3 Коэффициент теплопередачи	15
3.2.4 Коэффициенты теплоотдачи при вынужденном течении жидкости в трубах	16
3.2.5 Средний температурный напор	23
4 Конструктивный расчет кожухотрубных теплообменных аппаратов.....	25
4.1 Расчет кожухотрубного теплообменного аппарата	26
4.1.1 Расчет внутреннего диаметра корпуса кожухотрубного теплообменного аппарата	27
4.1.2 Конструкция и размеры межтрубного пространства кожухотрубного теплообменного аппарата	28
4.1.3 Определение диаметров патрубков кожухотрубного теплообменного аппарата	29
5 Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов.....	30
5.1 Гидравлические потери на трение по длине.....	32
5.2 Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях	35
5.3 Полное гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата	38
6 Оценка энергетической эффективности теплообменника	39
7 Пример расчета теплообменного аппарата	40
7.1 Тепловой расчет теплообменника	40
7.2 Гидродинамический расчет теплообменника.....	45
ПРИЛОЖЕНИЕ А Физические свойства воды на линии насыщения.....	48
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Физические свойства водяного пара на линии насыщения.....	49
ПРИЛОЖЕНИЕ В Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении	50
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Физические параметры дизельного масла в зависимости от температуры.....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ Д Некоторые характеристики моторных топлив	52
ПРИЛОЖЕНИЕ Е Графики вспомогательных величин P и R для нахождения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ для ТОА со смешанным током, $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$	53
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж Рекомендуемое число труб в ТОА при разбивке в трубной решетке по шестигольникам и по концентрическим окружностям	54
ПРИЛОЖЕНИЕ И Физические свойства некоторых сталей и сплавов при 20 °С.....	55
ПРИЛОЖЕНИЕ К Физические свойства некоторых твердых тел (элементов) при 0 °С.....	56
Список литературы.....	57

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теплопередача» является одной из основных общинженерных, энергетических дисциплин при подготовке специалистов по специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте». В учебный план курса «Теплопередача» включено выполнение курсовой работы «Тепловой и гидродинамический расчеты рекуперативного теплообменного аппарата».

В данном учебно-методическом пособии приводится методика расчета наиболее распространенных на транспорте рекуперативных теплообменных аппаратов.

Излагаются основные положения теории теплообмена, методы интенсификации теплообмена, уравнения теплового баланса и теплопередачи, которые являются основой расчета теплообменников; приводятся указания по выбору конструктивного оформления теплообменника, соответствующего гидромеханического расчета теплообменника и определению эффективности полученного теплообменника. Рассматриваются примеры теплового и гидродинамического расчетов рекуперативных теплообменных аппаратов.

Приводятся используемые в расчетах теплофизические и гидравлические величины, а также схемы различных рекуперативных теплообменных аппаратов.

Авторы выражают признательность технику М. А. Лутченко за техническое оформление пособия.

1 СТРУКТУРА КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа является формой текущей аттестации студента, его самостоятельной работы по учебной дисциплине «Теплопередача», решением конструкторской задачи по этой дисциплине в соответствии с установленными требованиями к курсовой работе.

При выполнении курсовой работы студент должен показать знания, умения и навыки по дисциплине «Теплопередача», а также профессиональные качества специалиста, соответствующие образовательному стандарту по специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте».

Объем пояснительной записки курсовой работы должен составлять 25–30 машинописных страниц (формата А4), включая приложения. Графическая часть должна содержать 1 (один) лист формата А1.

Изменение объема курсовой работы допускается в исключительных случаях по решению научно-методического совета строительного факультета на основании ходатайства кафедры «Экология и энергоэффективность в техносфере».

1.1 Выдача заданий и защита курсовой работы

Темы курсовых работ и задания на их выполнение разрабатываются на кафедре и утверждаются заведующим кафедрой до начала семестра, в котором предусмотрено их выполнение в соответствии с учебным планом по специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте» (приказ ректора БелГУТа от 11.04.2014 № 356).

Студент вправе выбрать тему курсовой работы из числа утверждённых на кафедре или самостоятельно предложить тему курсовой работы с обоснованием ее целесообразности.

Задание по курсовой работе должно быть выдано студенту в первые две недели после начала семестра, в котором учебным планом предусмотрена курсовая работа.

Защита курсовой работы осуществляется студентом устно, и результаты защиты оцениваются по десятибалльной шкале. При оценивании защиты студента учитываются знания по назначению рассчитываемого теплообменного аппарата и предъявляемым требованиям к теплообменнику, знания и умения по использованию основных законов теплопередачи для решения практических задач и владению методами теплового и гидравлического расчета теплообменных аппаратов.

Защита курсовой работы проводится до начала экзаменационной сессии. Студенты обязаны защитить курсовую работу до сдачи зачета по дисциплине «Теплопередача».

Индивидуальный срок защиты курсовой работы для студентов должен устанавливаться до даты проведения второго экзамена сессии. Увеличение срока допускается по решению декана факультета.

Защита курсовой работы производится перед комиссией, которая формируется заведующим кафедрой в составе не менее двух человек с участием руководителя курсовой работы.

Пересдача неудовлетворительной отметки, полученной при защите курсовой работы, допускается один раз. Для повторной защиты курсовой работы собирается комиссия не менее трех человек, устанавливается срок ее работы. Комиссия формируется заведующим кафедрой «Экология и энергоэффективность в техносфере» по распоряжению декана факультета до начала экзаменационной сессии. Информация о составе и графике работы комиссии доводится до сведения студентов. В случае получения неудовлетворительной отметки или неявки при повторной защите курсовой работы студент считается не ликвидировавшим академическую задолженность в установленные сроки.

Оценки, полученные студентами при защите курсовых проектов, выставляются в зачетно-экзаменационную ведомость, которая выдается деканом строительного факультета. Для повторной защиты курсовой работы председателю комиссии деканат факультета выдает отдельную зачетно-экзаменационную ведомость.

После защиты оформленная зачетно-экзаменационная ведомость сдается преподавателем лично ответственному лицу в деканат не позднее следующего дня после приема защиты курсовой работы.

Неявка студента в установленный срок проведения защиты курсовой работы отмечается преподавателем в зачетно-экзаменационной ведомости словами «не явился».

В случае неявки студента по уважительной причине (болезнь, семейные обстоятельства, стихийные бедствия и иное), подтвержденной документально, декан факультета слова «не явился» дополняет словами «по уважительной причине». В этом случае может назначаться индивидуальный срок защиты курсовой работы.

Неявка студента без уважительной причины оценивается деканом факультета отметкой 1 (один) балл.

Досрочная сдача и защита курсовой работы допускается при условии освоения студентом всех знаний, умений и навыков в соответствии с требованиями образовательного стандарта по специализации 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте».

2 ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ТРАНСПОРТЕ

Как известно, транспорт в любой стране всегда являлся и является особой отраслью экономики. Транспорт выполняет не только транспортно-экономическую роль, но несет и социальную миссию. Разные виды транспорта (авиационный, железнодорожный, автомобильный и водный), как показывают исследования, имеют определенную естественную нишу, свой сегмент рынка транспортных услуг.

Железнодорожный транспорт по сравнению с другими видами транспорта обладает значительными преимуществами в экономичности, экологичности, уровне безопасности и комфорте. Что касается сокращения времени поездки из пункта отправления в пункт прибытия, то реконструкция существующих железнодорожных линий со смешанным движением грузовых и пассажирских поездов позволяет поднять скорости до 200 км/ч. Для достижения более высоких скоростей необходимо строить специализированные высокоскоростные магистрали. Кстати, мировой рекорд скорости был установлен в 2007 году во Франции и равен 574,6 км/ч. Высокоскоростные железнодорожные сообщения при времени поездки около трех часов связывают ряд стран Европы: Францию, Англию, Бельгию, Нидерланды и Германию. Общеввропейская высокоскоростная железнодорожная сеть быстро развивается и выходит на более высокий уровень скорости – скоростной стандарт 320–350 км/ч.

В Республике Беларусь также повышается уровень скорости, для чего модернизируется железнодорожный путь и подвижной состав, особенно локомотивы. В качестве тягового подвижного состава всё больше используются электровозы, но основную часть локомотивного парка Белорусской железной дороги составляют тепловозы. В конструкции тепловозов широко применяются рекуперативные теплообменные аппараты. Тепловозный дизель, который, образно говоря, является сердцем тепловоза, оснащен воздушно-радиаторными секциями охлаждения (теплообменники) горячей воды дизеля. На тепловозе установлен водомасляный теплообменник для охлаждения масла дизеля. Наддувочный воздух дизеля имеет свой теплообменник, чтобы при номинальном и близком к нему режимах работы дизеля охлаждать наддувочный воздух, а при режимах холостого хода и малых нагрузках – подогревать. Подогрев топлива происходит в топливоподогревателе (теплообменнике) горячей водой из системы охлаждения дизеля. Кроме того, водяная система дизеля позволяет обогревать кабину машиниста за счет калорифера (теплообменника). В тормозном компрессоре после первой ступени сжатия воздух охлаждается в холодильнике радиаторного типа (теплообменнике).

Нами был рассмотрен тепловоз, который можно считать мобильной электростанцией на колесах. Тепловозный дизель-генератор вырабатывает

электричество, которое используется на тягу поезда. При этом КПД составляет на номинальном режиме 40–45 %.

Если же двигатель внутреннего сгорания установлен стационарно, то энергоэффективно его использовать как когенерационную установку. При этом извлекаются все преимущества теплофикации, т. е. увеличивается коэффициент использования топлива до 90 %, что, безусловно, выгодно. Использование когенерационных установок требует обязательного применения теплообменных аппаратов как для целей теплофикации, так и для технологических целей на предприятиях транспорта.

Теплообменные аппараты также широко применяются в ремонтном производстве на предприятиях Белорусской железной дороги. Это прежде всего локомотивные и вагонные депо, дистанции электроснабжения, гражданских сооружений и др.

Широко используются теплообменные аппараты при энергосбережении, которое направлено на сокращение потребления дорогого (особенно для нашей страны) топлива.

Например, теплонасосная установка (её часто называют «тепловой насос»), которая, как известно, внедряется в целях энергосбережения и потребляет 1 кВт·ч электроэнергии, а генерирует от 4 до 5 кВт·ч тепловой энергии, оборудована двумя рекуперативными теплообменниками (конденсатором и испарителем).

Вышеперечисленное указывает на широкое применение теплообменных аппаратов на Белорусской железной дороге, предприятиях транспорта, промышленности, строительства и др.

3 СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

В расчетно-пояснительной записке к курсовой работе описывается, во-первых, назначение проектируемого теплообменного аппарата, классификация теплообменников и выбор конструкции современного теплообменного аппарата. Во-вторых, выполняется подробный тепловой расчет выбранного теплообменника. В-третьих, производится конструктивный расчет основных параметров проектируемого теплообменного аппарата. В-четвертых, осуществляется гидродинамический расчет проектируемого теплообменного аппарата. В заключение производится оценка эффективности проектируемого теплообменного аппарата.

3.1 Назначение и выбор конструкции теплообменного аппарата

Указывается назначение проектируемого теплообменного аппарата. Например, для охлаждающей жидкости в системе охлаждения тепловозного дизеля необходимо поддерживать температуру не ниже $t_{\text{ож}}^{\text{н}}$ и не выше $t_{\text{ож}}^{\text{к}}$.

Следует объяснить причину выбора значений $t_{ож}^H$ и $t_{ож}^K$. Причем эти значения охлаждающей жидкости должны поддерживаться непрерывно. Следовательно, теплообменный аппарат должен быть теплообменником непрерывного действия. Таковыми являются *рекуперативные теплообменники*, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их стенку. Примером рекуперативного теплообменника является тепловозный топливонагреватель, в котором один из теплоносителей (вода) протекает внутри трубок, а второй (дизельное топливо) омывает их наружные поверхности. Другим примером рекуперативного теплообменника является тепловозный водомасляный теплообменник.

Названные теплообменные аппараты относятся к группе кожухотрубных теплообменников. Кожухотрубные теплообменники представляют собой аппараты, которые выполнены из пучков трубок, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограничены кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в теплообменном аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегородки уменьшают живое сечение для прохода теплоносителя, и при неизменном расходе приводят к увеличению скорости течения теплоносителя. В результате увеличивается коэффициент теплопередачи теплоносителя, что приводит к уменьшению габарита теплообменника.

В кожухотрубных теплообменниках более вязкий теплоноситель (масло, дизельное топливо) протекает в межтрубном пространстве, которое в 2–3 раза больше проходного сечения внутри трубок. При этом маловязкий теплоноситель (вода) течет внутри трубок.

Материал трубок выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхности. Применяются трубки из стали, латуни, меди и специальных сплавов. Трубные решетки служат для закрепления в них трубок при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений.

Кожухотрубные теплообменники выполняются одно- и многоходовыми, прямо- и противоточными, поперечного тока. Для реализации максимально теплосъема в теплообменниках стремятся создать противоточное или противоточно-перекрёстное движение жидкостей. Вертикальные теплообменники имеют большое распространение, поскольку они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении. Исходя из условий удобства монтажа и эксплуатации, максимальную длину трубок выбирают обычно не более 5 м.

