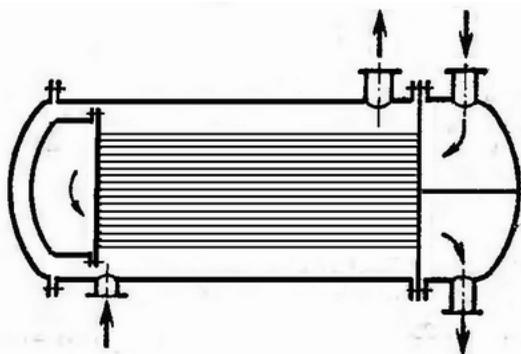


Министерство транспорта РФ
Федеральное агентство морского и речного транспорта
ФГОУ ВПО
«Новосибирская государственная академия водного транспорта»

С.А. Калашников

Расчет теплообменного аппарата



Новосибирск 2009

Министерство транспорта РФ
Федеральное агентство морского и речного транспорта
ФГОУ ВПО
«Новосибирская государственная академия водного транспорта»

Калашников С.А.

Расчет теплообменного аппарата

Методические указания
по выполнению курсовой работы студентами очного отделения
специальности 180403 «Инженерная защита окружающей среды» по
дисциплине «Гидравлика и теплотехника»

Новосибирск 2009

УДК 621.43
К17

Калашников С.А. Расчет теплообменного аппарата. – Новосибирск, НГАВТ, 2009. – 78 с.

Методические указания предназначены для студентов НГАВТ очного отделения при выполнении курсовой работы студентами очного отделения специальности 180403 «Инженерная защита окружающей среды» по дисциплине «Гидравлика и теплотехника».

Изложена методика выполнения курсовой работы, даны рекомендации.

Одобрено кафедрой СДВС НГАВТ, протокол № 8 от 10 февраля 2009 г.

© Калашников С.А., 2009

© Новосибирская государственная академия
водного транспорта, 2009

1 Общие положения

1.1 Задание на проектирование

Выполнение курсовой работы является заключительным этапом изучения дисциплины «Гидравлика и теплотехника». Работая над ней, студент приобретает навыки по расчету и конструированию рекуперативных теплообменников.

Тема проекта: *Расчет теплообменного аппарата.*

Задание на проектирование. Студенты получают задание у преподавателя на кафедре СДВС.

В задании указываются:

1. Тип теплообменника (рекуперативный, кожухотрубный с гладкими прямыми трубами и перегородками типа «диск – кольцо» или с сегментными).
2. Прототип конструкции теплообменника.
3. Горячий теплоноситель.
4. Холодный теплоноситель.
5. Расход горячего теплоносителя.
6. Температура горячего теплоносителя на входе.
7. Температура горячего теплоносителя на выходе.
8. Температура холодного теплоносителя на входе.
9. Размер труб (диаметр и толщина стенки), по которым движется один из теплоносителей.
10. Давление теплоносителя, движущегося между трубок, на выходе из корпуса.

1.2 Содержание пояснительной записки

По исходным данным задания сначала проводится тепловой расчет кожухотрубного теплообменника. Расчет начинается с определения тепловой мощности и неизвестной температуры охлаждающей среды на выходе из теплообменника. Затем задаются скоростью охлаждающей среды в трубах и находят число труб и число ходов охлаждающей среды. Далее определяют режим течения в трубах и рассчитывают коэффициент теплоотдачи от трубы к охлаждающей жидкости.

Выполняют компоновку труб в трубной решетке и определяют среднюю скорость охлаждаемой среды в межтрубном пространстве, ре-

жим течения и коэффициент теплоотдачи от охлаждающей жидкости к трубе.

Определяют коэффициент теплопередачи, среднюю логарифмическую разность температур и находят требуемую площадь теплообмена и длину труб.

В гидравлическом расчете определяется перепад давления по каждому из теплоносителей.

В прочностном расчете рассчитываются крышки, корпус и трубные доски.

По результатам расчета вычерчивается чертеж общего вида теплообменника.

Затем приводится краткое описание конструкции теплообменника.

Все расчеты выполняются на компьютере с помощью пакета Маткад, а чертеж общего вида кожухотрубного теплообменника – с помощью пакета Компас.

Пояснительная записка состоит из следующих разделов:

1. Тепловой расчет теплообменника
2. Гидравлический расчет теплообменника
3. Расчет на прочность основных элементов теплообменного аппарата
4. Описание конструкции спроектированного теплообменника
5. Список литературы

1.3 Оформление пояснительной записки

Пояснительная записка относится проектной документации. Текст записки должен быть отпечатан на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.105-95 в рамках с основной надписью по ГОСТ 2.104-68. Первый и заглавные листы разделов, первый лист содержания, первые листы приложений – в соответствии с формой 2 (ГОСТ 2.104-68), последующие листы – в соответствии с формой 2а (ГОСТ 2.104-68).

Основная надпись рамки (штамп) выполняется чертежным шрифтом GOST Type B.

Пояснительная записка выполняется в текстовом процессоре MS Word (версия не ниже 2000) или аналогичном. При наборе следует установить поля следующих размеров:

- левое поле – 30 мм,
- правое поле – 10 мм,
- верхнее поле – 20 мм,

– нижнее поле – 30 мм.

Установить абзацный отступ 1,0 см.

Установить одинарный интервал.

Выставить выравнивание текста и заголовков «по ширине страницы», перенос слов не допускается.

Интервал между заголовками разделов, подразделов и текстом:

– верхний – 12 пт,

– нижний – 3 пт.

Текст записки оформляется шрифтом Arial (кегель 14), Times New Roman (кегель 16) или GOST Type B (кегель 16). Рекомендуется использовать шрифт Arial. Следует использовать только обычный шрифт. Выделение курсивом, полужирным и подчеркиванием не допускается.

Для оформления заголовков и подзаголовков любого уровня вложения использовать обычный шрифт Arial (кегель 16), не выделяя прописными буквами.

Нумерация страниц проставляется в форме 2, 2а (ГОСТ 2.104-68) без использования дополнительных знаков (шрифт в соответствии со стилем шрифта штампа). В форме 2 (ГОСТ 2.104-68) проставляется общее количество листов раздела (содержания, приложения).

Нумерация листов записки должна быть сквозной: первым листом является титульный лист записки, вторым – задание, третьим – содержание.

Рубрикация. Основной текст расчетно-пояснительной записки делится на разделы, подразделы и пункты. Для нумерации употребляются только арабские цифры.

Разделы нумеруются как 1, 2 и т.д., подразделы – в пределах каждого раздела, пункты – в пределах каждого подраздела.

Номер подраздела должен состоять из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой.

Номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками.

Примеры: «2.1» – первый подраздел второго раздела; «1.5.1» – первый пункт пятого подраздела первого раздела.

Заголовки разделов выполняются прописными (заглавными) буквами, заголовки подразделов и пунктов – строчными (кроме первой буквы). В конце заголовка точку не ставят. Название каждого раздела пишется с нового листа.

Рисунки. Все чертежи, схемы, фотографии, включенные в расчетно-пояснительную записку, именуются рисунками.

Рисунки нумеруют последовательно в пределах раздела арабскими цифрами. Номер рисунка должен состоять из номера раздела и порядкового номера рисунка, разделенных точкой, например: «1.3». Каждый рисунок должен иметь название, а при необходимости – и поясняющие данные (подрисуночный текст). Название рисунка помещают над ним, поясняющие данные – под ним, номер рисунка – ниже поясняющей подписи.

Таблицы. Каждая таблица должна иметь заголовок. Справа над таблицей помещают надпись «Таблица» с указанием ее номера, состоящего из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. Например: «Таблица 2.4».

Текст. Текстовая часть расчетно-пояснительной записки должна быть написана четко, грамотно и лаконично. Не должно быть слов и выражений из технического жаргона и вульгаризмов, а также не общепринятых сокращений слов вроде: «к-т» (коэффициент), «м-мы» (механизмы), «отн. длина» (относительная длина) и т. п.

Ссылки на книги, статьи и прочие материалы в тексте оформляются в виде порядкового номера источника, приведенного в перечне использованных материалов, заключенного в квадратные скобки, например, [6].

Вычисления.

При изложении последовательности расчета с приведением формул и результатов расчетов по ним сначала нужно назвать определяемую величину, указав ее размерность. Затем привести формулу. Ниже формулы с новой строки пишется слово «где», после которого указывается обозначение и значение определенной по формуле величины, а затем перечисляются все входящие в формулу величины с указанием их значений и размерностей. Если величина указывается в записке впервые, то приводится ее название.

Вычисления проводятся в Маткаде и представляется руководителю проектирования в электронном виде в формате mcd. При этом все формулы пишутся шрифтом Times New Roman Cyr (кегель 14), а текст – шрифтом Times New Roman Cyr (кегель 14) или GOST Type B (кегель 14). В качестве примера приведем фрагмент рабочего документа Маткада (формат mcd, текст набран шрифтом Times New Roman Cyr):

Средняя скорость потока, м/с:

$d := 0.01$ диаметр трубы, м;

$V := 0.0001$ расход, м³/с

$$w := \frac{V}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)}$$

Тот же фрагмент после записи в формате rtf и редактирования в MS Word:

Средняя скорость потока, м/с:

$$w := \frac{V}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)}$$

где $w = 1.273$ м/с;

$d := 0.01$ - диаметр трубы, м;

$V := 0.0001$ - расход, м³/с.

1.4 Оформление чертежа

Основой для выполнения чертежа студентом являются рисунки теплообменников и их узлов в рекомендуемой литературе и электронном пособии.

Чертеж теплообменника должен выполняться на компьютере с помощью пакета Компас и соответствовать требованиям ЕСКД для машиностроительных чертежей. Он является чертежом общего вида, т.е. поясняет принцип работы, определяет конструкцию и взаимодействие основных деталей.

Должен быть вычерчен продольный разрез теплообменника, поперечный разрез (между сегментными перегородками), в масштабе 1:1 показаны узлы: крепления труб в трубной доске, крепления неподвижной трубной доски и крышки к корпусу, уплотнения подвижной трубной доски, уплотнение зазора между сегментной перегородкой и корпусом.

На чертеже указываются габаритные размеры, внутренний диаметр и длина корпуса между трубными досками, шаги установки трубок, расстояние между сегментными перегородками.

Под заголовком «Техническая характеристика» на свободном поле чертежа записываются основные характеристики теплообменника:

- тепловая мощность, кВт;
- площадь поверхности теплообмена, м²;
- расходы теплоносителей, кг/с;
- гидравлические сопротивления, кгс/см².

Размеры деталей должны соответствовать расчетным значениям. Детали, не рассчитываемые на прочность, вычерчиваются по конструктивным соображениям.

Все сборочные единицы, изображенные на чертеже, должны быть включены в спецификацию, которая может быть помещена либо на поле чертежа, либо вставлена в пояснительную записку после списка литературы.

1.5 Защита курсовой работы

Готовая курсовая работа (переплетенная и подписанная студентом записка, подписанный студентом чертеж и компакт-диск с файлами расчета в формате msd и файлом чертежа) сдаются на проверку преподавателю. После проверки работа может быть отдана студенту на исправление или допущена к защите (на титульном листе записки ставится виза «к защите»). Защита производится перед комиссией, назначенной заведующим кафедрой СДВС (руководитель проектирования входит в комиссию).

На защите студент выступает с кратким докладом (4 – 5 минут), в котором излагает содержание проделанной работы (последовательность изложения должна соответствовать содержанию пояснительной записки) и дает краткую характеристику спроектированного теплообменника. Затем студент отвечает на вопросы по всем разделам работы. Оценка за работу ставится с учетом качества ее выполнения (отмеченного в рецензии), доклада и ответов на вопросы (если качество выполнения работы низкое, то даже блестящие доклад и ответы на вопросы не позволяют поставить оценку выше «удовлетворительно»).