Компенсация значительного, но различного температурного удлинения трубок и кожуха достигается следующими способами: закреплением трубок в решетках сальниками, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на кожухе.

Конструкция охлаждающего элемента, общая компоновка теплообменника, схема и скорость течения жидкостей выбираются из условия максимального приближения к равенству термических сопротивлений теплоперехода от охлаждаемой (горячей) жидкости к поверхности охлаждения и от этой поверхности – к охлаждающей (холодной) жидкости. Выравнивание термических сопротивлений достигается путем уменьшения наибольшего термического сопротивления теплопередачи (например, оребрением теплопередающих поверхностей со стороны, омываемой маслом в водомасляном теплообменнике, или применением различных турбулизирующих вставок в масляном потоке). Следовательно, ребристые теплообменники применяются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго. Поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с низким α (коэффициент теплоотдачи) увеличивают по сравнению с поверхностью теплообмена со стороны другого теплоносителя.

В настоящее время используются компактные разборные пластинчатые теплообменники. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплопередачи которых примерно одинаковы.

Пластинчатые теплообменники состоят из штампованных металлических листов с внешними выступами, расположенными в коридорном или шахматном порядке. Такая конструкция позволяет осуществлять теплообмен между жидкостями и газами при перепадах давления до 12 МПа. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6–8 мм) такие теплообменники имеют высокую компактность. Однако они не обладают высокой надежностью, которая необходима для транспорта.

3.2 Тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов

Конструкции теплообменных аппаратов разнообразны по своему технологическому назначению и конструктивному оформлению. По принципу действия теплообменные аппараты могут быть разделены на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

Рекуперативными называются такие теплообменные аппараты, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному постоянно передается через разделяющую их стенку. Примером таких теплообменников на железнодорожном транспорте являются калориферы, водоподогреватели, водомасляные теплообменники, водовоздушные радиаторные секции, топливоподогреватели и др.

Регенеративными называются такие теплообменные аппараты, в которых одна и та же поверхность периодически омывается то горячим, то холодным теплоносителем. Следовательно, процесс теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному во времени разделяется на два периода. В течение первого периода через аппарат протекает горячий теплоноситель,

теплота которого передается стенкам и в них аккумулируется. При этом горячий теплоноситель охлаждается, а стенки теплообменного аппарата нагреваются. В течение следующего, второго, периода через теплообменный аппарат протекает холодный теплоноситель, который отнимает аккумулированную ранее (в первом примере) в стенках теплоту. В результате холодный теплоноситель нагревается, а стенки теплообменного аппарата охлаждаются.

В регенеративных теплообменных аппаратах процесс теплопередачи нестационарен. По мере нагревания и охлаждения температура стенки меняется. Вместе с изменением температуры стенки изменяется во времени и температура жидкости (теплоносителя). Кроме изменения во времени все температуры в регенераторах изменяются также и вдоль поверхности нагрева.

При таком сложном распределении температура и изменение температурного напора во времени и пространстве точный тепловой расчет регенеративных теплообменников весьма затруднителен. Однако если пользоваться средними температурами за период нагрева и период охлаждения, то тепловой расчет регенеративных теплообменных аппаратов можно свести к расчету рекуперативных теплообменников.

Регенеративные аппараты применяются главным образом в таких отраслях промышленности, где температура уходящих газов высока и требуется большой подогрев воздуха (например, стеклоплавильное, мартеновская, доменное и другие производства).

Смесительными называются такие теплообменники, в которых теплопередача между горячим и холодным теплоносителем осуществляется путём их непосредственного соприкосновения и перемешивания.

При расчете смесительных теплообменников учитывают два фактора. С одной стороны, это поверхность соприкосновения. Причем чем меньше капли, т. е. чем больше степень дробления теплоносителя, тем больше поверхность соприкосновения. С другой стороны, при большей степени разбрызгивания жидкостного теплоносителя (воды, например) капли малого размера будут лишь витать в холодном воздухе или уноситься с воздухом. Поэтому степень разбрызгивания воды должна соответствовать скорости воздуха и производительности смесительного теплообменного аппарата.

Более подробно расчет смесительных теплообменных аппаратов приводится в специальной литературе.

Однако, несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов по виду, устройству, принципу действия и рабочим телам (теплоносителям), назначение их одинаковое – передача теплоты от горячей жидкости к холодной. Поэтому основные положения теплового расчета для разнообразных теплообменников являются общими.

3.2.1 Основные положения теплового расчета

Тепловой расчет теплообменника основан на двух расчетных уравнениях:
– уравнение теплового баланса

$$Q_{\Gamma} = Q_x, \quad (1)$$

где Q_{Γ} , Q_x – количество теплоты соответственно отданное горячим теплоносителем и воспринятое холодным теплоносителем;

– уравнение теплопередачи

$$Q = kF(t_{\Gamma} - t_x) = kF\Delta t. \quad (2)$$

Здесь температуры t_{Γ} и t_x относятся соответственно к более нагретому (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям; F – площадь поверхности теплообменника; Δt – средний температурный напор.

При составлении уравнения теплового баланса предполагается, что потерями теплоты от теплообменника в окружающую среду пренебрегают.

Поэтому можно считать, что $Q_{\Gamma} = Q_x = Q$, где Q – тепловая мощность теплообменника.

3.2.2 Тепловая мощность теплообменного аппарата

Величину теплоты, которой обмениваются теплоносители, можно определить по известным выражениям:

$$Q = G_{\Gamma} c_{p\Gamma} (t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}) = G_x c_{px} (t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}), \quad (3)$$

где G_{Γ} , $c_{p\Gamma}$, G_x , c_{px} – соответственно секундные расходы (массовые) и средние изобарные теплоёмкости горячего и холодного теплоносителей, участвующих в теплообмене через стенку (приложения А–Д);

$t_{\Gamma}^{\text{ВХ}}$ и $t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$, $t_x^{\text{ВХ}}$ и $t_x^{\text{ВЫХ}}$ – температуры соответственно горячего и холодного теплоносителей на входе и на выходе теплообменника.

Здесь стоит заметить, что какая-либо температура из этих четырех ($t_{\Gamma}^{\text{ВХ}}$ и $t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$, $t_x^{\text{ВХ}}$ и $t_x^{\text{ВЫХ}}$) может быть неизвестна, поэтому на основании уравнения (3) легко определяется неизвестное.

Рассмотрим изменение температур теплоносителей, которое происходит в теплообменнике.

Для простоты введём следующее обозначение:

$$W = Gc_p. \quad (4)$$

Величина W называется **водяным эквивалентом** или расходной (полной) теплоёмкостью теплоносителя.

Следовательно,

$$W_{\Gamma} = G_{\Gamma} c_{p\Gamma} ; \quad (5)$$

$$W_{\chi} = G_{\chi} c_{p\chi} \quad (6)$$

соответственно водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей (такое название сохраняется как для капельной, так и для газообразной жидкости).

Выполнив подстановку (5) и (6) в (3), получим уравнение теплового баланса в следующем виде:

$$W_{\Gamma} (t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}) = W_{\chi} (t_{\chi}^{\text{ВЫХ}} - t_{\chi}^{\text{BX}}) . \quad (7)$$

Записывая (7), мы предполагаем, что теплота горячего теплоносителя (в интервале температур $t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$) полностью, без потерь, будет воспринята холодным теплоносителем. В действительности горячий теплоноситель теряет теплоты больше, чем её воспринимает холодный теплоноситель, поскольку небольшая часть теплоты рассеивается в окружающую среду. Но этой величиной потерь при тепловом расчете пренебрегают.

Из уравнения (7) можно записать

$$\frac{t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}}{t_{\chi}^{\text{ВЫХ}} - t_{\chi}^{\text{BX}}} = \frac{W_{\chi}}{W_{\Gamma}} . \quad (8)$$

Обозначим $\Delta t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$ – изменение температуры при охлаждении горячего теплоносителя в теплообменнике; $\Delta t_{\chi} = t_{\chi}^{\text{ВЫХ}} - t_{\chi}^{\text{BX}}$ – изменение температуры при нагреве холодной рабочей жидкости. В результате получим следующее соотношение:

$$\frac{\Delta t_{\Gamma}}{\Delta t_{\chi}} = \frac{W_{\chi}}{W_{\Gamma}} . \quad (9)$$

Следовательно, отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов.

Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения величин W_{Γ} и W_{χ} . Если в теплообменном аппарате горячий и холодный теплоноситель протекают параллельно и в одном направлении, то такая схема движения называется **прямотоком**. Если теплоносители движутся параллельно, но в противоположном направлении, то такая схема называется **противотоком**. Если же теплоносители в теплообменнике движутся в перекрёстном направлении, такая схема называется **перекрёстным током**. Кроме этих простых схем движения теплоносителей, в теплообменных аппаратах могут осуществляться более сложные схемы движения: одновременно прямоток и противоток, многократно перекрёстный ток и т. д. Такие теплообменные аппараты

называются аппаратами **со смешанным током** рабочих жидкостей. Наиболее часто встречающиеся случаи представлены в литературных источниках по теплообменным аппаратам. При этом теплообменники со смешанным током рассматриваются часто как противоточные аппараты с поправкой, соответствующей схеме течения теплоносителей (приложение Е).

В зависимости от соотношения W_r и W_x , а также осуществления прямой или противоточной схемы движения теплоносителей получаются четыре характерные пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева, которые представлены на рисунке 1.

Здесь F – площадь поверхности нагрева, а $t_r^{BX}, t_r^{BЫX}, t_x^{BX}, t_x^{BЫX}$ – температура горячей и холодной рабочих жидкостей на входе и выходе теплообменного аппарата.

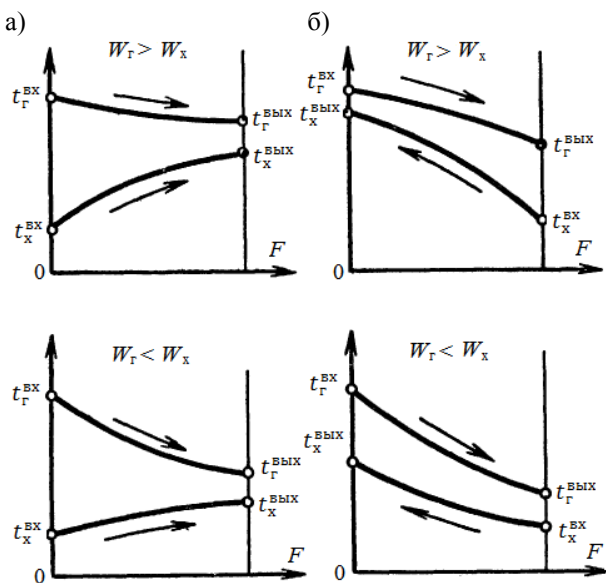


Рисунок 1 – Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке (а) и противотоке (б)

Рассмотрев рисунок 1, можно сделать следующие выводы.

Во-первых, большее изменение температуры Δt получается для той жидкости, у которой значение величины W меньше.

Во-вторых, при прямотоке конечная температура холодного теплоносителя $t_x^{BЫX}$ всегда ниже конечной температуры горячего теплоносителя $t_r^{BЫX}$. При противотоке конечная температура холодной жидкости $t_x^{BЫX}$ может быть выше конечной температуры горячей жидкости $t_r^{BЫX}$.

В-третьих, при противотоке кривизна температурных линий теплоносителей направлена в одну сторону (при прямотоке кривизна температурных линий направлена навстречу друг другу). Причем при противотоке поддается тот теплоноситель, изменение температуры Δt которого меньше.

3.2.3 Коэффициент теплопередачи

Процесс переноса теплоты от нагретого теплоносителя к холодному через твердую стенку является сложным теплообменом. Этот процесс определяется совокупным действием элементарных явлений: теплового излучения, конвективного теплообмена и теплопроводности. Определим коэффициент теплопередачи через однородную цилиндрическую стенку, изготовленную из материала с коэффициентом теплопроводности λ , внутренним диаметром d_b , внешним d_n и длиной l (рисунок 2).

При установившемся тепловом состоянии количество теплоты, переданное от горячей жидкости, температура которой t_r , к стенке, равно количеству теплоты, переданному через стенку, и количеству теплоты, отданному от стенки к холодной жидкости, температура которой t_x . Здесь горячая жидкость внутри цилиндрической трубки, а холодная жидкость – снаружи.

Следовательно, можно написать следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} q_l = \frac{Q}{l} = \alpha_r \pi d_b (t_r - t_{cb}) \\ q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2\pi\lambda}{\ln d_n / d_b} (t_{cb} - t_{ch}) \\ q_l = \frac{Q}{l} = \alpha_x \pi d_n (t_{ch} - t_x) \end{cases} \quad (10)$$

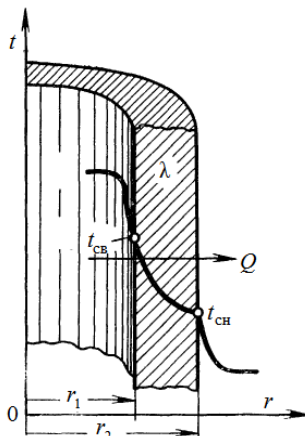


Рисунок 2 – Схема теплопроводности цилиндрической стенки

Здесь t_{cb} и t_{ch} – температура внутренней (горячей) и наружной стенки (холодной) цилиндрической трубки; α_r и α_x – коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к стенке трубки и от стенки к холодной жидкости соответственно.

После определения частных температурных напоров в каждом уравнении и сложения их получим полный температурный напор цилиндрической стенки

$$t_r - t_x = \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln d_n / d_b + \frac{1}{\alpha_x d_n} \right). \quad (11)$$

Из уравнения (11) можно определить значение линейной плотности теплового потока

$$q_l = \frac{\pi t_r - t_x}{\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_b} + \frac{1}{\alpha_x d_n}}, \quad (12)$$

откуда линейный коэффициент теплопередачи (на 1 м длины трубы)

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi \alpha_r d_b} + \frac{1}{\pi 2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_b} + \frac{1}{\pi \alpha_x d_n}}. \quad (13)$$

При проведении тепловых расчетов трубчатых теплообменников можно использовать формулы для плоской стенки, которые упрощают расчеты. Дело в том, что если толщина стенки трубы по сравнению с диаметром мала, или d_n/d_b близко к единице, влиянием кривой стенки можно пренебречь.

В этом случае уравнение (13) приобретает вид

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda} \frac{d_b}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_n} \frac{d_b}{d_n}} \quad (14)$$

или

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda} \frac{d_n}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{d_n}{d_b}}, \quad (15)$$

где индексы «в», «н», «ср», а также «тр» обозначают соответственно внутреннюю, наружную и среднюю поверхности и толщину трубки.

При этом определяется значение плотности теплового потока $q = Q/F$.

При проектировании вновь создаваемого теплообменного аппарата нужно предусматривать возможность загрязнения с учетом так называемого коэффициента загрязнения $\eta_{загр}$, величина которого применительна к вязким жидкостям, принимается $\eta_{загр} = 0,65 \dots 0,85$.

Расчетное значение коэффициента теплопередачи определяется по следующей зависимости:

$$k_{расч} = \eta_{загр} k. \quad (16)$$

3.2.4 Коэффициенты теплоотдачи при вынужденном течении жидкости в трубах

Как известно, применительно к характеру движения жидкости различают ламинарный (слоистый) и турбулентный (вихревой) режимы. Режимы течения жидкости устанавливают для того, чтобы можно было определить

гидравлические потери давления и интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкой средой.

При ламинарном режиме течение имеет спокойный, струйчатый характер. В этом случае гидравлические потери давления пропорциональны скорости движения жидкости в первой степени. Теплообмен между поверхностью твердого тела и жидкостью, движущейся относительно этой поверхности в ламинарном режиме, слабо выражен, поскольку перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции, а, как известно, теплопроводность жидкости мала.

При турбулентном режиме движение жидкости неупорядоченное, вихревое. В этом случае гидравлические потери давления гораздо больше чем при ламинарном течении, пропорциональны скорости движения жидкости в степени 1,75 или 2,0 вне зависимости от турбулизации потока жидкости. Теплообмен между поверхностью твердого тела и жидкостью определяется в основном конвекцией.

Режим течения жидкости определяется, как устанавливал в результате специальных исследований О. Рейнольдс в 1883 г., особым безразмерным комплексом Wl/ν , состоящим из скорости движения жидкости w , кинематической вязкости жидкости ν и характерного размера l канала или обтекаемого тела. Это комплекс, как известно из курса гидравлики, получил символ $Re = Wl/\nu$ и называется числом (безразмерным) Рейнольдса. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого числа $Re_{кр}$. При движении жидкости в трубах $Re_{кр} = 2 \cdot 10^3$.

Для процессов теплоотдачи режим движения рабочей жидкости имеет очень большое значение, поскольку им определяется механизм переноса теплоты. При ламинарном режиме перенос теплоты в направлении нормали к стенке в основном осуществляется путем интенсивного перемешивания частиц жидкости, следовательно, для газов и обычных жидкостей интенсивность теплоотдачи в основном определяется термическим сопротивлением пристенного подслоя, которое по сравнению с термическим сопротивлением ядра оказывается определяющим.

Таким образом, процесс теплоотдачи является сложным процессом, а коэффициент теплоотдачи является сложной функцией различных величин, характеризующих этот процесс. К настоящему времени аналитическое решение уравнений процесса теплоотдачи: 1) уравнение теплопроводности; 2) уравнение движения; 3) уравнение сплошности; 4) уравнение теплоотдачи; 5) уравнение однозначности, – получено лишь для ограниченного числа простейших задач при введении тех или иных упрощающих допущений. Такое положение объясняется большей сложностью уравнений или в конечном счёте сложностью и многогранностью содержания самих процессов.

Вследствие ограниченности возможностей аналитического решения процессов теплоотдачи большое значение приобретает эксперимент. Однако

при проведении эксперимента, которое само по себе является трудным делом, обычно всегда ставится также задача получить данные для расчета других процессов, родственных изученному.

Средством решения такой задачи является теория подобия, которая позволяет выяснить, когда можно перенести результаты экспериментов, полученные на конкретной установке, на другие аналогичные установки, т. е. установить условия подобия процессов.

Метод подобия заключается в том, что все переменные (зависимые и независимые), отражающие особенности изучаемого процесса, посредством некоторых характерных для них значений («масштабов») представляются в виде безразмерных величин, называемых числами или критериями подобия. Обычно принято обозначать критерии подобия двумя первыми буквами исследователей, которые внесли заметный вклад в теорию гидродинамики и теплоотдачи.

Наиболее важными и часто употребляемыми являются следующие критерии (числа) подобия:

– критерий Нуссельта

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (17)$$

который характеризует теплообмен на границе между жидкостью (газом) поверхностью твердого тела; здесь α – коэффициент теплоотдачи; l – характерный геометрический размер; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя (см. приложения А–Г);

– критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wl}{\nu}, \quad (18)$$

характеризующий соотношение сил инерции и вязкости сил в жидкости (газе); в формуле (18) w – средняя скорость жидкости или газа; l – характерный геометрический размер (например, диаметр канала, длина пластины и т. д.); кинематический коэффициент теплоносителя;

– критерий Прандтля

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (19)$$

который характеризует физические свойства жидкости (газа); здесь a – коэффициент температуропроводности теплоносителя (численные значения ν и Pr приводятся в приложениях А–Г);

– критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} \Delta t, \quad (20)$$

характеризующий соотношение подъемных сил, возникающих в жидкости (газе) вследствие разности плотностей и вязкостных сил; здесь β – температурный коэффициент объемного расширения теплоносителя; Δt – характерный температурный напор.

Произведение числа Gr на число Pr называют числом Рэлея:

$$Ra = GrPr. \quad (21)$$

Таким образом, при расчетах коэффициентов теплоотдачи в теплообменных аппаратах необходимо знать условия движения теплоносителей, род теплоносителей, их физические свойства и параметры сред, обменивающихся теплотой.

Соответственно характеру и особенностям движения теплоносителей и определяются коэффициенты теплоотдачи.

Численное значение коэффициентов теплоотдачи определяется из критериального уравнения, соответствующего рассматриваемому случаю конвективного теплообмена. Критериальные уравнения получены на основе анализа и обобщения результатов большего количества исследований. Критериальные уравнения представляют собой связь между определяемым и определяющим критериями (числами) подобия.

Критерии (числа) подобия, которые составлены только из величин, входящих в условия однозначности, называются **определяющими критериями** подобия.

Условия однозначности дают математическое описание всех частных особенностей, которые выделяют данное явление из множества явлений теплообмена в природе и технике.

Условия однозначности состоят:

- из геометрических условий, характеризующих форму и размеры тела, в котором протекает процесс;
- физических условий, характеризующих физические свойства среды и тела;
- граничных условий, характеризующих особенности протекания процесса на границах тела;
- временных условий, характеризующих особенности протекания процесса во времени.

Для стационарных процессов временные условия однозначности отпадают.

Критерии (числа) подобия, которые включают в себя искомые определяемые переменные задачи, называются **определяемыми критериями** (числами) подобия.

При решении теплотехнических задач искомой величиной является коэффициент теплоотдачи α , поэтому критериальные уравнения в качестве

определяемого критерия содержат критерий Нуссельта: $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$. При вынужденном движении жидкости в трубах различают устойчивый ламинарный режим ($Re < 2 \cdot 10^3$), переходной ($2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$) и развитый турбулентный ($Re > 10^4$).

Теплофизические характеристики жидкости выбираются по определяющей температуре.

Ламинарный режим движения в трубах принято подразделять на два подрежима: вязкостный, в котором силы вязкого трения преобладают над остальными, и вязкостно-гравитационный, в котором подъемная сила соизмерима с силой вязкости.

Вязкостный режим характерен для таких теплообменников, как маслоохладители, подогреватели жидкого топлива (мазута и т. п.). Такой режим имеет место при $Re < 2000$ и $Ra < 2 \cdot 10^8$. Для этого режима используется критериальное уравнение

$$Nu = 1,55 \left(Re Pr \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{-0,14} \varepsilon_i . \quad (22)$$

Здесь средний коэффициент теплоотдачи отнесен к среднему логарифмическому температурному напору Δt_{cp} . Физические свойства жидкости, входящие в критерии Nu , Re , Pr и μ выбираются по температуре $t = t_w - 0,5 \Delta t_{cp}$. Величина ε_i представляет собой поправку на гидродинамический начальный участок и определяется по формуле

$$\varepsilon_i = 0,1 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1,7} \left(1 + 2,5 \frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right) . \quad (23)$$

При вязкостно-гравитационном режиме расчет ведется по формуле

$$Nu = 0,15 Re^{0,32} Pr^{0,33} Ra^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \bar{\varepsilon}_i . \quad (24)$$

Отсутствие индекса означает, что физические свойства выбираются по средней температуре жидкости. Индекс «с» указывает на выбор при температуре стенки.

Коэффициент $\bar{\varepsilon}_i$ учитывает изменение α по длине трубы. Если $l/d \geq 50$, то $\bar{\varepsilon}_i = 1$. Поправка $\bar{\varepsilon}_i$ на нестабилизированном начальном участке потока ($l/d < 50$) зависит от отношения l/d и выбирается из таблицы 1.

Для воздуха формула (24) упрощается и имеет вид

$$Nu = 0,13 Re^{0,33} Gr^{0,1} \bar{\varepsilon}_i . \quad (25)$$

Таблица 1 – Поправка ε_l на нестабилизированном начальном участке потока

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\overline{\varepsilon}_l$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,1,18	1,13	1,05	1,02	1

В приведенных критериальных уравнениях в качестве определяющей температуры принимается средняя температура жидкости в трубе, в качестве определяющего размера – внутренний диаметр; если труба (канал) некруглого сечения, в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр

$$d_{\text{эКВ}} = \frac{4\omega}{\chi} . \quad (26)$$

где ω – живое сечение канала, м^2 ;
 χ – смоченный периметр, м^2 ;

В условиях развитого турбулентного режима для расчета среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи рекомендуется уравнение М. А. Михеева

$$\overline{\text{Nu}} = 0,021\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \overline{\varepsilon}_l . \quad (27)$$

Уравнение справедливо для жидкостей при значениях числа в пределах $0,6 < \text{Pr} < 2500$. Поправочный коэффициент ε_l для коротких труб с нестабилизированным потоком ($l/d < 50$) выбирается по таблице 1.

Для учета направления теплового потока в критериальное уравнение (23) вводится поправочный множитель $(\text{Pr}/\text{Pr}_c)^{0,25}$, который может быть больше или меньше единицы.

Для воздуха и двухатомных газов формула (23) упрощается и имеет вид

$$\overline{\text{Nu}} = 0,018\text{Re}^{0,8} \overline{\varepsilon}_l . \quad (28)$$

При расчете теплообменных аппаратов, в которых один из теплоносителей протекает в изогнутых каналах, и возникает так называемая вторичная циркуляция под действием центробежных сил, коэффициент теплоотдачи α в условиях развитого турбулентного режима определяется из уравнения (23) с учетом поправки ε_l , которую необходимо умножать на коэффициент теплоотдачи α .

$$\varepsilon_{\text{изг}} = 1 + 1,8 \frac{d}{R} . \quad (29)$$

При переходном режиме ($2000 < \text{Re} < 10$) достаточно хорошие результаты дает уравнение, предложенное В. Д. Поповым,

$$\overline{Nu} = 0,008Re^{0,9}Pr^{0,43} . \quad (30)$$

В области сильной турбулизации потока оправдывается использование критериального уравнения

$$Nu = 0,0225Re^{0,9}Pr^{0,4} . \quad (31)$$

Коэффициент теплоотдачи согласно рекомендации В. М. Рамма умножается при этом на поправочный множитель $f = 1 \dots 6 \cdot 10^5 Re^{-18}$.