2 Тепловой расчет теплообменника

2.1 Тепловая мощность теплообменника

Тепловой поток от горячего теплоносителя к холодному, Вт, находится по уравнению

где Φ – тепловая мощность, Вт;

G_1 – расход горячего (греющего) теплоносителя, кг/с;

\bar{c}_{p1} – средняя изобарная удельная теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К). Считается для средней температуры по уравнению из Приложений 1- 3;

t_{11}, t_{12} – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, °С;

Φ_v – тепловой поток в окружающую среду (потери теплоты), Вт.

При наличии наружной тепловой изоляции теплообменника потери теплоты в окружающую среду обычно невелики, и в расчетах их можно не учитывать. Тогда тепловая мощность, Вт,

Температура холодного теплоносителя находится из уравнения теплового баланса

где G_2 – расход холодного (нагреваемого) теплоносителя, кг/с;

\bar{c}_{p2} – средняя изобарная удельная теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К);

t_{21}, t_{22} – начальная и конечная температуры холодного теплоносителя, °С.

Удельную теплоемкость \bar{c}_{p2} сначала считают для известной температуры t_{21} , а после расчета t_{22} – пересчитывают для средней температуры и вновь находят значение t_{22} . Когда разница в ответах будет меньше 0,1 °С, расчет температуры полагают законченным.

Произведения $G_1\bar{c}_{p1}$ и $G_2\bar{c}_{p2}$, представляющие собой средние изобарные теплоемкости масс теплоносителей, равных их массовым расходам, часто обозначают как

где W_1 - водяной эквивалент горячего теплоносителя, Дж/(с·К);

W_2 - водяной эквивалент холодного теплоносителя, Дж/(с·К).

В маслоохладителях отношение массового расхода воды к массовому расходу масла (кратность охлаждения) выбирается в пределах 1,6 ± 0,2.

2.2 Предварительное определение площади теплообмена

Необходимо для проектирования трубного пучка.

По статистическим данным выбираем коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

~ водоводяной теплообменник..... $k_{np} = 900 \div 2500$;

~ водомасляный теплообменник..... $k_{np} = 200 \div 1000$.

Среднелогарифмический температурный напор находим как для противотока

$$\Delta t_m = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \left(\frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right)}, \quad (2.6)$$

где t_{11} - температура горячего теплоносителя на входе;

t_{12} - температура горячего теплоносителя на выходе;

t_{21} - температура холодного теплоносителя на входе;

t_{22} - температура холодного теплоносителя на выходе.

Предварительное значение поверхности теплообмена, м²,

$$F_{np} = \frac{1000\Phi}{k_{np}\Delta t_m}, \quad (2.7)$$

где Φ - тепловая мощность теплообменника, кВт.

2.3 Выбор скорости теплоносителя в трубах и определение числа труб

Для получения более высокого коэффициента теплоотдачи, а также для уменьшения возможности осаждения на поверхностях трубок имеющих в теплоносителях мелких взвешенных частиц, в теплообменнике целесообразно осуществлять развитие турбулентное движение ($Re > 10000$). При используемых в судовых теплообменных аппаратах диаметрах трубок развитие турбулентное движение создается, например, для воды при скорости около 1 м/с.

Однако скорости теплоносителей, особенно морской воды, ограничиваются определенными пределами в зависимости от материала трубок (исходя из условий предотвращения явлений коррозии и эрозии, интенсивность которых растет с увеличением скоростей).

Если скорость одного из теплоносителей почему-либо не может быть увеличена, целесообразно увеличивать скорость второго теплоносителя до тех пор, пока отношение коэффициента теплоотдачи второго теплоносителя к коэффициенту теплоотдачи первого не превысит 4—5. Дальнейшее повышение скорости теплоносителя приведет к незначительному росту коэффициента теплопередачи.

Ориентировочные значения скорости теплоносителей, м/с:

маловязкая жидкость (вода, бензин и т.п.).....13

вязкая жидкость (масло, мазут, моторное топливо и т.п.).....0,5 1

Предварительно число трубок

$$N = \frac{Gz}{\rho w \frac{\pi d_2^2}{4}}, \quad (2.8)$$

где \tilde{G} расход жидкости, текущей внутри труб, кг/с;

\tilde{z} число ходов жидкости, текущей внутри труб;

$\tilde{\rho}$ плотность жидкости, текущей внутри труб, кг/м³;

\tilde{w} скорость жидкости, текущей внутри труб, м/с;

\tilde{d}_2 внутренний диаметр труб, м.

2.4 Выбор материалов основных деталей теплообменного аппарата

При выборе материалов учитывают назначение теплообменного аппарата и условия его работы, в основном характеризующиеся видом и параметрами теплоносителей.

Например, если одним из теплоносителей является морская вода, материал деталей и узлов, омываемых морской водой, следует выбирать из коррозионно-стойких материалов, к которым относятся цветные металлы и их сплавы. Детали и узлы, соприкасающиеся с менее агрессивными средами (пар, топливо, пресная вода), можно изготавливать из легированных или углеродистых сталей.

Теплообменные трубки. Для аппаратов, в которых одним из теплоносителей является морская вода, рекомендуется применять:

- при скорости воды до 5 м/с и температуре стенки трубы до 60 °С – трубки из мельхиора МНЖМц 30-1-1;
- при скорости воды до 2 м/с и температуре стенки до 50 °С – трубки из медно-никелевого сплава МНЖ 5-1;
- при скорости морской воды до 1,2 м/с допускается применение трубок из оловянистой латуни ЛО 70-1;
- при скорости морской воды до 0,9 м/с допускается применение трубок из меди МЗ или МЗС.

Приведенные значения скоростей являются максимальными расчетными скоростями. Скорости пресной воды в латунных и медных трубах могут быть повышены в среднем на 50 %.

Для теплоносителей «пар – конденсат», «пар – масло» со скоростью движения потока не более 1,8 м/с рекомендуется применять:

- трубки из латуни Л68 или нержавеющей стали (08Х21Н6М2Т, 08Х22Н6Т, 08Х14МФ).
- Для теплоносителей «жидкое топливо – пар», «жидкое топливо – конденсат» рекомендуется применять трубки из углеродистой стали (стали 10).

Максимально допустимая скорость пара (насыщенного и влажного) для всех материалов трубок не должна превышать 50 м/с, так как дальнейшее увеличение скорости приводит к эрозионному разрушению трубок.

Максимально допустимая скорость жидких теплоносителей для трубок из углеродистой и нержавеющей сталей определяется допустимыми значениями потерь напора теплоносителей в аппаратах.

Высоколегированные нержавеющие стали марок ОХ18Н10Т, Х18Н10Т обладают высокой коррозионной стойкостью в дистилляте,

паре, растворах солей (кроме хлоридов) и щелочей. В морской воде эти стали подвержены язвенной и щелевой коррозии и могут применяться только с протекторной защитой.

При высокой концентрации солей в теплоносителе (более 5 г/л) возможно применение титана марки ВТ1-0.

Максимально допустимые температуры теплоносителя для трубок из различных материалов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Максимальная допускаемая температура рабочей среды для трубок из различных материалов

Материал трубок	Максимальная допускаемая температура рабочей среды, °С
Мельхиор МНЖ Мц 30-1-1	350
Медноникелевый сплав МНЖ 5-1	350
Латунь ЛО 70-1, латунь Л68, медь МЗС	250
Стали: 10; X18H10T; OX18K10T	400

Корпус. Корпуса теплообменных аппаратов изготавливают из различных марок сталей и цветных сплавов. Для маслоохладителей и охладителей пресной воды, где исключается загрязнение масла или воды продуктами коррозии, корпуса выполняют из нержавеющей стали марок OX18H12T, OX18H10T или X18H10T.

В подогревателях топлива, воды и масла корпуса изготавливают из стали 20к или 15к; в аппаратах с плоскими трубками – из цветных сплавов Л062-1 и МНЖ5-1.

Крышки судовых охладителей и подогревателей по конструкции бывают литыми и штампованными. Литые крышки при омывании их морской водой с давлением более 1 МПа в большинстве случаев изготавливают из бронзы АМц 9-2л.

Крышки подогревателей топлива и пресной воды изготавливают из стали 20.

При омывании морской водой с давлением до 1 МПа крышки изготавливают штампованными из меди МЗС или медно-никелевого сплава МНЖ 5-1.

Трубные доски. Для аппаратов, одной из рабочих сред в которых является морская вода, в качестве материала для трубных досок применяется латунь марки ЛО62-1.

При малоагрессивных теплоносителях (пар, топливо) и в случае, если к ним не предъявляется особо жестких требований по чистоте, допускается выполнять трубные доски из углеродистых сталей.

Если к малоагрессивным теплоносителям предъявляются жесткие требования по чистоте, то в качестве материала для трубных досок принимается сталь марок 08Х14МФ, 10Х17Н13МЗТ, 0Х18Н10Т или Х18Н10Т.

Теплоизоляционные материалы должны иметь низкий коэффициент теплопроводности (менее 0,25 Вт/(м·К), малую плотность (менее 1500 кг/м³) и быть огнестойкими. Они не должны оказывать агрессивного воздействия на изолируемые металлические стенки.

Для теплоизоляции корпусов теплообменных аппаратов часто применяют ньювель, представляющий собой сыпучую смесь водного карбоната магния с распушенным асбестом.

Ньювель наносят в виде пасты, затворенной водой, или в сухом состоянии (в виде теплоизоляционных матрацев).

2.5 Разбивка трубок и некоторые конструктивные параметры трубного пучка

Компактность теплообменника, его эффективность и надежность зависят от наружного диаметра трубок d_1 и шага s_t , т. е. расстояния между осями соседних трубок, а также от расположения трубок в пучке (способа разбивки).

В судовых теплообменниках минимальный наружный диаметр трубок составляет 10 мм, поскольку трубки меньшего диаметра в процессе эксплуатации быстро засоряются.

Шаг трубок s_t обычно выбирают минимальным. Минимальное значение шага зависит от способа крепления трубок в трубной доске.

В современных судовых теплообменных аппаратах при развальцовке трубок в трубной доске шаг для трубок с наружным диаметром 10 мм принят 13,5 мм, для трубок диаметром 16 мм – шаг 21 мм.

Практикой изготовления теплообменной аппаратуры установлено, что минимально допустимое сечение мостика между двумя трубками

при наружном диаметре трубки 10 мм можно принять 3,5 мм, а при диаметре 16 мм размер мостика можно принять 5 мм.

Существуют следующие способы разбивки трубок: шахматная и частный ее случай треугольная (ромбическая); коридорная, и частный ее случай – квадратная; по concentрическим окружностям и радиальная.

Из перечисленных способов разбивки в судовых охладителях и подогревателях жидкостей отдают предпочтение треугольной разбивке, как наиболее компактной, так как в этом случае на единице площади трубной доски можно разместить наибольшее количество трубок и иметь в единице объема наибольшую поверхность теплообмена (рисунок 2.1).

На рисунках 2.2 и 2.3 показаны схемы расположения труб в пучках охладителей с перегородками типа «диск – кольцо» и сегментными.

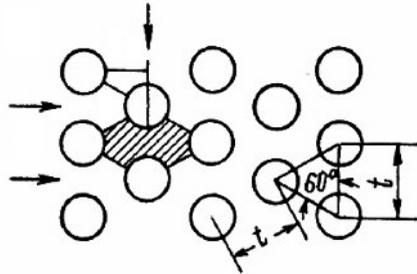


Рисунок 2.1 – Треугольная разбивка трубок

При разбивке трубок для аппаратов многоходовых по движению жидкости в трубном пространстве стремятся к равному количеству трубок в каждом ходе для обеспечения равномерного распределения скоростей в трубках. Это исключает возможность загрязнений внутренних поверхностей тех трубок, в которых скорости оказались бы низкими.