Теплоотдача при движении вязких жидкостей. При подогреве или охлаждении вязких жидкостей (мазут, масло и т. п.) используют эмпирические и полуэмпирические зависимости.

В условиях ламинарного режима течение подогреваемого мазута внутри круглых U-образных трубок с внутренним диаметром 8–16 мм коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$Nu = Ra^{0,115} + 0,18 \cdot 10^{-5} Ra^{0,44} Re . \quad (32)$$

Формула применима при значениях $Re = 25 \dots 250$.

В качестве определяющего размера здесь принят внутренний диаметр трубки, за определяющую температуру – среднее арифметическое значение температур между средней температурой горячего теплоносителя и средней температурой подогреваемого мазута. Теплоотдача при движении масла в межтрубном пространстве теплообменников определяется по формулам, приведенным ниже.

Теплоотдача при поперечном обтекании жидкостью пучка труб. Поперечное обтекание жидкостью пучка трубок имеет место в теплообменных аппаратах с поперечными перегородками типа сегментные и диск-кольцо.

Для приближенного расчета теплоотдачи при поперечном обтекании жидкостью пучка труб рекомендуется уравнение

$$Nu = 0,25Re^{0,6}Pr^{0,3} . \quad (33)$$

Уравнение справедливо в области числа Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3 \dots 7 \cdot 10^4$. В качестве определяющего размера принят наружный диаметр трубок, за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость, подставляемая в число Re , выбирается в самом узком межтрубном сечении. Формула справедлива для чисто перпендикулярного омывания пучка труб (угол атаки φ равен 90°). При угле атаки φ , отличном от 90° , вводится поправочный коэффициент ϵ_φ , на которые умножается коэффициент теплоотдачи α , полученный из основного уравнения (30). Значение поправки ϵ_φ находится из таблицы 2.

Для определения коэффициента теплоотдачи при обтекании пучка труб вязкой жидкостью (мазут, масло) воспользоваться уравнением (30) не представляется возможным, так как режим движения, как правило, ламинарный.

Таблица 2 – Значение поправки ϵ_ϕ

Угол атаки ϕ , град	90	80	70	60	50	40	20
ϵ_ϕ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,52

В маслоохладителях с поперечным обтеканием масла пучка труб (с сегментными или кольцевыми перегородками) рекомендуется следующее уравнение:

$$Nu = BRe^{0.5}Pr^{0.33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.14} \quad (34)$$

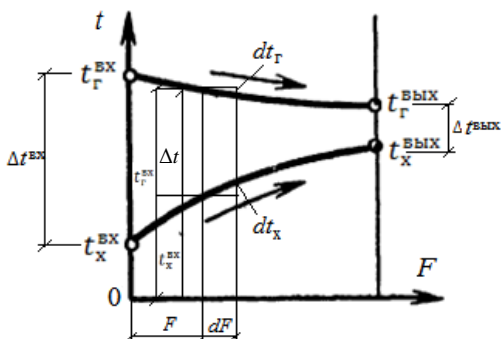
где B – безразмерный коэффициент, зависящий от отношения диаметра трубного пучка D к расстоянию между перегородками h , изменится в пределах 0,275–0,325. При $D/h > 6$, $B = 0,3$.

3.2.5 Средний температурный напор

В подразделе 3.2.1 приводится уравнение теплопередачи (2), в котором указан средний температурный напор $\overline{\Delta t}$. В подразделе 3.2.2 приведен криволинейный характер изменения теплоносителей в теплообменном аппарате, что указывает на определенную сложность в определении температурного напора между горячим и холодным теплоносителями.

Рассмотрим простейший теплообменный аппарат, работающий по схеме прямотока (рисунок 3).

Рисунок 3 – Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей по площади теплообмена в прямоточном теплообменнике



Произвольно выделим элементарную площадку dF и определим количество теплоты Q_r , потерянное горячим теплоносителем, и количество теплоты Q_x , полученное холодным теплоносителем,

$$dQ_r = w_r dt_r, \quad dQ_x = w_x dt_x \quad (35)$$

Но то же количество теплоты, которым обменялись теплоносители через элемент поверхности dF ,

$$dQ = k (t_r - t_x) dF. \quad (36)$$

Следовательно, указывая, что $t_r - t_x = \Delta t$, можно записать для теплоносителей

$$\begin{cases} w_r dt_r = -k dF \Delta t \\ w_x dt_x = k dF \Delta t. \end{cases} \quad (37)$$

Вычтя из первого уравнения системы второе и преобразовав, получим следующее дифференциальное уравнение:

$$d \Delta t = - \left(\frac{1}{w_r} + \frac{1}{w_x} \right) k dF \Delta t. \quad (38)$$

Обозначив для облегчения написания $\left(\frac{1}{w_r} + \frac{1}{w_x} \right) = A$, получим для интервала от Δt^{BX} до Δt

$$\ln \Delta t \Big|_{\Delta t^{\text{BX}}} = -AkF \quad \text{или} \quad \ln \frac{\Delta t}{\Delta t^{\text{BX}}} = -AkF. \quad (39)$$

Следовательно,

$$\frac{\Delta t}{\Delta t^{\text{BX}}} = e^{-AkF} \quad \text{и} \quad \Delta t = \Delta t^{\text{BX}} e^{-AkF}. \quad (40)$$

Но в результате осреднения температурного напора по всей площади теплообмена аппарата средний температурный напор

$$\overline{\Delta t} = \int_F \Delta t dF / F. \quad (41)$$

Подставив выражение (40) для Δt в формулу (41), получим для произвольно выбранной поверхности теплообмена F теплообменника

$$\overline{\Delta t} = \Delta t^{\text{BX}} - \Delta t / \ln \frac{\Delta t^{\text{BX}}}{\Delta t}. \quad (42)$$

Для всей поверхности теплообмена $F_{\text{п}}$ средний температурный напор для рассматриваемого теплообменника, когда $\Delta t = \Delta t^{\text{БЫХ}}$, составит

$$\overline{\Delta t} = \Delta t^{\text{BX}} - \Delta t^{\text{БЫХ}} / \ln \frac{\Delta t^{\text{BX}}}{\Delta t^{\text{БЫХ}}}. \quad (43)$$

Здесь величина Δt^{BX} имеет большее значение, а $\Delta t^{\text{БЫХ}}$ – меньшее, и соответственно этому присвоим индексы «б» – большее, «м» – меньшее.

В результате получим

$$\overline{\Delta t} = \Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}} / \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}, \quad (44)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – соответственно больший (по величине) и меньший температурные напоры между теплоносителями независимо от начала или конца поверхности теплообмена.

В таком виде формула (44) применяется как для прямоточных, так и для противоточных теплообменников.

Для теплообменников с перекрестным и смешанным током теплоносителей задача об усреднении температурного напора отличается сложностью математических выкладок. Поэтому для наиболее часто встречающихся случаев результаты решения обычно представляются в виде графиков, и в настоящее время применяется следующий алгоритм решения:

– по формуле (44) определяется средний температурный напор как для часто противоточного теплообменника $\overline{\Delta t}$;

– вычисляются вспомогательные величины P и R :

$$P = t_{\text{x}}^{\text{ВВХ}} - t_{\text{x}}^{\text{ВХ}} / t_{\text{г}}^{\text{ВВХ}} - t_{\text{г}}^{\text{ВХ}}; \quad (45)$$

$$R = t_{\text{г}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{x}}^{\text{ВВХ}} / t_{\text{x}}^{\text{ВВХ}} - t_{\text{x}}^{\text{ВХ}}; \quad (46)$$

– при помощи вспомогательного графика, соответствующего схеме движения теплоносителей в теплообменном аппарате, приведенного в справочной теплотехнической литературе (например [3]), находится поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ (см. приложение Е);

– средний температурный напор для заданной схемы движения теплоносителей определяется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \overline{\Delta t}. \quad (47)$$

4 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В разделе 3 была дана методика теплового расчета теплообменника. В результате теплового расчета были определены тепловая мощность проектируемого теплообменного аппарата, выбран материал трубок, их внутренний диаметр и толщина, определены коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи, средний температурный напор и площадь поверхности теплообмена.

Следующим этапом расчета рекуперативного теплообменного аппарата является его конструктивное оформление. В результате определяется коли-

чество трубок, длина одной трубки, число ходов рабочей жидкости (число ходов может быть задано), шаг трубок в пучке, размещение трубок в трубных дисках, внутренний диаметр корпуса и диаметр патрубков подвода горячего и холодного теплоносителей.

4.1 Расчет кожухотрубного теплообменного аппарата

Конструктивный расчет кожухотрубных теплообменников состоит в определении количества трубок и способа их размещения, нахождения внутреннего диаметра корпуса и числа ходов в трубном и межтрубном пространстве.

В основу расчета положены исходные данные и результаты теплового расчета.

Общее количество трубок определяют исходя из поверхности теплообмена F в трубчатом аппарате, найденного согласно тепловому расчету

$$N = \frac{F}{\pi d_p l}, \quad (48)$$

где π – число π , равное 3,14;

d_p – расчетный диаметр, м;

l – общая длина трубки в расчете на одноходовой пучок, м.

Общая длина трубки может быть выражена через расход и скорость теплоносителя:

$$l = \frac{900 F d_{\text{вн}} w p}{G}, \quad (49)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубки, м;

w – скорость теплоносителя в трубках, м/с;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

G – часовой расход теплоносителя, кг/ч;

Рабочая длина трубки l в теплообменных аппаратах редко превышает 5 м и обычно составляет 2–4 м. Если из условий расчета длина трубок больше 5 м, конструируют многоходовые теплообменники с числом ходов

$$z = \frac{l}{l'}, \quad (50)$$

где l' – рабочая длина трубки в одном ходу, м.

Применительно к конкретным кожухотрубным теплообменникам число ходов z либо задают, либо определяют по формуле (50), предварительно выбрав величину l' (по нормальям). В многоходовых теплообменных аппаратах число ходов z рекомендуется выбирать четным (2, 4, 6, 8, 10) из условия, чтобы входной и выходной патрубки для теплоносителей располагались в одной крышке аппарата.

Общее количество трубок может быть найдено и исходя из заданного числа ходов в трубном пространстве z и числа трубок одного хода в трубном пространстве N_0 согласно зависимости

$$N = zN_0. \quad (51)$$

Здесь число трубок одного хода в трубном пространстве вычисляется при известных расходе и скорости движения теплоносителя по формуле

$$N_0 = \frac{4G_B}{3600\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_B w_B}, \quad (52)$$

где G_B – массовый расход теплоносителя воды в трубном пространстве, кг/ч;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м;

ρ_B – плотность теплоносителя (воды), кг/м³;

w_B – скорость теплоносителя (воды), м/с.

π – число π , равное 3,14.

Шаг трубок в пучке t (расстояние между центрами трубок), м, принимают из условий прочности

$$t = 1,3 \dots 1,5 d_{\text{н}}, \quad (53)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубок, м.

При размещении трубок в трубных досках исходят из условий максимальной компактности, удобства разметки трубных досок и монтажа пучка трубок. С целью удовлетворения этих требований наиболее целесообразным является размещение трубок по величинам равносторонних треугольников (шахматный пучок), по величинам квадратов (коридорный пучок) и по концентрическим окружностям (приложение Ж).

4.1.1 Расчет внутреннего диаметра корпуса кожухотрубного теплообменного аппарата

Внутренний диаметр корпуса теплообменника, м, зависит от диаметра, шага между трубами и способа их размещения. Величину его рекомендуют вычислять по формуле

$$D = D' + d_{\text{н}} + 2K, \quad (54)$$

где D' – наибольший диаметр окружности центров трубок при концентрической разбивке или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке трубок, м;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубок, м.

K – кольцевой зазор между крайними трубками и внутренней стенкой корпуса (принимается конструктивно равным 6 мм и более), м;

Для многоходовых теплообменников используют уравнение, м,

$$D = 1,1t \sqrt{\frac{N}{\eta}}, \quad (55)$$

где N – число трубок, шт.;

η – коэффициент заполнения трубной решетки (принимается $\eta = 0,6 \dots 0,8$);

t – расстояние между центрами трубок, м.

Расчетное значение диаметра корпуса определяется до ближайшего размера диаметра, рекомендуемого нормальями.

Внутренний диаметр многоходовых теплообменников может быть определен и графическим путем исходя из размещения перегородок в крышках аппаратов.

4.1.2 Конструкция и размеры межтрубного пространства кожухотрубного теплообменного аппарата

Для повышения скорости теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников используются сегментные (рисунок 4).

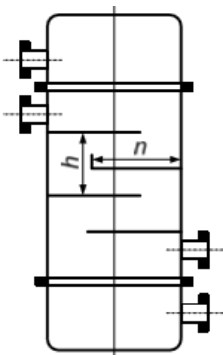


Рисунок 4 – Постановка размеров к расчету поперечных сегментных перегородок

Для кожухотрубных теплообменников с сегментными перегородками площадь для прохода теплоносителя между сегментными перегородками $S_1, \text{ м}^2$, рекомендуется определить по формуле

$$S_1 = \left(2y_0 + \frac{3my}{2N_0} \right) h, \quad (56)$$

где y_0 – расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение определяется исходя из разбивки трубной доски), м;

m – количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между кромками перегородок;

y – расстояние между трубками, м, $y = t - d_n$;

N_0 – количество трубок;

h – расстояние между перегородками, м.

Площадь для прохода теплоносителя в вырезе перегородки, м^2 (за вычетом площади трубок),

$$S_2 = \frac{D^2}{8} \left[\left(\frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) \right] - 0,758 d_n^2 N_c, \quad (57)$$

где φ_c – центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке;

d_n – наружный диаметр трубок, м.

N_c – количество трубок в сегментном вырезе перегородки.

Необходимым условием является $S_1 = S_2$. Это достигается либо за счет изменения расстояния между перегородками, либо за счет переноса среза перегородки.

Средняя площадь для прохода теплоносителя, m^2 ,

$$S_{cp} = 0,5 S_1 + S_2, \quad (58)$$

Исходя из S_{cp} может быть определена (если не задана) средняя скорость теплоносителя в межтрубном пространстве, m/c ,

$$w_t = \frac{G_t}{S_{cp} \rho_t}, \quad (59)$$

где G_t – массовый расход теплоносителя, $кг/с$;

ρ_t – плотность теплоносителя при его средней температуре, $кг/м^3$.

Площадь межтрубного пространства, m^2 , определяют следующим образом. В случае если сегменты отрезаны у диска параллельно диагонали шестиугольника

$$S_{MTP} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{t} \right), \quad (60)$$

и если сегменты отрезаны у диска перпендикулярно диагонали шестиугольника

$$S_{MTP} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{1,73t} \right), \quad (61)$$

где h – расстояние между перегородками, m .

Ширину перегородок n принимают равной $(0,6-0,8)D$. В случае использования аппарата без перегородок площадь можно определить из равенства, m^2 ,

$$S_{MTP} = \frac{\pi}{4} D^2 - \pi d_n^2, \quad (62)$$

и скорость теплоносителя вдоль труб межтрубного пространства, m/c ,

$$w_t = \frac{G_m}{3600 S_{MTP} \rho_t}. \quad (63)$$

4.1.3 Определение диаметров патрубков кожухотрубного теплообменного аппарата

Диаметр патрубков d_n зависит от расхода и скорости теплоносителя и определяется из соотношения

$$\frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{G}{w_n \rho}, \quad (64)$$

где G – расход теплоносителя, $кг/с$;

ρ – плотность теплоносителя, $кг/м^3$;

w_n – скорость теплоносителя в патрубке, m/c .

Скорости теплоносителей в патрубках обычно принимаются несколько большими, чем в аппарате (выбираются по справочнику, чтобы не было кавитационного режима течения). Вычисленный диаметр патрубка обязательно округляется до ближайшего размера по нормалям.

5 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В предыдущих разделах определена необходимая тепловая мощность рекуперативного теплообмена, площадь его теплообменной поверхности и конструктивное оформление проектного рекуперативного теплообменного аппарата требуемого назначения. В данном разделе определяются теплообменным аппаратом при включении его в гидравлическую сеть. Необходимость данного расчета объясняется следующим. Часто теплообменные аппараты используются в целях энергосбережения, когда тепловая энергия одного теплоносителя, который выполняет свое технологическое назначение (например, охлаждающая вода дизельного двигателя), частично используется для нагрева другого теплоносителя (например, дизельного топлива перед подачей его в двигатель). Однако утилизация этой тепловой энергии вследствие установки теплообменника приводит к увеличению мощности прокачивающего насоса из-за возрастания гидравлического сопротивления сети. Следовательно, необходимо рассчитать величину потери двигателя при движении теплоносителей через теплообменный аппарат.

Гидравлический расчет проводится на основе знаний, полученных при ранее изученной дисциплины «Механика жидкости и газа».

Напомним, что потери давления при движении жидкости существенно зависят от режима её течения. Как известно, различают ламинарный и турбулентный режимы течения. Причем для каждого вида течения существует критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$, которое определяет переход от ламинарного течения к турбулентному. При $Re < Re_{кр}$ течение происходит в ламинарном режиме, при $Re > Re_{кр}$ возможно возникновение турбулентности. Значение Re выше критического и до определенного предела относится к переходному (смешанному) режиму течения жидкости, когда турбулентное течение более вероятно, но ламинарное иногда тоже наблюдается (т. е. устойчивая турбулентность).

Критическому числу $Re_{кр} = 2300$ соответствует интервал 2300–10000. Число Рейнольдса как критерий перехода от ламинарного режима течения к турбулентному и обратно относительно хорошо действует для напорных потоков в круглой трубе,

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (65)$$

где w – средняя скорость в трубе;
 d – внутренний диаметр трубы;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для некруглых сечений за характерный линейный размер принимают гидравлический радиус R . В этом случае значение эквивалентного (гидравлического) диаметра определяется по формуле

$$d_3 = 4R. \quad (66)$$

Здесь гидравлический радиус определяют по следующей формуле

$$R = \frac{\omega}{x}, \quad (67)$$

где ω – площадь живого сечения потока;
 x – смоченный периметр, который для напорного потока равен полному периметру.

Как известно, основным уравнение гидравлики, применяемым в гидравлических расчетах потока реальной жидкости при установившемся движении, является уравнение Д. Бернулли. Записанное для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 потока относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения уравнения Бернулли имеет вид

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha w_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha w_2^2}{2g} + h_{w1-2}, \quad (68)$$

где Z_1 и Z_2 – геометрические высоты каких-либо точек, взятых соответственно в сечениях 1-1 и 2-2 (обычно это цитры, тяжести сечений) относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения;

p_1 и p_2 – давление в тех же точках, для которых определяются Z_1 и Z_2 ;

ρ – плотность жидкости (теплоносителя);

w_1 и w_2 – средние скорости в рассматриваемых сечениях;

α – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скоростей в живом сечении потока;

h_{w1-2} – потери напора.

Каждое слагаемое уравнения Бернулли (68) определяет соответствующую часть удельной энергии потока, т. е. отнесенной к единице веса жидкости:

Z – удельную энергию положения; $\frac{p}{\rho g}$ – удельную энергию давления; $\frac{\alpha w^2}{2g}$ –

удельную кинетическую энергию, h_{w1-2} – удельную механическую энергию, затраченную на преодоление сопротивлений движения.

Коэффициент α определяется отношением действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, выделенной по средней скорости. Если уравнение Бернулли применяется для ламинарного потока, коэффициент Кориолиса равен $\alpha = z$, для турбулентного потока $\alpha = 1,05 \dots 1,10$.

При решении практических задач для установившегося движения несжимаемой (капельной) жидкости вместе с уравнением Бернулли применяется и уравнение постоянства расхода (69), т. е. равенства расхода во всех сечениях установившегося потока:

$$V = w_1 \omega_1 = w_2 \omega_2 = \text{const}, \quad (69)$$

где V – объемный расход жидкости.

Последний член уравнения (68) h_{w1-2} учитывает все потери напора между расчетами сечениями. Следует запомнить, что при составлении уравнения Бернулли давление p может быть абсолютным или избыточным для всех рассматриваемых сечений потока.

Входящая в уравнение Бернулли (68) величина h_{w1-2} представляет собой сумму всех потерь напора, имеющихя на рассматриваемом участке, которые делятся на два вида:

- потери напора по длине потока h_l , пропорциональны его длине;
- местные потери напора h_m , связанные с изменением конфигурации потока.

Полные потери напора h_{w1-2} , равные сумме всех потерь между сечениями 1-1 и 2-2:

$$h_{w1-2} = \sum h_l + h_m. \quad (70)$$

5.1 Гидравлические потери на трение по длине

При равномерном напорном движении в трубах потери на трение по длине h_l как при ламинарном, так и при турбулентном течении определяют для круглых труб по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \quad (71)$$

для труб любой другой формы сечения – по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_s} \frac{w^2}{2g}. \quad (72)$$

Потери давления на трение по длине находят по следующей формуле:

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d_s} \rho \frac{w^2}{2g}. \quad (73)$$

В этих формулах: λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси; l , d , w , d_3 и ρ – соответственно длина участка трубы или канала, диаметр трубы, средняя скорость течения, эквивалентный диаметр и плотность жидкости.

Коэффициент гидравлического трения учитывает влияние на потери напора ряда факторов, важнейшими из которых являются вязкость жидкости и состояние поверхности труб (канала).

При ламинарном режиме коэффициент Дарси для круглых труб определяется по формуле

$$\lambda = 64 / \text{Re}. \quad (74)$$

Эта формула справедлива для стабилизированного ламинарного потока вдали от входа в трубопровод. Вследствие дополнительных сопротивлений, возникающих из-за искажений поперечного сечения трубы и охлаждения напряженных краёв жидкости, значение λ в практических расчетах трубопроводов принимают

$$\lambda = 74 / \text{Re}. \quad (75)$$

Для труб любой формы сечения коэффициент Дарси находится по формуле

$$\lambda = A / \text{Re}, \quad (76)$$

где A – коэффициент, численное значение которого зависит формы поперечного сечения трубы.

Ламинарный режим наблюдается при давлении жидкостей большой вязкости, таких как, например, смазочные масла, мазут, нефть, при движении жидкостей в тонких трубах, в щелевых зазорах.

При увеличении скорости течения жидкости в ней самопроизвольно образуются многочисленные нелинейные волны. Их размер и амплитуда меняются хаотически в некотором интервале, возникает турбулентность.

Из приведенных формул следует, что при ламинарном режиме потери давления зависят линейно от скорости течения. Действительно, после подстановки (76) в (73) получим

$$\Delta p_l = A l \mu / (2 d_3^2 g) w. \quad (77)$$

При турбулентном режиме движения вязкой жидкости вдоль от неё образуется слой, в пределах которого интенсивность действия сил вязкости велика и соизмерима с интенсивностью действия сил инерции и гидравлического давления. Влияние вязкости приводит к тому, что внутри рассматриваемого слоя скорость резко меняется от нуля (условие «прилипания») до значения скорости набегающего на тело невозмущенного потока. Эта область течения называется пограничным ламинарным слоем.

Введение понятия пограничного ламинарного слоя позволяет разделить весь поток на две области течения: пограничный ламинарный слой и вихревой поток (турбулентное ядро потока). Следует отметить, что толщина пограничного слоя может быть размеченной и существенно зависит от степени турбулентности потока и относительной шероховатости поверхности.

При $4000 < Re < 20d / \Delta_3$, где Δ_3 – эквивалентная шероховатость, наблюдается случай турбулентного режима течения в трубах, сопротивление которых не зависит от шероховатости поверхности. Это так называемый случай «гидравлический график труб». Здесь под эквивалентной шероховатостью повышают такую величину выступа равномерно-зернистой (искусственной) шероховатости, которая даёт такие же потери напора, т. е. производит тот же эффект сопротивления, что и реальная шероховатость.

Коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси) для гидравлически гладких труб (зона гладкостенного сопротивления) можно определить (эмпирической) по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (78)$$

В этом случае потери давления по длине русла зависят от скорости потока не линейно, а в степени 1,75, и не зависят от шероховатости поверхности, поскольку формула (73) принимает следующий вид:

$$\Delta p_l = 0,3164 l \mu / (2d_3^2) w^{1,75}. \quad (79)$$

Это можно объяснить тем, что пограничный слой полностью покрывает шероховатость поверхности, и не оказывает влияние на потери.

При турбулентном режиме течения в случае неравенства $20d / \Delta_3 < Re < 500d / \Delta_3$, можно использовать формулу А. Альтшуля

$$\lambda = 0,11(68 / Re + \Delta_3 / d)^{0,25}. \quad (80)$$

Это зона трения, в которой на потери давления оказывают влияние и турбулентность потока жидкости, и относительная шероховатость поверхности русла. Это так называемая зона смешанного сопротивления. Данную зону гидравлического трения можно объяснить тем, что пограничный слой не полностью, а частично покрывает выступы шероховатости поверхности, как бы уменьшая её шероховатость. В результате на потери давления оказывают воздействие как турбулентное ядро потока жидкости, так и относительная шероховатость, которая несколько сглажена (уменьшена) ламинарным подслоем.

При развитой турбулентности (больших значениях числа Рейнольдса) все выступы шероховатостей стенки практически полностью выходят из ламинарного подслоя. Это зона турбулентного движения, в которой коэффициент сопротивления зависит только от значения относительной шероховатости поверхности и не зависит от числа Рейнольдса. Шероховатость сте-

нок канала является причиной образования верхней и дополнительной потери энергии. В этой зоне потери давления пропорциональны квадрату скорости, и поэтому она называется зоной квадратичного сопротивления. В этой области $Re > 500d / \Delta_s$, и она так же называется областью совершенно шероховатых труб.

Значение коэффициента Дарси в этой зоне может быть рассчитано по формуле Б. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \Delta_s / d^{0,25}. \quad (81)$$

При определении коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси) для труб некруглого сечения в случае турбулентного режима течения можно пользоваться вышеприведенными формулами (78), (80) и (81), подставляя в них вместо диаметра d эквивалентный диаметр d_s .