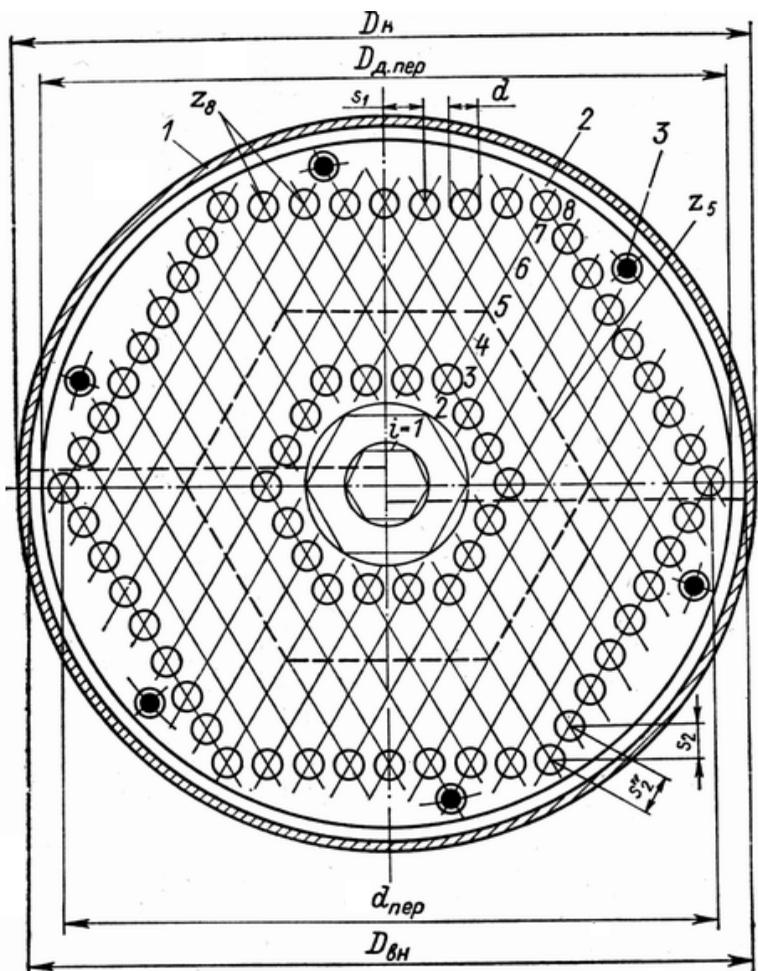


Рисунок 2.2 – Схема расположения труб в пучке охладителей с перегородками типа «диск – кольцо»:

1 – корпус; 2 – перегородка типа «диск»; 3 – дистанцирующие опоры перегородок

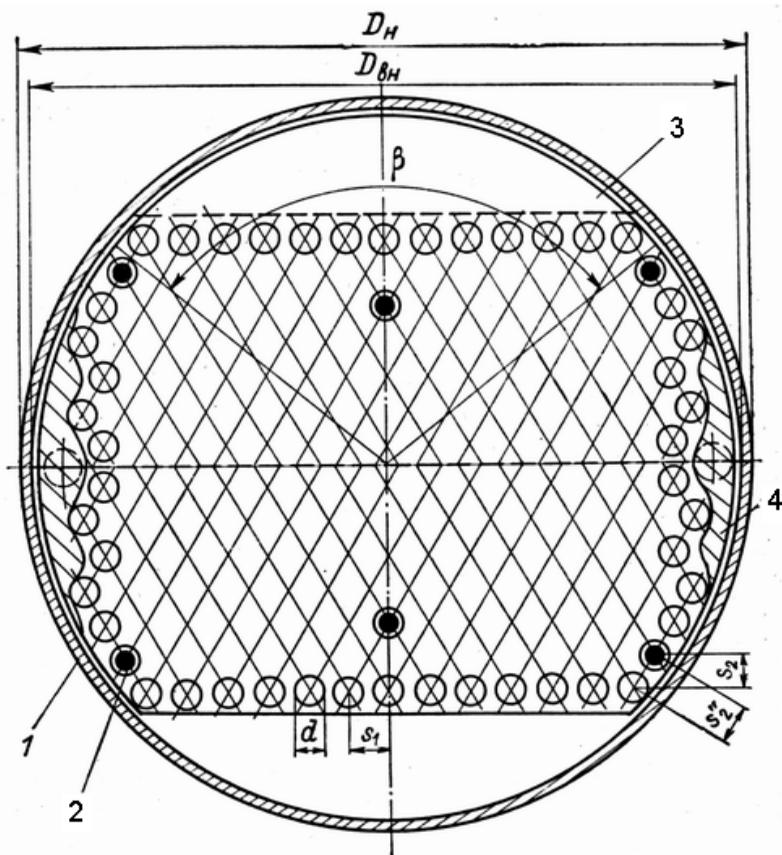


Рисунок 2.3 – Схема расположения труб в пучке охладителей с сегментными перегородками:

1 – корпус; 2 – дистанцирующие опоры перегородок; 3 – сегментная перегородка; 4 – уплотнение для устранения холостых протечек дисков

Коэффициент заполнения трубной доски. Установленные в теплообменных аппаратах продольные перегородки и технологические зазоры между крайними трубками и корпусом не позволяют полностью использовать площадь трубной доски для размещения трубок.

Отношение действительного количества трубок в пучке к числу трубок, которые можно разместить при полном использовании площади трубной доски, называется коэффициентом заполнения трубной доски. При выполнении тепловых расчетов в случае, когда еще нет чертежа разбивки трубок, коэффициент заполнения трубной доски предварительно определяют по конструкции, аналогичной рассчитываемой, а в дальнейшем уточняют при конструктивной разработке. Обычно коэффициент заполнения трубной доски $\eta_D = 0,85 \div 0,90$.

Диаметр окружности D_0 , в которую вписан трубный пучок, определяется в зависимости от способа размещения труб. Для выбора расчетной формулы числа трубок в пучке принимаем, что отношение

$$\frac{D_0}{s_t} = 1,28 \sqrt{\frac{N}{\eta_D}}, \quad (2.9)$$

где N – предварительное число трубок, найденное по формуле (2.8);

η_D – коэффициент заполнения трубной доски.

Пучки с размещением труб по вершинам равностороннего треугольника.

1 компоновка разбивка по сторонам шестиугольника (трубка в центре искомой окружности):

$$\text{при } \frac{D_0}{s_t} \leq 5,6 \quad N = 19 \left(0,2 \frac{D_0}{s_t} \right)^{1,97}, \quad (2.10)$$

$$\text{при } 5,6 < \frac{D_0}{s_t} \leq 8,9 \quad N = 19 + 9,24 \left(\frac{D_0}{s_t} - 5 \right), \quad (2.11)$$

$$\text{при } 9 \leq \frac{D_0}{s_t} \leq 13,2 \quad N = 61 + 18,75 \left(\frac{D_0}{s_t} - 9 \right), \quad (2.12)$$

$$\text{при } 13,2 < \frac{D_0}{s_t} \leq 15,8 \quad N = 151 + 24,5 \left(\frac{D_0}{s_t} - 13,5 \right), \quad (2.13)$$

$$\text{при } 15,8 < \frac{D_0}{s_t} \leq 20,5 \quad N = 212 + 32,05 \left(\frac{D_0}{s_t} - 16,1 \right), \quad (2.14)$$

$$\text{при } 20,5 < \frac{D_0}{s_t} \leq 26 \quad N = 367 + 40,7 \left(\frac{D_0}{s_t} - 21 \right), \quad (2.15)$$

где \tilde{D}_0 – диаметр окружности, в которую вписан трубный пучок, м;

\tilde{s}_t – шаг труб, м;

\tilde{N} – число трубок в пучке.

2 компоновка. Центр искомой окружности D_0 находится между двумя соседними трубками:

$$\text{при } \frac{D_0}{s_t} \leq 14,5 \quad N = 76 \left(0,1 \frac{D_0}{s_t} \right)^{2,175}, \quad (2.16)$$

$$\text{при } 14,5 < \frac{D_0}{s_t} \leq 18 \quad N = 208 + 28 \left(\frac{D_0}{s_t} - 16 \right), \quad (2.17)$$

$$\text{при } 18 < \frac{D_0}{s_t} \leq 21 \quad N = 298 + 32 \left(\frac{D_0}{s_t} - 19 \right), \quad (2.18)$$

$$\text{при } 21 < \frac{D_0}{s_t} \leq 26 \quad N = 364 + 40,8 \left(\frac{D_0}{s_t} - 21 \right). \quad (2.19)$$

3 компоновка. Центр искомой окружности D_0 находится на пересечении осевых линий трех центральных труб:

$$\text{при } \frac{D_0}{s_t} \leq 14,6 \quad N = 78 \left(0,1 \frac{D_0}{s_t} \right)^{2,06}, \quad (2.20)$$

$$\text{при } 15 \leq \frac{D_0}{s_t} \leq 20 \quad N = 176 + 31,2 \left(\frac{D_0}{s_t} - 15 \right), \quad (2.21)$$

$$\text{при } 20 < \frac{D_0}{s_i} \leq 26 \quad N = 339 + 39,3 \left(\frac{D_0}{s_i} - 20,218 \right). \quad (2.22)$$

Диаметр трубной доски определяется как сумма диаметра окружности, в которую вписан трубный пучок, с технологическими зазорами между крайними трубками и корпусом.

После определения числа труб в пучке и диаметра трубной доски необходимо выполнить чертеж расположения трубок, на основании которого число трубок и диаметр трубной доски устанавливаются окончательно.

2.6 Выбор основных конструктивных характеристик и размеров элементов теплообменников с перегородками типа «диск – кольцо»

В кожухотрубных теплообменниках с цилиндрическими корпусами, перегородками типа «диск – кольцо» и расположением труб в вершинах равносторонних треугольников трубный пучок приобретает форму шестигранника.

Диаметр окружности, в которую вписывается каждый шестиугольный ряд пучка труб, определяется по формуле

$$D_i = 2s_1 i, \quad (2.23)$$

где s_1 — шаг расположения труб по фронту потока (поперечный);

i — порядковый номер ряда от центра пучка.

Шаг расположения труб по глубине пучка (продольный) подсчитывается по формуле

$$s_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} s_1. \quad (2.24)$$

Минимальное значение s_1 выбирается из условия

$$s_{1\min} = d_1 + (3 \div 4) \delta, \quad (2.25)$$

где d_1 — наружный диаметр трубы, м;

$\delta = 0,001 \div 0,002$ — толщина стенки трубы, м.

Число шестиугольных рядов труб в пучке составляет

$$z = z_{пол} - z_u, \quad (2.26)$$

где $z_{пол}$ – полное число рядов труб в исходном пучке;

z_u – число рядов труб, удаленных из центра исходного пучка для создания отверстия для прохода жидкости через кольцевую перегородку.

Число труб в пучке при данной разбивке определится выражением

$$z = 3(z_{пол} - z_u)(z_{пол} + z_u + 1). \quad (2.27)$$

Число проходов между соседними трубами или число труб в i -ряду от центра

$$z_{np.i} = 6i. \quad (2.28)$$

Число проходов между соседними трубами среднего ряда пучка (число труб в среднем ряду) подсчитывается из выражения

$$z_{np} = 3(z_{пол} + z_u + 1). \quad (2.29)$$

Проходное сечение для жидкости в среднем ряду пучка труб длиной 1 м составляет

$$f_{0s} = f_0 z_{np}, \quad (2.30)$$

где f_0 – сечение для прохода жидкости между соседними трубами для участка длиной 1 м.