5.2 Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях

Местными гидравлическими сопротивлениями называются технические устройства, устанавливаемые на трубопроводах, которые приводят к местным изменениям формы и размеров русла, т.е. вызывают деформацию потока. Примерами местных гидравлических сопротивлений могут быть задвижки, вентили, краны, повороты, сужения и расширения потока, фасонными частями, арматурой и т. п.

Потери давления на местных сопротивлениях обусловлены изменением поля скоростей, образованием вихревых зон. Эти потери являются необратимыми вследствие диссипации энергии (превращение в теплоту и рассеяния в окружающую среду).

Местные потери напора вычисляют по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta_m w^2 / 2, \quad (82)$$

где ζ_m – коэффициент местного сопротивления;

w – средняя скорость в сечении, как правило, расположенном ниже по течению за данным сопротивлением.

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяют, как правило, опытным путем и зависят от конфигурации местного сопротивления, режима течения жидкости, подходящей к сопротивлению, расстояния между смежными сопротивлениями.

Для определения потерь давления формула (82) приобретает вид

$$\Delta p_m = \zeta_m \rho g w^2 / 2. \quad (83)$$

Исследования показывают, что коэффициенты местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса при малых числах Рейнольдса. При больших числах Рейнольдса ($Re > 2 \cdot 10^4$) коэффициенты местных сопротивлений не зависят от числа Re и являются постоянными для данного вида местного

сопротивления. В справочниках приведены именно эти знания коэффициентов местных сопротивлений.

Выполненные гидравлические исследования показывают, что смежные местные сопротивления не оказывают влияния друг на друга, если они расположены на расстоянии друг от друга, превращающем длину влияния.

Длина влияния – это расстояние, на котором равномерный поток, деформированный местным сопротивлением, восстанавливает свои характеристики. Опытами установлено, что длина влияния при больших числах Рейнольдса равна $l = 30d$, поэтому смежные сопротивления, стоящие друг от друга на расстоянии $l > 30d$, не влияют друг на друга.

Сопротивления, расположенные на расстояниях, существенно меньших длины влияния, рассматривают как единое сопротивление с единым коэффициентом сопротивления. Определяют эти коэффициенты эмпирически.

Рассмотрим примеры наиболее часто встречающихся местных сопротивлений в теплообменных аппаратах.

Изогнутые трубы. В изогнутых трубах движение жидкости имеет очень сложный характер. Под действием центробежных сил весь поток отжимается к внешней стенке и течёт с повышенной скоростью, а в поперечном направлении образуется вторичная циркуляция. Несмотря на это, критическое значение Re получается выше, чем для прямых труб, и притом тем выше, чем круче изгиб ($d/D = 1/15$ $Re_{кр} = 8000$). Гидравлическое сопротивление изогнутых труб больше, чем прямых.

Повороты и колена. Повороты, отводы и колена могут быть самыми разнообразными, и данные для расчета их сопротивления отличаются в разных справочниках. Пользуясь этими данными, необходимо сначала выяснить, по какому сечению произведен расчет. В случае неодинаковости входного и выходного сечений это имеет большое значение.

Чем больше радиус закругления, тем меньше сопротивление. В тех случаях, когда плавный поворот невозможен, целесообразно делать прямое колено с направляющими лопатками. При помощи направляющих лопаток не только уменьшается гидравлическое сопротивление, но и обеспечивается омывание поверхности канала за поворотом.

Пучки труб. При продольном омывании пучков труб вдоль оси сопротивление подсчитывается по формуле для прямых каналов, причем в формулы подставляется эквивалентный гидравлический диаметр d_3 .

При поперечном омывании пучков труб сопротивление в основном можно рассматривать как сумму местных сопротивлений сужения и расширения. Сопротивление же трения составляет незначительную долю. Однако в технических расчетах такого разделения не делают, а сразу определяют коэффициент сопротивления по следующим соотношениям:

– для шахматных пучков при $S_1/d < S_2/d$ (рисунок 5, а)

$$\zeta = 4 + 6,6m \operatorname{Re}_{\text{жк}}^{-0,28}; \quad (83)$$

– для шахматных пучков при $S_1/d > S_2/d$

$$\zeta = (5,4 + 3,4m) \operatorname{Re}_{\text{жк}}^{-0,28}; \quad (84)$$

– для коридорных пучков (рисунок 5, б)

$$\zeta = (6 + 9m) S_1 / d^{-0,23} \operatorname{Re}_{\text{жк}}^{-0,26}. \quad (85)$$

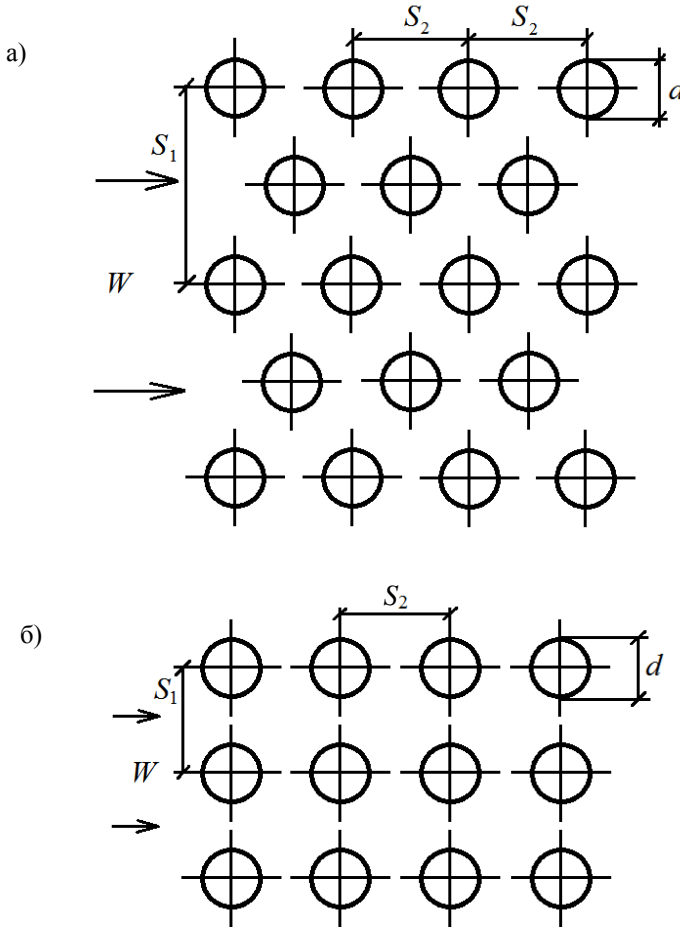


Рисунок 5 – Схема расположения труб в пучке:
а – шахматном; б – коридорном

Для теплообменных аппаратов, рассчитываемых в курсовой работе, можно применять следующие значения коэффициентов местных сопротивлений:

Местное сопротивление	Коэффициент
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180°: внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
в U-образной трубке, отгибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6
Вентиль проходной $d = 400$ мм при полном открытии	7,6
Угольник 90°	1,0–2,0

5.3 Полное гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата

Падение давления $\Delta p_{\text{тоа}}$, вызванное гидравлическим сопротивлением теплообменного аппарата, определяется формулой

$$\Delta p_{\text{тоа}} = \Delta p_l + \sum \Delta p_m. \quad (86)$$

Но через теплообменный аппарат протекают два теплоносителя: горячий и холодный. При этом горячий теплоноситель охлаждается, а холодный – нагревается. Следовательно, различают падение давления, вызванное теплообменником, в магистрали холодного теплоносителя.

Для горячего теплоносителя

$$\Delta p_{\text{тоа}}^{\text{г}} = \Delta p_l^{\text{г}} + \sum \Delta p_m^{\text{г}}, \quad (87)$$

а для холодного теплоносителя

$$\Delta p_{\text{тоа}}^{\text{х}} = \Delta p_l^{\text{х}} + \sum \Delta p_m. \quad (88)$$

Расчет полного гидравлического сопротивления теплообменного аппарата со стороны как горячего, так и холодного теплоносителя необходим для определения мощности горячей рабочей жидкости и для перемещения холодной жидкости через теплообменник. Мощность на валу насоса (или вен-

тилятора, если теплоноситель является газом), как известно, определяется по формуле

$$N_n = V \Delta p / \eta_n, \quad (89)$$

где V – объемный расход теплоносителя;

Δp – полное сопротивление магистрали горячей или холодной жидкости или газа;

η_n – КПД насоса или вентилятора.

Геометрические размеры теплообменного аппарата, полученные в результате расчета, корректируют в процессе налаживания его совместной работы с основным технологическим оборудованием (например, силовой установки), так как расчет не учитывает в явном виде влияния теплообменника на основные параметры технологического процесса.

6 ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОБМЕННИКА

Актуальность рационального, бережливого, эффективного, а следовательно, экономного потребления и распределения энергии возрастает во всём мире. Указанное важно в связи с тем, что, во-первых, сегодня львиная доля электро- и тепловой энергии производится путем сжигания невозобновляемого углеводородного топлива, а запасы последнего истощаются. Особенно это важно для Беларуси в связи с недостаточными энергоресурсами. Неэффективное использование дорогих энергоресурсов приводит к негативным экономическим последствиям. Во-вторых, в последние годы обнажилась острая экономическая проблема: без принятия срочных мер, направленных на декарбонизацию экономик, изменение климата может стать необратимым. Беларусь как член Международного общества ратифицировала Парижское соглашение (2015 г.) по сдерживанию роста глобальной температуры.

В силу указанных выше причин генерирование, передача, трансформирование, потребление и утилизация энергии должны быть высокоэффективными. Однако Беларусь по энергоёмкости ВВП (внутреннего валового продукта), а значит, и по энергоэффективности производства, значительно отстает от передовых цивилизованных стран.

Следовательно, необходимо широко использовать технологическое оборудование, которое повышает энергоэффективность производства. К такому оборудованию можно отнести теплообменные, причем высокоэффективные, аппараты.

Тепловая эффективность теплообменников оценивается отношением действительно передаваемой теплоты к теоретически возможной в противо-

точном теплообменнике с бесконечно большой площадью теплопередающей поверхности при нагревании или охлаждении теплоносителя с меньшей полной теплоемкостью (водяным эквивалентом) до начальной температуры другого теплоносителя:

$$\eta = \frac{w_x t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}}{w_{\min} t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_x^{\text{ВХ}}} = \frac{w_{\Gamma} t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}}{w_{\min} t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_x^{\text{ВХ}}}, \quad (90)$$

где η – тепловая эффективность ТОА;

w_{\min} – меньшая величина из w_x и w_{Γ} .

Для теплообменников-нагревателей характерно $w_{\min} = w_x$, и их тепловая эффективность оценивается степенью регенерации (нагревания) η – отношением действительного повышения температуры холодного теплоносителя к теоретически возможному:

$$\eta_p = \frac{t_x^{\text{ВЫХ}} - t_x^{\text{ВХ}}}{t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВХ}}}. \quad (91)$$

В охладителях обычно $w_{\min} = w_{\Gamma}$, и их тепловая эффективность оценивается степенью охлаждения

$$\eta_{\text{охл}} = \frac{t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}}{t_{\Gamma}^{\text{ВХ}} - t_x^{\text{ВХ}}}. \quad (92)$$

7 ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В данном разделе показана реализация методики расчета теплообменных аппаратов как с тепловой, так и с гидравлической позиции, а также выбор и расчеты используемых теплотехнических и гидравлических величин теплообменных аппаратов.

7.1 Тепловой расчет теплообменника

Требуется произвести тепловой расчёт горизонтального секционного кожухотрубного водоводяного подогревателя, определить:

- тепловую мощность подогревателя;
- температуру греющей воды на выходе из подогревателя;
- коэффициент теплоотдачи от греющей воды к внутренней поверхности трубки;
- коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности трубки к нагреваемой воде;
- коэффициент теплопередачи от греющей воды к нагреваемой воде через разделяющую их поверхность латунных трубок;

– среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями;

– поверхность нагрева теплообменного аппарата.

Исходные данные. Горячий теплоноситель, протекает по латунным трубкам с наружным диаметром $d_n = 16$ мм, толщина стенки трубки 1 мм.

Расход греющей воды $G_r = 15500$ кг/ч, температура греющей воды на входе в ТОА $t_1 = 80$ °С, расход нагреваемой воды $G_x = 18000$ кг/ч, температура нагреваемой воды на входе в ТОА $t_x^{BX} = 5$ °С, температура нагреваемой воды на выходе из ТОА $t_x^{BXX} = 60$ °С, коэффициент теплопроводности материала стенок трубок $\lambda = 104,5$ Вт/(м · °С) (приложения И, К), расчётная длина секции $l = 4$ м, внутренний диаметр корпуса секции $D = 106$ мм, число трубок в секции $n = 19$, $d_n/d_B = 16/14$ мм. При расчете потерями теплоты с внешней поверхности корпуса теплообменника пренебречь.

Тепловая мощность подогревателя определяется из уравнения теплового баланса для нагреваемого теплоносителя:

$$Q = G_x c_{px} t_x^{BXX} - t_x^{BX} .$$

Здесь $c_{px} = 4,174$ кДж/кг · °С, теплоемкость нагреваемой воды, определяется при $t_2 = \frac{t_x^{BX} + t_x^{BXX}}{2} = \frac{60 + 5}{2} = 32,5$ °С, из приложения А.

$$Q = \frac{18000}{3600} \cdot 4,174 \cdot 60 - 5 = 1147 \text{ кВт.}$$

Температура греющей воды на выходе из ТОА t_x^{BX} определяется из уравнения теплового баланса для греющей воды:

$$Q = G_r c_{pr} t_r^{BX} - t_r^{BXX} ,$$

отсюда

$$t_r^{BXX} = t_r^{BX} - \frac{Q}{G_r c_{pr}} = 80 - \frac{1147}{\frac{15500}{3600} \cdot 4,174} = 16,2 \text{ °С,}$$

здесь $c_{pr} = 4,174$ кДж/кг · °С определяется при средней температуре греющей воды $t_r \sim 50$ °С.

Определение коэффициента теплоотдачи α_r от греющей воды к внутренней поверхности трубок.

Теплофизические характеристики горячей воды определим при средней температуре методом последовательных приближений:

$$t_r = \frac{t_r^{BX} + t_r^{BXX}}{2} = \frac{80 + 16,2}{2} = 48,1 \text{ °С;}$$

- плотность горячей воды $\rho_r = 988,9 \text{ кг/м}^3$;
- коэффициент кинематической вязкости $\nu_r = 0,575 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коэффициент теплопроводности воды $\lambda_r = 0,646 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;
- критерий Прандтля горячей воды при t_r , $\text{Pr}_r = 3,68$.

Скорость движения греющей воды внутри латунных трубок

$$w_1 = \frac{4G_1}{\pi d_2^2 \rho_1} = \frac{15500 \cdot 4}{19 \cdot 3,14 \cdot 14^2 \cdot 10^{-6} \cdot 988,9 \cdot 3600} = 1,49 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_r = \frac{w_1 d_b}{\nu_r} = \frac{1,49 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0,575 \cdot 10^{-6}} = 36300.$$

Если $\text{Re} > 10^4$, то режим движения жидкости турбулентный.

Для турбулентного режима движения теплоносителей справедливо следующее критериальное уравнение:

$$\text{Nu}_r = 0,021 \text{Re}_r^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25},$$

здесь Nu_r – число Нуссельта горячей воды, $\text{Pr}_c = 4,31$ – число Прандтля воды при средней температуре стенки t_c (см. приложение А):

$$t_c = 0,5 \bar{t}_1 + \bar{t}_1 = 0,5 \cdot 48,1 + 32,5 = 40,35 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\text{Nu}_r = 0,021 \cdot 36300^{0,8} \cdot 3,68^{0,43} \left(\frac{3,68}{4,31} \right)^{0,25} = 157.$$

Коэффициент теплоотдачи от горячей воды к внутренней поверхности латунных трубок определяется из условия

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

здесь l – определяющий размер, в нашем случае это внутренний диаметр латунных трубок

$$\alpha_r = \frac{\text{Nu}_r \lambda_r}{d_b} = \frac{157 \cdot 0,646}{14 \cdot 10^{-3}} = 7244 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности латунных трубок к нагреваемой воде.

Определим теплофизические характеристики нагреваемой воды при средней температуре \bar{t}_x :

$$t_x = \frac{t_x^{\text{ВХ}} + t_x^{\text{ВЫХ}}}{2} = \frac{5 + 60}{2} = 32,5 \text{ } ^\circ\text{С};$$

- плотность холодной воды $\rho_x = 994,8 \text{ кг/м}^3$;
- коэффициент кинематической вязкости $\nu_x = 0,768 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коэффициент теплопроводности воды $\lambda_x = 0,628 \text{ Вт/м} \cdot \text{°C}$;
- критерий Прандтля $\text{Pr}_x = 5,14$.

Эквивалентный диаметр сечения межтрубного пространства

$$d_{\text{экв.х}} = \frac{4F}{\chi},$$

где F – площадь межтрубного пространства, внутри которого протекает нагреваемая вода,

$$F = \frac{\pi D^2 - nd_n^2}{4};$$

$$\chi = \pi D + n\pi d_n,$$

χ – смоченный периметр канала;

d_n – внешний диаметр латунных трубок;

$$d_{\text{экв.х}} = \frac{D^2 - nd_n^2}{D + nd_n} = \frac{106^2 - 19 \cdot 16^2}{106 + 19 \cdot 16} = 15,5 \text{ мм.}$$

Скорость движения нагреваемой воды

$$w_x = \frac{G_x}{F\rho_x} = \frac{18000}{3600 \cdot 0,005 \cdot 994,8} = 1,00 \text{ м/с};$$

$$F = \frac{\pi(D^2 - nd_n^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot 106^2 - 19 \cdot 16^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,05 \text{ м}^2.$$

Число Рейнольдса для нагреваемой воды:

$$\text{Re}_x = \frac{w_x d_{\text{экв.х}}}{\nu_x} = \frac{1 \cdot 15,5 \cdot 10^{-3}}{0,768 \cdot 10^{-6}} = 20200.$$

Определим критерий Нуссельта для нагреваемой воды:

$$\text{Nu}_x = 0,021 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}_x^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 5,14^{0,43} \left(\frac{5,14}{4,31} \right)^{0,25} = 123,4.$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности латунных трубок к нагреваемой воде

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \lambda_x}{d_{\text{экв.х}}} = \frac{123,4 \cdot 0,628}{15,5 \cdot 10^{-3}} = 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Коэффициент теплопередачи от горячей воды к нагреваемой воде через разделяющую их поверхность теплообмена определим по уравнению (3.22),

т. к. $\frac{d_{\text{н}}}{14} = \frac{16}{14} = 1,14 < 1,5 :$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{г}}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}}}} = \frac{1}{\frac{1}{7244} + \frac{10^{-3}}{104,5} + \frac{1}{5000}} = 2877 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями для случая противоточной схемы включения:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{г}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{х}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{г}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{х}}^{\text{ВХ}}}{\ln \frac{t_{\text{г}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{х}}^{\text{ВЫХ}}}{t_{\text{г}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{х}}^{\text{ВХ}}}} = \frac{80 - 60 - (16,2 - 5)}{\ln \frac{80 - 60}{16,2 - 5}} = 15,3 \text{ °С}.$$

Поверхность теплообмена ТОА

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{1147 \cdot 10^{-3}}{2877 \cdot 15,3} = 26,06 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева одной секции ТОА

$$F_{\text{секц}} = n \pi d_{\text{ср}} l = 19 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 3,58 \text{ м}^2.$$

Число секций в теплообменнике

$$N = \frac{F}{F_{\text{секц}}} = \frac{26,06}{3,58} = 7,3.$$

Принимаем для ТОА 8 секций. Уточним длину секции

$$F = N n \pi d_{\text{ср}} l;$$

$$l = \frac{26,06}{8 \cdot 19 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3}} = 3,64 \text{ м}.$$

Уточним температуры поверхностей латунных трубок

$$Q = \alpha_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{с1}}) \pi d_{\text{в}} n l N;$$

$$t_{\text{с1}} = \bar{t}_{\text{г}} - \frac{Q}{\alpha_{\text{г}} \pi d_{\text{в}} n l N} = 48,1 - \frac{1147 \cdot 10^3}{7244 \cdot 3,14 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 19 \cdot 4 \cdot 8} = 42,2 \text{ °С};$$

$$t_{\text{с2}} = \bar{t}_{\text{х}} + \frac{Q}{\alpha_{\text{х}} \pi d_{\text{н}} n l N} = 32,5 + \frac{1147 \cdot 10^3}{5000 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 19 \cdot 4 \cdot 8} = 40 \text{ °С}.$$

Совпадение с принятой $t_{\text{с}}$ удовлетворительное.

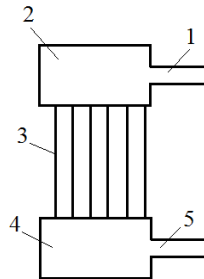
7.2 Гидродинамический расчет теплообменника

Для охлаждения двигателя внутреннего сгорания автомобиля используется охлаждающая жидкость (вода или антифриз), которая отдаёт приобретенное тепло при работе двигателя через трубки радиатора (теплообменник) в атмосферный воздух (рисунок 7).

Определить потери давления в радиаторе системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля при расходе $V = 5$ л/с, диаметр подводящего (см. рисунок 7) и отводящего 1 трубопровода 5 равен $d = 38$ мм, диаметр трубок 3 радиатора $d_{\text{тр}} = 8$ мм, их длина $l = 500$ мм, их количество $N = 144$. Кинематическая вязкость охлаждающей жидкости $V = 0,005$ Ст, коэффициенты местных сопротивлений: на вход в верхний коллектор 2 составит $\zeta_1 = 1$ (внезапное расширение), но вход в трубку радиатора 3 – $\zeta_2 = 0,5$ (внезапное сужение), на выход из трубки радиатора в нижний коллектор 4 – $\zeta_3 = 1,0$ (внезапное расширение), но на вход из нижнего коллектора – $\zeta_4 = 0,5$ (внезапное сужение). Эквивалентная шероховатость латунной трубки $\Delta_3 = 0,01$ мм. Принять среднюю температуру воды равной 80 °С.

Рисунок 7 – Радиатор (теплообменник водовоздушный) системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания (ДВС):

- 1 – трубопровод горячей воды;
- 2 – верхний коллектор радиатора;
- 3 – трубки радиатора;
- 4 – нижний коллектор радиатора;
- 5 – трубопровод холодной воды



Потери напора в радиаторе есть сумма потерь на последовательно соединённых участках 2, 3 и 4:

$$h_{\text{врад}} = h_{w2} + h_{w3} + h_{w4},$$

где h_{w2} , h_{w3} , h_{w4} – потери напора соответственно в верхнем коллекторе радиатора; в трубках; в нижнем коллекторе радиатора 4.

Поскольку длина коллекторов радиатора невелика, потерями по длине в них можно пренебречь и учитывать только местные потери в коллекторах, т. е. считать, что

$$h_{w2} = \zeta_1 w^2 / 2,$$

$$h_{w4} = \zeta_4 w^2 / 2,$$

где ζ_1 – коэффициент сопротивления на вход в верхний коллектор радиатора; w – средняя скорость в подводящем (горячем) и отводящем (холодном) трубопроводах (диаметры трубопроводов одинаковы);

ζ_4 – коэффициент сопротивления на вход из нижнего коллектора.

Вследствие того, что трубки 3 соединены параллельно, потери напора в них одинаковы и равны потерям между узловыми точками, т. е. потерям напора в одной трубке:

$$h_{w3} = h_{\text{вх.тр}} + h_{\text{тр}} + h_{\text{вых.тр}},$$

где $h_{\text{вх.тр}}$, $h_{\text{тр}}$, $h_{\text{вых.тр}}$ – потери напора соответственно на вход в трубку; по длине трубки; на вход из трубки в нижний коллектор радиатора,

$$h_{\text{вх.тр}} = \zeta_2 w_{\text{тр}}^2 / 2g,$$

ζ_2 – коэффициент сопротивления на вход из коллектора радиатора в трубку;

$w_{\text{тр}}$ – средняя скорость в трубке;

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} \frac{w_{\text{тр}}^2}{2g},$$

λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси) в трубке;

l , $d_{\text{тр}}$ – длина и диаметр трубки радиатора;

$$h_{\text{вых.тр}} = \zeta_4 w_{\text{тр}}^2 / 2g,$$

ζ_4 – коэффициент сопротивления на выход из трубки в коллектор радиатора.