Проходное сечение для жидкости в среднем ряду

$$f_m = f_0 (s_{nep} - \delta_{nep}) z_{np}, \quad (2.31)$$

где s_{nep} и δ_{nep} – соответственно, расстояние между перегородками в пучке и толщина перегородок.

Толщину перегородок в зависимости от расстояния между ними и внутреннего диаметра корпуса D_{en} рекомендуется выбирать в соответствии с данными таблицы 2.2.

Площадь центрального шестиугольного отверстия в кольцевой перегородке подсчитывается по формуле

$$f_u = \frac{3\sqrt{3}}{2} (z_u + 1)^2 s_1^2 - \frac{\pi d^2}{4} (3z_u - 2). \quad (2.32)$$

Найденное значение f_u должно удовлетворять условию

$$6f_0(z_u + 1)(s_{nep} - \delta_{nep}) \leq f_u \leq f_m. \quad (2.33)$$

Таблица 2.2 – Рекомендации по выбору толщины перегородок типа «диск кольцо»

Диаметр корпуса $D_{вн}$, мм	Толщина перегородки, мм, при различных расстояниях между перегородками в пучке		
	до 150	до 300	до 450
150 ~ 350	3	4	5
350 ~ 700	4	5	8
700 ~ 1000	5	6	8

Рабочая (активная) длина труб определяется из выражения

$$l_0 = s_{nep} n_m - \delta_{nep}, \quad (2.34)$$

где n_m — число ходов жидкости в аппарате (четное).

Полная длина труб, включая участки, закрепленные в трубных досках, находится по формуле

$$L_{пол} = l_0 + 2\delta_D, \quad (2.35)$$

где δ_D — толщина трубной доски (определяется при прочностном расчете).

Увеличение $L_{пол}$ и уменьшение внутреннего диаметра труб d_2 ограничено возможностями сборки и механической очистки внутренней поверхности труб. Следует выбирать

$$\frac{L_{пол}}{d_2} = 100 \div 200.$$

Диаметры отверстий для труб в трубных досках, мм,

$$d_0 = d_n \left[1 + (0,016 \div 0,020) \right]. \quad (2.36)$$

Поверхность теплообмена пучка труб

$$F = F_0 z_T l_0, \quad (2.37)$$

где F_0 — площадь наружной поверхности трубы длиной 1 м.

Внутренний диаметр корпуса выбирается из условия

$$f_m \leq \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{д.пер}^2) \leq 6f_0 z_{пол} (s_{пер} - \delta_{пер}), \quad (2.38)$$

где $D_{д.пер}$ – диаметр дисковой перегородки, определяемый из выражения

$$D_{д.пер} = 2s_1 (z_{пол} + 1) - d_1. \quad (2.39)$$

В случае применения гладких труб или труб с наружным низким винтовым оребрением треугольного сечения внутренний диаметр корпуса $D_{вн}$ находится по формуле

$$D_{вн} = (7 \div 8) \sqrt{\frac{Gd_1}{\phi^{0,5}}}, \quad (2.40)$$

где G – расход жидкости, м³/с;

ϕ – коэффициент заполнения.

Корпуса охладителей могут изготавливаться из бесшовных труб, сварных труб и из обечаек, свальцованных из листового материала. При отсутствии уплотнений между наружными кромками кольцевых перегородок и корпусом внутренняя поверхность его для обеспечения зазоров между кольцевыми перегородками и корпусом, протачивается.

Диаметры отверстий для прохода труб в перегородках «диск – кольцо» выполняются равными, мм,

$$d_{пер} = d_1 [1 + (0,003 \div 0,004)]. \quad (2.41)$$

При наличии уплотнений проточки внутренней поверхности корпуса не требуется. В случае применения комбинированной перегородки, показанной на рисунке 2.4, общая ее толщина $\delta_{пер.y}$ увеличивается на толщину уплотнительного слоя

$$\delta_{пер.y} = \delta_{пер} + \delta_y, \quad (2.42)$$

где δ_y – толщина уплотняющего слоя пластика.

Значение δ_y приближенно рекомендуется выбирать равным $\delta_{пер}$.

Применение уплотнительного слоя позволяет увеличить диаметры отверстий для прохода труб в стальных листах комбинированной перегородки до значений, мм,

$$d_{nep} = d_1 [1 + (0,004 \div 0,007)]. \quad (2.43)$$

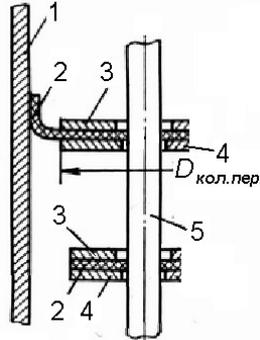


Рисунок 2.4 – Комбинированная перегородка, устраняющая холостые протечки масла:

1 – корпус; 2 – лист маслостойкого пластика; 3 – накладное кольцо; 4 – несущая часть перегородки; 5 – трубка пучка

Наружный диаметр стальной (несущей) части комбинированных кольцевых перегородок определяется соотношением

$$D_{кол.пер} = D_{вн} - (2,5 \div 3) \delta_y. \quad (2.44)$$

Диаметры отверстий для прохода труб через уплотнительные слои комбинированных перегородок рекомендуется выбирать равными

$$d_y = d_1 [1 + (0,002 \div 0,003)]. \quad (2.45)$$

Расчетный диаметр патрубков для масла определяется по формуле

$$D_{намп} = \sqrt{\frac{4G}{(1 \div 2) \pi}}. \quad (2.46)$$

Расчетный диаметр патрубков для воды определяется по формуле

$$D_{намп} = \sqrt{\frac{4G}{(1,5 \div 2) \pi}}. \quad (2.47)$$

Число ходов воды в трубном пучке аппарата по соображениям компоновки трубопроводов удобно принимать четным: $n_g = 2, 4, \dots$ и т.д.

Площадь сечения в водяных камерах аппарата для поворота потока $f_{к.в}$ рекомендуется выбирать из условия

$$\frac{f_6}{f_{к.в}} = 0,5 \div 1, \quad (2.48)$$

где

$$f_6 = \frac{z_T}{n_6} \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (2.49)$$

2.7 Выбор основных конструктивных характеристик и размеров элементов теплообменников с сегментными перегородками

Размещение и число труб в пучке с сегментными перегородками определяются на основе предварительной проработки их компоновки для заданных значений d_1 , s и $D_{вн}$.

При этом должно быть предусмотрено местное увеличение шага S_2 для размещения прокладок под перегородками между трубными досками, перегородками в водяных камерах и крышками камер для устранения холостых протечек воды.

В аппарате с сегментными перегородками необходимо также применение специальных уплотнительных элементов для предотвращения холостых протечек жидкости (масла) между крайними трубами пучка и корпусом.

Сечение для прохода жидкости при повороте из одного хода в другой ход определяется по формуле

$$f_{сегм} = \frac{D_{вн}^2}{8} \left[\frac{\pi}{180} \beta - \sin \left(\frac{\pi}{180} \beta \right) \right] - \frac{z' \pi d_1^2}{2 \cdot 4}, \quad (2.50)$$

где β – угол сектора, соответствующий хорде сегментной перегородки, проходящей через центры труб первого или последнего ряда труб пучка;

z' – число труб в первом или последнем ряду пучка по ходу потока масла.

Значение $f_{сегм}$ окончательно принимается из условия

$$f_{сегм} \approx f_m. \quad (2.51)$$

Значения $f_{0,m}$ и f_6 определяются путем арифметического усреднения при конструировании пучка труб. Отклонения f_6 по ходам не должны выходить за пределы $\pm 5\%$.

Шаг расположения труб по глубине пучка (продольный) подсчитывается по формуле

$$s_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} s_1. \quad (2.53)$$

где s_1 — шаг расположения труб по фронту потока (поперечный).

Минимальное значение s_1 выбирается из условия

$$s_{1\min} = d_n + (3 \div 4) \delta, \quad (2.54)$$

где d_n — наружный диаметр трубы, м;

$\delta = 0,001 \dots 0,002$ — толщина стенки трубы, м.

Проходное сечение для жидкости в среднем ряду пучка труб длиной 1 м составляет

$$f_{os} = f_o z_{np}, \quad (2.55)$$

где f_o — сечение для прохода жидкости между соседними трубами для участка длиной 1 м.

Проходное сечение для жидкости в среднем ряду

$$f_m = f_o (s_{nep} - \delta_{nep}) z_{np}, \quad (2.56)$$

где s_{nep} и δ_{nep} — соответственно расстояние между перегородками в пучке и толщина перегородок.

Толщину перегородок в зависимости от внутреннего диаметра корпуса $D_{вн}$ и расстояния между ними рекомендуется выбирать в соответствии с данными таблицы.

Таблица 2.3. Рекомендации по выбору толщины перегородок

Диаметр корпуса $D_{вн}$, мм	Толщина перегородки, мм, при различных расстояниях между перегородками в пучке		
	до 150	до 300	до 450
150 ~ 350	3	4	5
350 ~ 700	4	5	8
700 ~ 1000	5	6	8

Рабочая (активная) длина труб определяется из выражения

$$l_o = s_{пер} n_m - \delta_{пер}, \quad (2.57)$$

где n_m — число ходов жидкости в аппарате (четное).

Полная длина труб, включая участки, закрепленные в трубных досках, находится по формуле

$$L_{пол} = l_o + 2\delta_D, \quad (2.58)$$

где толщина трубной доски δ_D выбирается на основе прочностного расчета.

Увеличение $L_{пол}$ и уменьшение внутреннего диаметра труб $d_{вн}$ ограничено возможностями сборки и механической очистки внутренней поверхности труб. Значение $L_{пол}/d_{вн}$ следует выбирать в пределах 100 — 200.

Диаметры отверстий для труб в трубных досках рекомендуется принимать равными

$$d_0 = d_n [1 + (0,016 \div 0,020)]. \quad (2.59)$$

Поверхность теплообмена пучка труб

$$F = F_0 z_T l_0, \quad (2.60)$$

где F_0 — площадь наружной поверхности трубы длиной 1 м.

В случае применения гладких труб или труб с наружным низким винтовым оребрением треугольного сечения внутренний диаметр корпуса $D_{вн}$ находится по формуле

$$D_{вн} = (7 \div 8) \sqrt{\frac{G d_n}{\varphi^{0,5}}}, \quad (2.61)$$

где G — расход жидкости, м³/с;

φ — коэффициент заполнения.

Корпуса охладителей могут изготавливаться из бесшовных труб, сварных труб и из обечаек, свальцованных из листового материала.

При отсутствии уплотнений между наружными кромками кольцевых перегородок и корпусом внутренняя поверхность его для обеспечения зазоров между кольцевыми перегородками и корпусом, соответствующих допускам Н9/ф9, протачивается.

Диаметры отверстий для прохода труб в перегородках выполняются равными

$$d_{nep} = d_n \left[1 + (0,003 \div 0,004) \right]. \quad (2.62)$$

При наличии уплотнений проточки внутренней поверхности корпуса не требуется. В случае применения комбинированной перегородки, показанной на рис. 2.4, общая ее толщина $\delta_{nep.y}$ увеличивается на толщину уплотнительного слоя

$$\delta_{nep.y} = \delta_{nep} + \delta_y, \quad (2.63)$$

где δ_y – толщина уплотняющего слоя пластика. Значение δ_y приближенно рекомендуется выбирать равным δ_{nep} .

Применение уплотнительного слоя позволяет увеличить диаметры отверстий для прохода труб в стальных листах комбинированной перегородки до значений

$$d_{nep} = d_n \left[1 + (0,004 \div 0,007) \right]. \quad (2.64)$$

Наружный диаметр стальной (несущей) части комбинированных перегородок определяется соотношением

$$D_{кол.nep} = D_{вн} - (2,5 \div 3) \delta_y. \quad (2.65)$$

Диаметры отверстий для прохода труб через уплотнительные слои комбинированных перегородок рекомендуется выбирать равными

$$d_y = d_n \left[1 + (0,002 \div 0,003) \right]. \quad (2.66)$$

Расчетный диаметр патрубков для масла определяется по формуле

$$D_{namp} = \sqrt{\frac{4G}{(1 \div 2) \pi}}. \quad (2.67)$$

Расчетный диаметр патрубков для воды определяется по формуле

$$D_{namp} = \sqrt{\frac{4G}{(1,5 \div 2) \pi}}. \quad (2.68)$$

Число ходов воды в трубном пучке аппарата по соображениям компоновки трубопроводов удобно принимать четным, $n_g = 2; 4; \dots$

Площадь сечения в водяных камерах аппарата для поворота потока $f_{к.в}$ рекомендуется выбирать из условия

$$\frac{f_g}{f_{к.г}} = 0,5 \div 1, \quad (2.69)$$

где

$$f_g = \frac{z_T}{n_g} \frac{\pi d_{вн}^2}{4}. \quad (2.70)$$

2.8 Режим течения в трубах

Определяется по значению числа Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{wd}{\nu}, \quad (2.71)$$

где w – средняя скорость жидкости в трубе, м/с;

d – внутренний диаметр трубы, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Индекс "f" означает, что в формуле в качестве определяющей температуры принята средняя температура жидкости t_f .

Если $Re < 2300$, то движение жидкости ламинарное.

Переходный режим движения жидкости наблюдается в диапазоне чисел Рейнольдса и произведении числа Грасгофа на число Прандтля $2300 < Re < 10000$, $Gr Pr < 8 \cdot 10^5$.

Для переходного режима надежные экспериментальные данные для расчета коэффициента теплоотдачи отсутствуют. Поэтому проектировать теплообменники с переходным режимом движения жидкости не рекомендуется.

Развитый турбулентный режим движения жидкости наблюдается при $Re > 10000$.

Число Прандтля (его значения обычно приводятся в таблицах свойств жидкостей) при необходимости вычисляют по уравнению

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{a_f}, \quad (2.72)$$

Число Грасгофа

$$Gr_f = \frac{gd^3}{\nu_f^2} \beta |t_f - t_w|. \quad (2.73)$$

Приняты обозначения:

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К);

a – коэффициент температуропроводности жидкости, м²/с;

β – коэффициент линейного расширения жидкости, 1/К;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Индекс "w" означает, что число подобия вычисляется при температуре стенки t_w .

2.9 Теплоотдача при течении в трубах пучка

Ламинарное движение жидкости (Re < 2300). Рекомендуется использовать формулу [26]

$$\text{Nu}_f = 0,17 \text{Re}_f^{0,33} \text{Pr}_f^{0,43} \text{Gr}_f^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.74)$$

где в качестве определяющей температуры (индекс "f") принята средняя температура жидкости t_f , а в качестве определяющего размера – эквивалентный диаметр (для круглой трубы равен ее диаметру d). Индекс "w" означает, что число подобия вычисляется при температуре стенки t_w .

Числа подобия выражаются через размерные величины:

– число Нуссельта

$$\text{Nu}_f = \frac{\alpha d}{\lambda_f},$$

– число Рейнольдса

$$\text{Re}_f = \frac{wd}{v_f},$$

– число Прандтля (его значения обычно приводятся в таблицах свойств жидкостей)

$$\text{Pr}_f = \frac{v_f}{a_f},$$

– число Грасгофа

$$\text{Gr}_f = \frac{gd^3}{\nu_f^2} \beta |t_f - t_w|.$$

Приняты обозначения:

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

w – средняя скорость жидкости в трубе, м/с;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К);

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с;

a – коэффициент температуропроводности жидкости, м²/с;

β – коэффициент линейного расширения жидкости, 1/К;

g – ускорение свободного падения, м/с².

$$\text{Если } \text{Gr}_f \text{Pr}_f < 8 \cdot 10^5, \quad \text{Re}_f \text{Pr}_f \frac{d}{L} \geq 20,$$

где L – длина трубки, м;

то для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать формулу [20]

$$\text{Nu}_f = 1,55 \left(\text{Re}_f \text{Pr}_f \frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14}. \quad (2.75)$$

Переходный режим движения жидкости наблюдается в диапазоне $2300 < \text{Re} < 10000$, $\text{Gr Pr} < 8 \cdot 10^5$. Он характеризуется неустойчивой во времени структурой потока. Имеется ряд рекомендаций для приближенного расчета коэффициентов теплоотдачи, но ни одна из них не является универсальной. Можно пользоваться приближенной формулой [1]

$$\begin{aligned} \text{Nu}_f = & (-9,332 + 5,801 \cdot 10^{-3} \text{Re}_f - \\ & - 1,5564 \cdot 10^{-7} \text{Re}_f^2) \text{Pr}_f^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \end{aligned} \quad (2.76)$$

справедливой в диапазоне чисел Рейнольдса от 2300 до 10000.

Для переходного режима движения жидкости в диапазоне $\text{Re} < 3500$, $\text{Gr Pr} > 8 \cdot 10^5$, $20 \leq \text{Re Pr} \frac{d}{L} \leq 120$ коэффициент тепло-

отдачи в горизонтально расположенных трубах рассчитывается по формуле [20]

$$\begin{aligned} \text{Nu}_f = 0,8 \left(\text{Re}_f \text{Pr}_f \frac{d}{L} \right)^{0,4} \times \\ \times \left(\text{Gr}_f \text{Pr}_f \right)^{0,1} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14}. \end{aligned} \quad (2.77)$$

Для переходного режима движения жидкости в диапазоне $\text{Re} > 3500$, $\text{Gr Pr} > 8 \cdot 10^5$ коэффициент теплоотдачи в горизонтально расположенных трубах рассчитывается по формуле [20]

$$\text{Nu}_f = 0,022 \text{Re}_f^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^n, \quad (2.78)$$

где $n = 0,11$ – при нагревании;

$n = 0,25$ – при охлаждении.

для переходного режима движения жидкости в диапазоне $250 < \text{Re} < 10000$, $\text{Gr Pr} > 8 \cdot 10^5$ коэффициент теплоотдачи в вертикально расположенных трубах при несовпадении свободной и вынужденной конвекции (движение жидкости в вертикальной трубе снизу вверх при охлаждении и сверху вниз при нагревании) рассчитывается по формуле [20]

$$\text{Nu}_f = 0,037 \text{Re}_f^{0,75} \text{Pr}_f^{0,4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^n, \quad (2.79)$$

где $n = 0,11$ - при нагревании;

$n = 0,25$ - при охлаждении.

При совпадении свободной и вынужденной конвекции (движение жидкости в вертикальной трубе снизу вверх при нагревании и сверху вниз при охлаждении) коэффициенты теплоотдачи значительно ниже коэффициентов теплоотдачи при горизонтальном расположении труб и при вертикальном расположении с несовпадающими направлениями свободной и вынужденной конвекции. Поэтому применять такую схему движения теплоносителя не рекомендуется и расчетная формула не приводится.

Развитый турбулентный режим движения жидкости ($Re > 10000$). Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле М.А. Михеева [1]

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (2.80)$$

справедливой при значениях $10^4 < Re_f < 5 \cdot 10^6$, $0,6 < Pr < 2500$.

В формуле в качестве определяющей температуры (индекс "f") принята средняя температура жидкости t_f , а в качестве определяющего размера – эквивалентный диаметр (для круглой трубы равен ее диаметру d). Индекс "w" означает, что число подобия вычисляется при температуре стенки t_w .

2.10 Средняя скорость потока в межтрубном пространстве

Скорость потока в межтрубном пространстве определяется по усредненной площади для прохода жидкости между сегментными перегородками и площади сегментного выреза, т.е.

$$f = \frac{f_1 + f_2}{2}, \quad (2.81)$$

где f_1 – площадь для прохода жидкости между перегородками, m^2 :

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m}{2n_0} y \right) h, \quad (2.82)$$

где y_0 – расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение для трубок, расположенных между кромками соседних перегородок, м;

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

n_0 – число рядов трубок, расположенных между кромками перегородок;

h – расстояние между перегородками;

f_2 – площадь для прохода жидкости в вырезе перегородки (см. также формулу (2.51)), m^2 :

$$f_2 = \frac{D_{\text{вн}}^2}{8} \left[\frac{\pi}{180} \varphi_c - \sin \left(\frac{\pi}{180} \varphi_c \right) \right] - \frac{\pi}{4} d_1^2 N_c, \quad (2.83) \text{ где } D_{\text{вн}} -$$

внутренний диаметр корпуса, м;

φ_c – центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке, град.;

d_1 – наружный диаметр трубок, м; N_c – число трубок в сегментном вырезе перегородки. Необходимо, чтобы площади для прохода жидкости между перегородками и в вырезе перегородки были примерно равными. При большой разности площадей следует изменить расстояние между перегородками или перенести срез перегородки.

Средняя скорость жидкости в межтрубном пространстве, м/с:

$$w = \frac{G}{f \rho}, \quad (2.84)$$

где G – расход жидкости в межтрубном пространстве, кг/с;

ρ – средняя плотность жидкости, протекающей в межтрубном пространстве, кг/м³.

2.11 Теплоотдача при поперечном обтекании трубных пучков

Наиболее точные результаты по расчету коэффициента теплоотдачи получаются при использовании зависимостей, найденных для теплообменников, подобных проектируемому. Приведем ряд таких формул.

Гладкотрубные маслоохладители завода "Красный гидропресс" с перегородками "диск - кольцо". Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам в определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = k_z \text{Re}_f^{0,59} \text{Pr}_f^{0,45} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,20}, \quad (2.85)$$

где $k_z = 0,159$ – маслоохладители типа МБ-20-30 (уменьшенные зазоры);

$k_z = 0,141$ – маслоохладители типа МБ-20-30, МБ-40-60 и МБ-63-90.

Характерный линейный размер – наружный диаметр трубки; характерная скорость – скорость масла в среднем расчетном сечении трубного пучка; физические свойства масла – при его средней температуре в аппарате.

Гладкотрубные маслоохладители Харьковского турбинного завода с перегородками "диск - кольцо". Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = 0,51 \text{Re}_f^{0,55} \text{Pr}_f^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,20}, \quad (2.86)$$

Гладкотрубные маслоохладители Калужского турбинного завода с перегородками "диск - кольцо". Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = 0,37 \text{Re}_f^{0,57} \text{Pr}_f^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,125}, \quad (2.87)$$

где $\text{Re}_f = 16 \div 750$, $\text{Pr}_f = 275 \div 1050$, $\text{Pr}_f / \text{Pr}_w = 0,23 \div 0,83$.

Гладкотрубные маслоохладители Уральского турбомоторного завода с сегментными перегородками. Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = 0,116 \text{Re}_f^{0,715} \text{Pr}_f^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.88)$$

где $\text{Re}_f = 275 \div 1010$.

Гладкотрубные маслоохладители Невского машиностроительного завода с перегородками "диск - кольцо". Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = 0,3 \text{Re}_f^{0,52} \text{Pr}_f^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,14}, \quad (2.89)$$

Гладкотрубные маслоохладители Невского машиностроительного завода с перегородками "диск - кольцо". Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам определяется формулой [2]:

$$\text{Nu}_f = 0,21 \text{Re}_f^{0,58} \text{Pr}_f^{0,38} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,14}, \quad (2.90)$$

где $\text{Re}_f = 300 \div 750$, $\text{Pr}_f = 250 \div 400$.

Если экспериментальных формул для прототипа нет, то используются обычные зависимости, полученные для пучков труб.

Шахматный пучок [10]

$$\text{При } \text{Re}_f < 10^3 \quad \text{Nu}_f = 0,6 \text{Re}_f^{0,5} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.91)$$

При $\text{Re}_f = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ и $s_1/s_2 < 2$:

$$\text{Nu}_f = 0,35 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0,2} \text{Re}_f^{0,6} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.92)$$

При $\text{Re}_f = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ и $s_1/s_2 > 2$:

$$\text{Nu}_f = 0,4 \text{Re}_f^{0,6} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.93)$$

$$\text{При } \text{Re}_f > 2 \cdot 10^5 \quad \text{Nu}_f = 0,021 \text{Re}_f^{0,84} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.94)$$

Коридорный пучок [10]:

$$\text{При } \text{Re}_f < 10^3 \quad \text{Nu}_f = 0,52 \text{Re}_f^{0,5} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.95)$$

При $\text{Re}_f = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$:

$$\text{Nu}_f = 0,27 \text{Re}_f^{0,63} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad (2.96)$$

$$\text{При } \text{Re}_f > 2 \cdot 10^5 \quad \text{Nu}_f = 0,02 \text{Re}_f^{0,84} \text{Pr}_f^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}. \quad (2.97)$$

В формулах (2.91) – (2.97) определяющий размер – наружный диаметр трубы; определяющая температура – средняя температура потока. Расчетную скорость определяют в сжатом сечении пучка.

В книге [2] для расчета среднего значения коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°С), от масла в пучке гладких труб с поперечным или близким к нему характером омывания рекомендуется зависимость

$$\alpha = \frac{\lambda_f}{d_1} 0,354 \left(\frac{wd_1}{v_f} \right)^{0,6} \text{Pr}_f^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_1} \right)^{-\frac{1}{6}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} C_z, \quad (2.97a)$$

где λ_f – коэффициент теплопроводности масла, Вт/(м·°С);

- скорость масла в расчетном сечении пучка, м/с;
- наружный диаметр трубки, м;
- число Прандтля для масла при средней температуре масла;
- шаг труб в направлении движения потока масла, м;
- коэффициент динамической вязкости масла при средней температуре масла, Па·с;
- коэффициент динамической вязкости масла при температуре стенки трубки, Па·с;
- коэффициент, учитывающий конструктивные особенности пучка труб и степень турбулизации потока, определяемый зависимостью: (2.97b) где z – число рядов труб, пересекаемых потоком масла;

– шаг труб в направлении движения потока масла, м. В книге [1] приведена формула для расчета коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании водой шахматного пучка (зависимость предложена М.А. Кичигиным и Г.Н. Костенко)

$$\text{Nu}_f = 0,25 \varepsilon_\varphi \text{Re}_f^{0,6} \text{Pr}_f^{0,3}, \quad (2.98)$$

где ε_φ – коэффициент, учитывающий угол набегания потока на трубу и определяемый зависимостью:

$$\varepsilon_\varphi = 1,137 - 0,74 \cdot 10^{-3} \varphi - \frac{534}{\varphi^2}, \quad (2.99) \text{Формула (2.98)}$$

справедлива для значений $\text{Re}_f = 5 \cdot 10^3 \div 70 \cdot 10^3$.

В формуле (2.98) за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер – наружный диаметр трубок.

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C), при обтекании маслом пучка трубок в кожухотрубном теплообменнике с сегментными перегородками рекомендуется определять по формуле В.М. Раама [1]

$$\alpha = 1,163 \cdot 550 \sqrt{\frac{w}{s_t - d_2}} (1 + 0,006 t_m) \eta_\phi, \quad (2.100)$$

где w – скорость масла, м/с;

s_t – шаг расположения трубок, мм;

d_2 – наружный диаметр трубок, мм;

t_m – средняя температура масла, °C;

η_ϕ – поправочный коэффициент, принимаемый:

$\eta_\phi = 1,25$ – для пучков труб диаметром 16×1 мм (шаг разбивки труб по треугольнику $s_t = 21$ мм);

$\eta_\phi = 1,3$ – для пучков труб диаметром 10×1 мм (шаг разбивки труб по треугольнику $s_t = 13,5$ мм).

В книге [20] коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C), при поперечном омывании трубок турбинным маслом рекомендуется определять по формуле

$$\alpha = 1,163 \frac{3,51}{v^{0,405}} 440 w^{0,48}, \quad (2.101)$$

где w – скорость масла, м/с;

v – коэффициент кинематической вязкости масла при 50 °C, сСт.

2.12 Коэффициент теплопередачи

При работе с большинством жидкостей на поверхности теплообмена постепенно происходит отложение пленки загрязнений. Этими отложениями могут быть ржавчина, осадки, кокс и многие другие вещества. Термическое сопротивление загрязнений, R_s , (м²·K)/Вт, при работе с некоторыми средами:

Вода техническая	0,00023
Вода речная.....	0,00017
Вода морская ниже 52 °C	0,00009

Вода морская выше 52 °С	0,0002
Нефтепродукты чистые	0,00020
Бензин, керосин	0,00010
Мазут	0,00050
Масло трансформаторное	0,00015
Масло смазочное.....	0,0042

В практике расчетов судовых охладителей и подогревателей жидкостей коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), определяют для цилиндрической стенки при отнесении к наружному диаметру трубок (с учетом загрязнений):

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{s1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right) + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2}}, \quad (2.102)$$

где d_1 – наружный диаметр трубы, м;

d_2 – внутренний диаметр трубы, м ;

R_{s1} – удельное термическое сопротивление загрязнения наружной поверхности трубы, (м²·К)/Вт;

R_{s2} – удельное термическое сопротивление загрязнения внутренней поверхности трубы, (м²·К)/Вт;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к наружной поверхности трубки, Вт/(м²·К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубки, Вт/(м²·К); – коэффициент теплопроводности материала трубки, Вт/(м·К). Когда коэффициент теплопередачи определяют без учета загрязнений, то поверхность теплообмена увеличивают в 1,18 – 1,33 раза.

Если значение среднего коэффициента теплопередачи через цилиндрическую стенку умножить на соответствующий периметр трубы, то мы получим выражение для коэффициента теплопередачи на единицу длины трубы, Вт/(м·К):

$$k_{mL} = k_m \pi d_1 = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{R_{s1}}{d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_1}{d_2} \right) + \frac{R_{s2}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (2.103)$$

2.13 Температурный напор

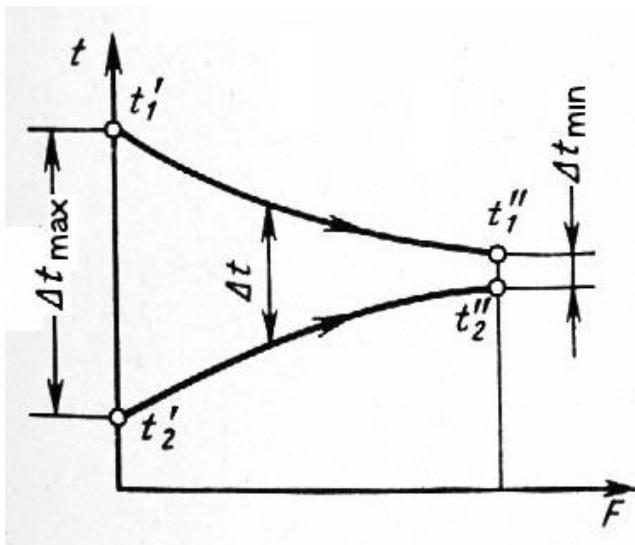


Рисунок 2.5 – Изменение температуры теплоносителей при прямоточном движении

Средний логарифмический температурный напор в зависимости от схемы движения теплоносителей определяют по следующим формулам: для прямотока

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''} \right)} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)}, \quad (2.104)$$

где t_1' – температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник, $^{\circ}\text{C}$;

t_1'' – температура горячего теплоносителя на выходе из теплообменника, $^{\circ}\text{C}$;

t_2' – температура холодного теплоносителя на входе в теплообменник, $^{\circ}\text{C}$;

t_2'' – температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменника, $^{\circ}\text{C}$.

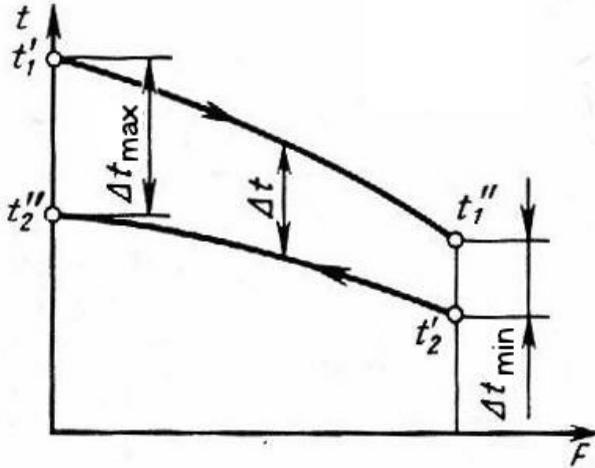


Рисунок 2.6 – Изменение температуры теплоносителей при противоточном движении

для противотока

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln\left(\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}\right)} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)}, \quad (2.105)$$

где t_1' – температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник, $^{\circ}\text{C}$;

t_1'' – температура горячего теплоносителя на выходе из теплообменника, °С;

t_2' – температура холодного теплоносителя на входе в теплообменник, °С;

t_2'' – температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменника, °С.

При расчете среднего логарифмического температурного напора для сложного течения теплоносителей (смешанного, перекрестного и т.д.) в формулу (2.104) вводится поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$:

$$\Delta t_m = \varepsilon_{\Delta t} \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''} \right)}. \quad (2.106)$$

Поправочный коэффициент учитывает особенности принятой схемы движения теплоносителей и является функцией входной и выходной температуры потоков. Параметры, от которых зависит поправочный коэффициент, рассчитываются по формулам:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\Delta t_{\min}}{t_1' - t_2'}, \quad (2.107)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}, \quad (2.108) \text{ При параллельно-}$$

смешанном токе в формулах (2.107) и (2.108) второй считается среда с меньшим перепадом температур, что позволяет ограничиваться значениями $R \geq 1$.

Теплообменники с перекрестным током различаются по условиям перемешивания каждой из теплообменивающихся сред в пределах ходов и между ними (под перемешиванием в пределах хода понимается перемешивание среды в направлении, параллельном направлению движения второй среды); при многократно перекрестном токе должны также учитываться: число ходов, общая схема взаимного движения обеих сред – противоток или прямоток – и схема соединения ходов.

Общий противоток при многократно перекрестном токе соответствует такой схеме взаимного движения сред, при которой греющая среда

встречает сначала последний ход обогреваемой среды, а в конце – первый. Общий прямоток – наоборот.

Условия перемешивания каждой из сред в пределах ходов между ними сказываются на значении температурного напора при одно- и двукратно перекрестном токе; всякое перемешивание в пределах ходов снижает поправочный коэффициент, перемешивание между ходами его увеличивает. При увеличении числа ходов влияние условий перемешивания на поправочный коэффициент заметно ослабевает.

В общем случае уже при трех ходах поправочный коэффициент для теплообменников с перекрестным током близок к единице, и при числе ходов больше трех поправка на перекрестный ток не учитывается.

Однако при высоких степенях нагрева P , когда $PR \rightarrow 1$, и значениях параметра R , близких к единице, поправочный коэффициент в формуле (2.106) для теплообменников с числом ходов много больше трех может заметно отличаться от единицы.

Для определения значения поправочного коэффициента используются графики вида $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, которые получены для каждой изученной схемы тока и приведены в литературе (см., например [1], [2], [21]). Поскольку определение коэффициента по графикам при использовании компьютера неудобно, то для расчета среднего температурного напора в теплообменниках со смешанной схемой тока предложено уравнение [4]:

$$\Delta t_m = \frac{Z_t (t_1' - t_2'') PR}{\ln \left\{ \frac{2 - PR [(A+1) - Z_t]}{2 - PR [(A+1) + Z_t]} \right\}}, \quad (2.109)$$

где Z_t – коэффициент, учитывающий эффективность нагрева. Определяется по формуле:

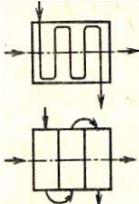
$$Z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_3 A}, \quad (2.110)$$

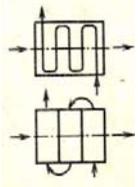
где p_3 – индекс противоточности, учитывающий эффективность переноса теплоты в рассматриваемой схеме тока. Определяется по таблице 2.4;

A – функция полных теплоемкостей массовых расходов теплоносителей:

(2.111) Если хотя бы один из параметров (A, P, R, Z_i) равен нулю, то средний температурный напор определяется по формулам (2.104) или (2.105).

Таблица 2.4 – Значения индекса противоточности при схемах многократного перекрестного тока

Характеристика	Схема	Направление движения теплоносителей	Индекс противоточности
Прямоточное включение ходов: оба теплоносителя идеально перемешаны		Однонаправленное	
$n_x = 2$			0,124
$n_x = 3$			0,055
$n_x = 4$			0,032
$n_x = 5$			0,020
$n_x = 6$			0,014
$n_x = 7$			0,010
Прямоточное включение ходов: не перемешан греющий теплоноситель		Однонаправленное	
$n_x = 2$			0,127
$n_x = 3$			0,056
$n_x = 4$			0,032
$n_x = 5$			0,020
$n_x = 6$			0,014
$n_x = 7$			0,010
Прямоточное включение хо-		Однонаправ-	

дов: не переме- шан нагревае- мый теплоноси- тель			
$n_x = 2$			0,126
$n_x = 3$			0,056
$n_x = 4$			0,032
$n_x = 5$			0,020
$n_x = 6$			0,014
$n_x = 7$			0,010
Противоточное включение хо- дов: оба тепло- носителя иде- ально переме- шаны		Противо- положно на- правленное	
$n_x = 2$			0,876
$n_x = 3$			0,946
$n_x = 4$			0,970
$n_x = 5$			0,981
$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,990
Противоточное включение хо- дов: не переме- шан греющий теплоноситель		Противо- положно на- правленное	
$n_x = 2$			0,881
$n_x = 3$			0,949
$n_x = 4$			0,971
$n_x = 5$			0,982
$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,991

Противоточное включение ходов: не перемешан нагреваемый теплоноситель		Противоположно направленное	
$n_x = 2$			0,882
$n_x = 3$			0,949
$n_x = 4$			0,972
$n_x = 5$			0,982
$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,991

При числе ходов больше семи в противоточных схемах индекс противоточности следует принимать равным единице.

2.14 Поверхность теплообмена

Расчетная поверхность теплообмена, м²:

$$F_0 = \frac{1000\Phi}{k_m \Delta t_m}, \quad (2.112)$$

где Φ – тепловая мощность теплообменника, кВт;

k_m – средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt_m – средний температурный напор, К. Расчетная рабочая (активная) длина труб пучка, м:

$$L_0 = \frac{F_0}{N \pi d_1}, \quad (2.113)$$

где N – число труб в пучке;

d_1 – наружный диаметр трубы, м. Если используется линейный коэффициент теплопередачи, то находится расчетная рабочая (активная) длина труб пучка, м:

$$L_0 = \frac{1000\Phi}{k_{mL} \Delta t_m}, \quad (2.114)$$

Длина трубы между трубными досками, м:

$$L_{mp} = L_0 + \delta_{пер} (n_x - 1), \quad (2.115)$$

где $\delta_{пер}$ – толщина перегородки, м;

n_x – число ходов среды. Длина трубы, найденная по формуле (2.115), увеличивается на коэффициент запаса (1,1 - 1,2) и округляется (последняя цифра 0 или 5).

3 Гидравлический расчет теплообменника

3.1 Гидравлическое сопротивление внутритрубной полости

Определяется потерями давления на трение и потерей давления на преодоление местных сопротивлений, которые встречаются по пути движения потока во внутритрубной полости (поворотами, сужениями и расширениями и т. д.).

Гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя за счет трения о стенки труб, Па, определяются по формуле:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{L_n}{d_2} \frac{\rho w^2}{2} z, \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

L_n – полная длина трубы пучка, м; ρ – плотность теплоносителя, движущегося в трубах, кг/м³; w – скорость течения теплоносителя в трубе, м/с; z – число ходов теплоносителя в трубах; d_2 – внутренний диаметр трубы, м. Коэффициент сопротивления трения для неизотермического потока рассчитывается в зависимости от режима течения:

Ламинарное движение потока ($Re < 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (3.2)$$

где Re – число Рейнольдса.

Турбулентное течение ($Re > 2300$) в гидравлически гладких трубах:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (3.3)$$

Турбулентное течение ($\text{Re} > 2300$) в гидравлически шероховатых трубах:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right], \quad (3.4)$$

где ε – относительная шероховатость (отношение средней высоты выступов на стенках трубы к ее диаметру):

$$\varepsilon = \frac{e}{d_2}. \quad (3.5)$$

Средние значения шероховатости e стенок труб, мм:

трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии.....	0,2
алюминиевые технически гладкие трубы.....	0,015 – 0,06
чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди.....	0,0015 – 0,01

Потери давления на местных сопротивлениях находятся по формуле

$$\Delta p_{m.c} = \sum \zeta_i \frac{\rho w_i^2}{2}, \quad (3.6)$$

где ζ_i – коэффициент i -го местного сопротивления (значения берутся из таблиц);

w_i – скорость потока на входе в i -ое местное сопротивление,

м/с. Значения коэффициентов местных сопротивлений в охладителях и подогревателях жидкостей:

Входная и выходная камера.....	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка в другой.....	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено.....	2,0
Поворот на 180° около перегородки в межтрубном пространстве.....	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке.....	0,5

Огибание перегородок, поддерживающих трубки.....	0,5
Вход в межтрубное пространство.....	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него.....	1,0
Поперечное омывание трубок в межтрубном пространстве (n_0 – число рядов трубок, омываемых поперечным потоком).....	$3n_0/Re^{0,5}$

3.2 Гидравлическое сопротивление межтрубной полости

Гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника с сегментными перегородками, Па, определяются по формуле:

$$\Delta p_{mtr} = \rho w^2 \left[Eu_p zn + (n-1) \left(\frac{f_m}{f_{сегм}} \right)^2 \frac{\zeta_{сегм}}{2} + \left(\frac{f_m}{f_{nm}} \right)^2 \frac{\zeta_{nm}}{2} \right], \quad (3.7)$$

где ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³;

w – средняя скорость теплоносителя в межтрубном пространстве, м/с; Eu_p – число Эйлера для одного ряда труб; z – число рядов труб, пересекаемых потоком теплоносителя в одном ходе (между перегородками и в сегментном вырезе); n – число ходов теплоносителя в межтрубном пространстве; f_m – сечение для прохода теплоносителя через средний ряд пучка (посередине между центром и крайним рядом пучка), м²; $f_{сегм}$ – площадь сегментного выреза в перегородке для прохода теплоносителя, м²; $\zeta_{сегм}$ – коэффициент гидравлического сопротивления поворота потока на 180° в сегментном вырезе перегородки. Принимается $\zeta_{сегм} = 2 \div 2,5$.

f_{nm} – площадь сечения патрубка для входа (выхода) теплоносителя в межтрубное пространство, м²; ζ_{nm} – коэффициент гидравлического сопротивления патрубка. Принимается $\zeta_{nm} = 1,55$.

Число Эйлера для одного ряда труб

$$Eu_p = \frac{\Delta p_1}{\rho w^2}, \quad (3.8)$$

где Δp_1 – гидравлическое сопротивление одного ряда гладких труб, обтекаемых снаружи поперечным (или близким к нему) потоком, Па:

$$\Delta p_1 = \rho w^2 \left[\frac{230}{\left(\frac{wd_1}{v}\right)^{1,2}} + \frac{0,67}{\left(\frac{wd_1}{v}\right)^{0,15}} \right] \left(\frac{d_1}{d_{экс}}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{-0,14} \varepsilon_{\Delta p},$$

(3.9) где $d_{экс}$ – эквивалентный (гидравлический) диаметр расчетного сечения трубного пучка:

$$d_{экс} = \frac{4f_m}{\Pi_m}, \quad (3.10) \text{ где сечение}$$

для прохода теплоносителя через средний (i -й) ряд пучка (посередине между центром и крайним рядом пучка), m^2 :

$$f_m = (z_i - 1) [2(s_1 - d_1) + 4(s_2'' - d_1)] h, \quad (3.11)$$

где z_i – число труб на одной стороне шестиугольника в среднем (i -ом)

ряду; s_1 – шаг труб в направлении, перпендикулярном потоку,

s_2'' – шаг труб вдоль стороны шестиугольника, перпенди-

кулярной потоку, м; h – расстояние на просвет между соседни-

ми перегородками, м. Π_m – "смоченный" периметр расчетного сече-

ния f_m : $\Pi_m = (z_i - 1) \{4[(s_1 - d_1) + h] + 8[(s_2'' - d_1) + h]\}$.

(3.12) $\varepsilon_{\Delta p_m}$ – коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления пучка вследствие переменности сечений для прохода теплоносителя в рядах:

$$\varepsilon_{\Delta p_m} = \frac{\sum_1^{z_x} \left(\frac{z_{np}}{z_{npi}} \right)^{n_2}}{z_x}, \quad (3.13)$$

где z_x – число рядов труб, пересекаемых потоком масла в данном ходе;

z_{npi} – число проходов между трубами в каждом ряде пучка, считая

от центра; z_{np} – число проходов между трубами в среднем ря-

ду пучка; n_2 – показатель степени: $n_2 = 0,56 \left(\frac{wd_1}{\nu} \right)^{0,15}$,

(3.14) где ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$.

Площадь сегментного выреза в перегородке для прохода теплоносителя, м^2 :

$$f_{\text{сегм}} = \frac{2}{3} ab, \quad (3.14)$$

где a – ширина сегментного выреза, м;

b – высота сегментного выреза, м.

4 Прочностной расчет теплообменника

4.1 Расчет обечайек

Корпуса кожухотрубных охладителей и подогревателей жидкостей, как правило, имеют цилиндрическую форму.

В большинстве случаев цилиндрические обечайки выполняют стальными сварными из листов или выдавливают на станках из одного листа. Продольные швы обечайек сваривают. Для аппаратов малого диаметра (200 – 300 мм) обечайки выполняют из труб.

Минимально допустимая толщина стенки тонкостенной стальной обечайки, нагруженной внутренним давлением, определяется по формуле, мм:

$$s = \frac{pD_g}{2000\varphi\sigma_{don} - p} + c, \quad (4.1)$$

где p – расчетное давление, кПа;

D_g – внутренний диаметр обечайки, мм; φ – коэффициент прочности

продольного сварного шва; σ_{don} – допускаемое напряжение в стенке, МПа; c – прибавка, мм. При толщине листа не более 20 мм принимают $c = 1$ мм; при толщине листа более 20 мм принимают $c = 0$ мм. Значения коэффициента прочности сварного шва принимаются в зависимости от вида сварки, материала обечайки и способа контроля свариваемого участка.

Для стыковых швов, выполненных автоматической, полуавтоматической или ручной сваркой, при обеспечении полного провара по всей толщине обечайки, обработке после сварки и контроля качества шва по всей его длине неразрушающим методом принимается:

- для углеродистой, низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой стали, а также аустенитной $\varphi = 1,0$;
- для хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали $\varphi = 0,8$.

Для стальных сварных соединений углеродистой и низколегированной марганцовистой сталей, контроль качества которых неразрушающими методами производится не по всей длине, коэффициент прочности принимается в зависимости от способа сварки:

– при автоматической двухсторонней сварке под флюсом, электрошлаковой, контактной, односторонней ручной и автоматической сварке под флюсом на подкладной планке или с подваркой основания шва, ручной в атмосфере углекислого газа и аргонодуговой сварке, $\varphi = 0,85$;

– при всех других, не указанных выше видах ручной электрической и газовой сварки, $\varphi = 0,7$.

Усиление шва в значении коэффициента прочности не учитывается.

Расчет обечаяек, выполненных из труб, производится по формуле (4.1) при этом $\varphi = 1$.

Значение толщины обечайки, полученное по формуле (4.1), увеличивают до стандартных значений толщин листа с учетом требуемой жесткости конструкции.

Допускаемое напряжение принимают с учетом рабочей температуры обечайки.

4.2 Расчет выпуклых днищ и крышек

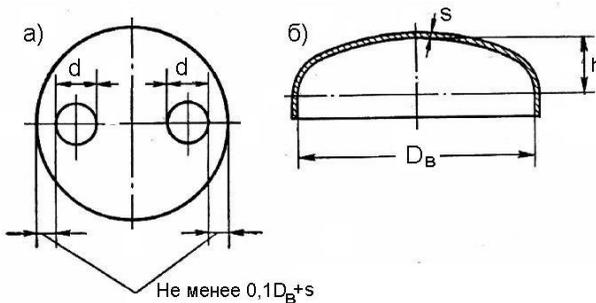


Рисунок 4.1 – Эллиптическое днище: а – с отверстиями; б – глухое

Толщина стенки выпуклого днища эллиптической или сферической формы глухого (рис.4.1) или имеющего неукрепленные отверстия, определяется по формуле:

$$s = \frac{pD_в}{400z\sigma_{дон} - p} \cdot \frac{D_в}{2h} + c, \quad (4.2)$$

где p – расчетное давление, кПа;

D_6 – внутренний диаметр днища, мм; h – высота выпуклой части днища, мм; $\sigma_{дон}$ – допускаемое напряжение в днище, кПа; c – прибавка, мм. Размер прибавки принимают из условия $c = 0,048s$, но не менее 1 мм.

z – коэффициент, учитывающий ослабление днища отверстием. Формула (4.2) справедлива при соблюдении следующих условий $\frac{h}{D_6} \geq 0,2$; $\frac{s-c}{D_6} \leq 0,1$; $\frac{d}{D_6} \leq 0,6$;

где d – диаметр (в свету) наибольшего отверстия в днище, мм.

Значение коэффициента, учитывающего ослабление днища отверстием, принимается:

$$z = 1,0 \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_6(s-c)}} \leq 0,4;$$

$$z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_6(s-c)}} + 1,5} \text{ при } 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_6(s-c)}} \leq 2,0;$$

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_6(s-c)}} + 2} \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_6(s-c)}} \geq 2,0.$$

Для глухих днищ, а также днищ с укрепленными отверстиями $z = 1,0$.

Значение допускаемого напряжения для сталей принимается по таблице Приложения 4. Для стального литья допускаемые напряжения принимаются на 30 % меньше указанных в таблице Приложения 4.

Значение допускаемого напряжения для цветных металлов и сплавов

$$\sigma_{дон} \leq \frac{\sigma_6}{n_6}, \quad (4.3)$$

где σ_6 – предел прочности материала, кПа;

$n_e = 7$ – запас прочности для цветных метал-

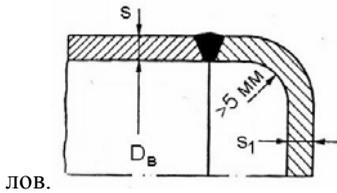


Рисунок 4.2 – Плоское приварное днище

Толщина плоского круглого днища (рис.4.2) без отверстий или с одним центральным неукрепленным отверстием определяется по формуле, мм:

$$s_1 = \frac{kD_e}{k_0} \sqrt{\frac{p}{1000\sigma_{дон}}}, \quad (4.4)$$

где $k = 0,41$ – коэффициент для днищ по рисунку 4.2;

D_e – внутренний диаметр днища, мм;

p – расчетное давление внутри крышки, кПа;

k_0 – коэффициент, учитывающий ослабление крышки отверстием;

$\sigma_{дон}$ – допускаемое напряжение, МПа.

Для днищ без отверстия принимают $k_0 = 1,0$;

для днищ с отверстием:

$$\text{при } \frac{d}{D_e} < 0,35 \quad k_0 = 1 - 0,43 \frac{d}{D_e} \quad (4.5)$$

$$\text{при } 0,35 \leq \frac{d}{D_e} \leq 0,75 \quad k_0 = 0,85. \quad (4.6)$$

Здесь d – диаметр (в свету) наибольшего отверстия в днище, мм.

Толщина плоского днища с двумя отверстиями определяется по формуле (4.4). Коэффициент k_0 в этом случае вычисляется по формулам (4.5), (4.6) для эквивалентного диаметра отверстия, определяемого по формуле

$$d_3 = \sqrt{d_1^2 + d_2^2}, \quad (4.7)$$

где d_1, d_2 – диаметры отверстий в днище, мм.

Расстояние между кромками отверстий не должно быть меньше диаметра меньшего из отверстий.

4.3 Расчет болтов и фланцев

При проектировании теплообменников в зависимости от параметров теплоносителей (давления, температуры), а также их агрессивности выбирают тип разъёмного соединения, материал и размер прокладок, а затем находят нагрузку на болты. После этого определяют толщину фланцев и производят проверку работы соединения по обеспечению плотности. Следует отметить, что болты во фланцевых соединениях используют реже, чем шпильки, так как при затяжке болта в стержне возникает большое скручивающее напряжение со стороны головки.

Общее усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения складывается из нагрузки, воспринимаемой болтами от внутреннего давления теплоносителей, и дополнительной нагрузки на прокладку, необходимой для обеспечения плотности в рабочем состоянии, кН:

$$Q = P_{\text{вд}} + P_{\text{упл}}, \quad (4.8)$$

где $P_{\text{вд}}$ – сила внутреннего давления среды на площадь, ограниченную средней линией прокладки, кН;

$P_{\text{упл}}$ – сила, необходимая для обеспечения плотности соединения при

$$\text{рабочем давлении среды, кН. } P_{\text{вд}} = \frac{\pi D_{\text{np}}^2}{4} p,$$

$$(4.9) P_{\text{упл}} = \pi D_{\text{np}} b q, \quad (4.10)$$

$$D_{\text{np}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{а}}}{2}, \quad (4.11) \text{ где } D_{\text{np}} \text{ – диа-}$$

метр середины прокладки, м;

$D_{\text{н}}$ – наружный диаметр прокладки, м;

D_6 – внутренний диаметр прокладки, м; p – давление среды, кПа; b – эффективная ширина прокладки, м; b_0 – действительная ширина прокладки, м; q – расчетное удельное давление на единицу площади прокладки, кПа. Для плоских прокладок шириной до 1 см $b = b_0$;

для прокладок шириной более 1 см

$$b = \sqrt{b_0}.$$

Расчетное удельное давление для материалов, МПа:

резина маслостойкая..... $7 \div 20$

паронит прокладочный..... $15 \div 130$

Для прокладок из меди и стали удельное давление ограничивается пределом прочности при растяжении.

Число болтов (шпилек) определяют, исходя из общей нагрузки на болты (желательно, чтобы число болтов было кратным четырем):

$$z_6 = \frac{Q}{q_6}, \quad (4.12)$$

$$q_6 = \frac{\pi}{4} (d_1 - c_1)^2 \sigma_{дон}, \quad (4.13)$$

где q_6 – допускаемая нагрузка на один болт, кН;

d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, м; c_1 – конструктивная при-
бавка (для болтов из углеродистой стали 0,002 м, для болтов из
легированной стали 0,001 м); $\sigma_{дон}$ – допускаемое напряжение,

$$\text{кПа. } \sigma_{дон} = \frac{\sigma_6}{4} \div \frac{\sigma_6}{5}, \quad (4.14)$$

где σ_6 – предел прочности, кПа.

Для надежности зажатия прокладки и создания необходимой плотности соединения шаг между болтами принимают $(3,5 \div 5) d_6$, где d_6 – наружный диаметр резьбы болта, мм.

Расчет фланцев заключается в определении толщины фланца и максимального напряжения в опасном сечении.

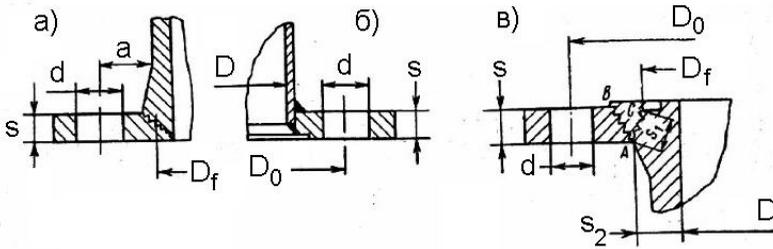


Рисунок 4.3– Конструкция фланцевых соединений:
 а – круглый литой фланец; б – круглый приварной фланец; в – к определению напряжений в опасном сечении при изгибе фланца

Как правило, толщина стенки корпуса теплообменника отличается от толщины стенки крышки камеры, поэтому расчет толщины фланца выполняется для каждого из этих элементов в отдельности.

При расчете плоских приварных фланцев (рисунок 4.3,б) толщина тарелки определяется по соотношению, мм:

$$s = 250 \left(\frac{p}{10} + 1 \right) \sqrt{Ds_2}, \quad (4.15)$$

где p – расчетное давление в корпусе теплообменника (в камере под крышкой), МПа;

D – внутренний диаметр корпуса, м; s_2 – толщина цилиндрической стенки, к которой приваривается фланец, м (должна быть больше на 5 мм, чем толщина обечайки). Толщина круглого литого фланца (рисунок 4.3,а) определяется по соотношению, мм:

$$s = 10 \sqrt{\frac{6Qa}{\pi D_f R_e}} + c, \quad (4.16)$$

где Q – общее усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, кН;

a – плечо изгиба (расстояние от центра болтового отверстия до стенки корпуса), м; D_f – диаметр опасного сечения фланца,

м; R_e – допускаемое напряжение материала фланца при изгибе,

$$\text{кПа; } c - \text{прибавка на коррозию (1 } \div \text{ 3 мм). } R_{\epsilon} = \frac{\sigma_{\epsilon}}{n}, \quad (4.17)$$

где σ_{ϵ} – предел прочности материала фланца, кПа.

n – запас прочности (3 \div 6 для стальных фланцев, 6 \div 7 для латунных и бронзовых фланцев, 8 – для стального и бронзового литья).

4.4 Расчет трубных досок

В качестве расчетного давления на трубную доску принимается наибольшее из давлений двух сред, находящихся по разные стороны трубной доски. Если по одну сторону труб имеется избыточное давление, а по другую – вакуум, расчет трубных досок следует производить на разность давлений. Расчетная температура принимается равной наибольшей температуре протекающих по обе стороны трубной доски теплоносителей.

В настоящее время различные заводы-изготовители теплообменного оборудования используют различные методики расчета трубных досок на прочность, поскольку не существует единого стандарта. Приведенные ниже зависимости используются в инженерной практике и рекомендуются для оценочных расчетов толщины трубных досок.

Толщина трубной доски подогревателя с U-образными трубами без анкерных связей определяется по формуле

$