Найдем величины, входящие в вышеприведенные формулы:

– средняя скорость в трубопроводах верхнем и нижнем, которая одинакова,

$$w = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,8^2 \cdot 10^{-6}} = 4,41 \text{ м/с};$$

– потери напора в коллекторах радиатора:

$$h_{w2} = 1,0 \cdot \frac{4,41^2}{2 \cdot 9,81} = 0,99 \text{ м};$$

$$h_{w4} = 0,5 \cdot \frac{4,41^2}{2 \cdot 9,81} = 0,496 \text{ м}.$$

Вычислим расход и среднюю скорость воды в трубке радиатора:

$$V_{\text{тр}} = \frac{V}{N} = \frac{5 \cdot 10^3}{144} = 34,72 \text{ см}^3/\text{с},$$

$$w_{\text{тр}} = \frac{4V_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{тр}}^2} = \frac{4 \cdot 34,72}{3,14 \cdot 0,8^2} = 69,11 \text{ см/с.}$$

Для вычисления потерь напора по длине определим область сопротивления, число Рейнольдса и относительную шероховатость поверхности трубки радиатора:

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{тр}} d_{\text{тр}}}{V} = \frac{69,11 \cdot 0,8}{0,005} = 11058;$$

$$\frac{d_{\text{тр}}}{\Delta_3} = \frac{8}{0,01} = 800.$$

В области гидравлически гладких труб должно выполняться неравенство $4000 < \text{Re} < 20 \frac{d}{\Delta_3}$. В нашем случае $20 \frac{d_{\text{тр}}}{\Delta_3} = 16000$, следовательно, $4000 < \text{Re} = 11058 < 16000$ соблюдается неравенство, характерное для области сопротивления гидравлически гладких труб, значит, коэффициент Дарси можно определить по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} = 0,3164 / 11058^{0,25} = 0,0309.$$

В результате потери напора в трубке радиатора

$$h_{w3} = \zeta_2 \frac{w_{\text{тр}}^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} \frac{w_{\text{тр}}^2}{2g} + \zeta_3 \frac{w_{\text{тр}}^2}{2g} = \frac{w_{\text{тр}}^2}{2g} \left(\zeta_2 + \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} + \zeta_3 \right) =$$

$$= \frac{0,691^2}{2,981} \left(0,5 + 0,0309 \frac{0,5}{0,008} + 1 \right) = 0,084 \text{ м.}$$

Следовательно, потери напора в радиаторе, как показано ранее, составят:

$$h_{\text{в ради}} = h_{w2} + h_{w3} + h_{w4} = 0,99 + 0,084 + 0,496 = 1,57 \text{ м.}$$

Таким образом, потери давления, которые необходимо преодолеть жидкости (охлаждающей воде ДВС) при прохождении через радиатор (воздушный теплообменник),

$$\Delta p_{\text{рад}} = \rho_{\text{в}} g h_{\text{в ради}} = 971,8 \text{ кг/м}^3 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 \cdot 1,57 \text{ м} \approx 14967 \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2},$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды при температуре 80 °С.

Анализируя размерность, получим:

$$\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} = \text{Н}; \frac{\text{м}}{\text{м}^3} = \frac{1}{\text{м}^2}, \text{ т. е. } \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па.}$$

Следовательно,

$$\Delta p_{\text{рад}} = 14967 \text{ Па} \approx 15 \text{ кПа.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,1013	99,9	4,212	55,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,20	68,3	0,291	1,75
120	0,1985	943,1	4,250	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,618	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,003	886,9	4,41	67,6	0,173	1,00
220	2,320	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,694	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,592	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,608	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	0,101	0,598	2,135	2,35	20,02	1,08
120	0,198	1,21	2,206	2,60	11,46	1,09
140	0,361	1,966	2,315	2,79	6,89	1,12
160	0,618	3,258	2,479	3,01	4,49	1,18
180	1,003	5,157	2,709	3,27	2,93	1,25
200	1,555	7,862	3,023	3,85	2,03	1,36
220	2,320	11,62	3,408	3,90	1,45	1,47
240	3,348	16,76	3,881	4,29	1,06	1,61
260	4,694	23,72	4,468	4,80	0,794	1,76
280	6,419	33,19	5,233	4,49	0,600	1,88
300	8,592	46,21	6,28	6,27	0,461	2,13
320	11,290	64,72	8,21	7,51	0,353	2,50
340	14,608	92,78	12,35	9,30	0,272	3,35
360	18,614	144,0	23,03	12,79	0,202	5,23

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^{-2}, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,06	9,23	0,728
-20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686
140	0,854	0,013	3,48	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,77	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,87	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,67
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,75	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	96,89	0,699
700	0,362	1,134	6,71	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	177,1	0,719

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

Физические параметры дизельного масла в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Pr
5	900,5	1,787	0,1283	2600	3,02	–
10	897,6	1,806	0,1280	1520	3,14	19550
15	894,6	1,822	0,1276	960	3,280	13700
20	981,1	1,839	0,1273	620	3,41	8000
25	882,9	1,856	0,1269	405	3,56	5200
30	884,8	1,875	0,1266	280	3,69	3730
35	881,9	1,893	0,1263	190	3,81	2790
40	877,9	1,910	0,1259	135	3,94	1840
45	875,0	1,927	0,1256	110	4,07	1330
50	872,1	1,944	0,1252	76	4,2	1045
55	869,1	1,963	0,1249	57	4,34	820
60	865,2	1,981	0,1255	45	4,45	630
65	862,2	1,998	0,1242	36	4,56	520
70	859,8	2,015	0,1238	29	4,71	413
75	856,7	2,034	0,1235	24,5	4,81	353
80	853,4	2,053	0,1231	20	4,92	290
85	849,5	2,069	0,1228	16,8	5,05	245
90	846,6	2,086	0,1224	14,2	5,19	208
95	843,6	2,103	0,1221	12,4	5,3	184
100	840,7	2,122	0,1217	10,7	5,41	162

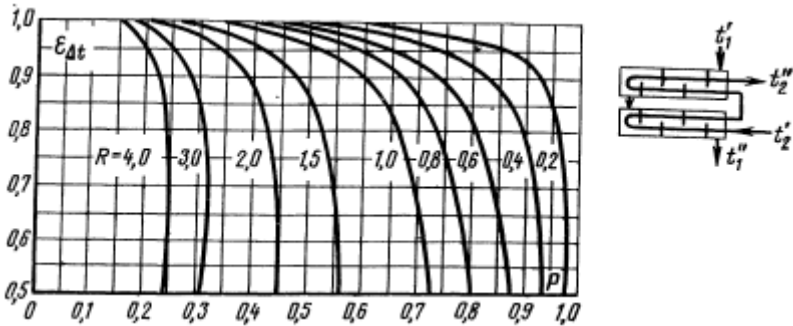
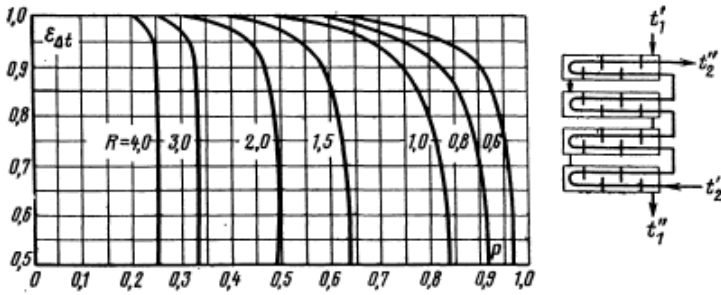
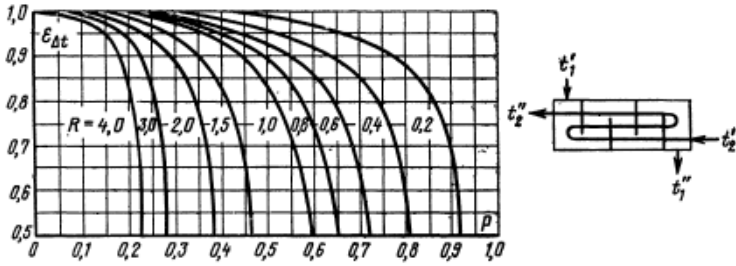
ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(обязательное)

Некоторые характеристики моторных топлив

Показатель	Бензин		Топливо дизельное	
	А-76	АИ-93	Л	З
Относительная плотность d_{15}^{15}	0,748	0,746	0,852	0,834
Средняя температура разгонки $t_{\text{ср}}$, °С	112	106	278	256
Характеристический фактор K_r	11,77	11,74	11,68	11,79
Молярная масса μ_r , кг/кмоль	105	103	223	218
Газовая постоянная паров топлива R , Дж/(кг·К)	79,2	80,7	37,3	38,1
Псевдокритическое давление $p_{\text{кп}}$, бар	28,7	28,9	17,9	17,7
Псевдокритическая температура $T_{\text{кп}}$, К	547	541	725	700
Коэффициент поверхностного натяжения при $t = 20$ °С, 10^3 Н/м	21–22		28–30	
Средний коэффициент сжимаемости при $p = 50$ МПа и $t = 20$ °С, 10^9 м ² /Н	1,17		0,65	
Теплоемкость c_p , кДж/(кг·К): жидкая фаза пары (при $p = \text{const}$)	$\approx 1,5$ $\approx 1,5$		$\approx 1,9$ $\approx 1,5$	
Вязкость динамическая μ , Н·с/м ²	$0,56 \cdot 10^{-3}$		$3,8 \cdot 10^{-3}$	

ПРИЛОЖЕНИЕ Е
(обязательное)

Графики вспомогательных величин P и R для нахождения поправки ε_{Δ}
для ТОА со смешанным током, $\varepsilon_{\Delta} = f(P, R)$



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж
(обязательное)

Рекомендуемое число труб в ТОА при разбивке в трубной решетке по шестиугольникам и по концентрическим окружностям

D/t	m	Разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
		l	n'	число труб по рядам сегмента			число труб во всех сегментах	N	число труб по наружной окружности	N
				I	II	III				
2	1	3	7	–	–	–	–	7	6	7
4	2	5	19	–	–	–	–	19	12	19
6	3	7	37	–	–	–	–	37	18	37
8	4	9	61	–	–	–	–	61	25	62
10	5	11	91	–	–	–	–	91	31	98
14	7	15	169	3	–	–	18	187	43	178
18	9	19	271	5	–	–	30	301	56	279
22	11	23	397	7	–	–	42	439	69	410
26	13	27	547	9	2	–	66	613	81	566
30	15	31	72	11	6	–	102	823	94	747
34	17	35	919	13	8	–	126	1045	106	953
38	19	39	1141	15	12	–	162	1303	119	1185
42	21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
46	23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Примечание – m – число шестиугольников или окружностей; l – число труб по дискам; n' – общее число труб без учета сегментов; N – общее число труб в ТОА.

ПРИЛОЖЕНИЕ И
(обязательное)

Физические свойства некоторых сталей и сплавов при 20 °С

Материал	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)	$\alpha \cdot 10^5$, м ² /с
Сталь 20	7830	51,0	0,494	1,32
Сталь 45	7830	47,8	0,490	1,25
Нержавеющая сталь 12Х18Н10Т	7860	16,3	0,494	0,42
Магнисвые сплавы	1780	79,1	0,98	4,53
Алюминиевые сплавы	2800	163	1,13	5,15
Титановые сплавы	4460	8,7	0,524	0,372
Латунь	8500	109	0,392	3,27
Бронза	8800	48,2	0,368	1,49
<i>Примечание – Физические свойства конкретного сплава зависят от химического состава и могут отличаться от указанных.</i>				

ПРИЛОЖЕНИЕ К
(обязательное)

Физические свойства некоторых твердых тел (элементов) при 0 °С

Элемент	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c_p , кДж/(кг·К)
Алюминий	2700	209	0,896
Ванадий	5900	34,9	0,494
Висмут	9830	9,4	0,121
Вольфрам	19340	169	0,134
Железо	7880	74	0,44
Золото	19310	313	0,130
Калий	870	100	0,737
Литий	534	68,6	3,31
Магний	1760	158	0,975
Медь	8930	390	0,388
Молибден	10200	141	0,252
Натрий	975	109	1,20
Никель	8900	67,5	0,427
Олово	7300	66,3	0,222
Платина	21460	69,8	0,132
Свинец	11350	35,1	0,127
Серебро	10500	419	0,234
Сурьма	6690	18,8	0,205
Титан	4540	15,1	0,531
Углерод Графит	1700–2300	174	0,67
Уран	19100	19,2	0,117
Хром	7150	69,8	0,448
Цинк	7150	113	0,384

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Теплотехника : учеб. для вузов / В. Н. Луканин [и др.] ; под общ. ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1999. – 671 с.
- 2 **Исаченко, В. П.** Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сухомел ; под общ. ред. В. П. Исаченко. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
- 3 **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М. : Энергия, 1977. – 342 с.
- 4 Тепло- и массообмен : учеб. пособие. В 2 ч. / Б. М. Хрусталева [и др.] / под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2007. – 606 с.
- 5 **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : пер. с англ. / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.
- 6 Теплотехнический справочник. В 2 т. Т. 1 / под общ. ред. В. Н. Юренева [и др.]. – 2-е изд. – М. : Энергия, 1975. – 744 с.
- 7 Теплотехнический справочник. В 2 т. Т. 2 / под общ. ред. В. Н. Юренева [и др.]. – 2-е изд. – М. : Энергия, 1976. – 896 с.
- 8 **Андреев, В. А.** Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В. А. Андреев. – М. : Энергия, 1971. – 130 с.
- 9 **Андрижиевский, А. А.** Механика жидкости и газа : учеб.-метод. пособие / А. А. Андрижиевский. – Минск : Выш. шк., 2014. – 206 с.
- 10 Гидравлика, гидромашины и гидропривод в примерах решения задач : учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. образования / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – М. : Академия, 2013. – 208 с.

Учебное издание

ОВЧИННИКОВ Вячеслав Михайлович
МАКЕЕВ Вячеслав Валерьевич

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Учебно-методическое пособие

Редактор А. А. Павлюченкова
Технический редактор В. Н. Кучерова

Подписано в печать 14.02.2019 г. Формат 60×84¹/₁₆
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 3,11. Уч.-изд. л 3,49. Тираж 50 экз.
Зак. № 738. Изд. № 8

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский государственный университет транспорта,
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/361 от 13.06.2014.
№ 2/104 от 01.04.2014.
№ 3/1583 от 14.11.2017.
Ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель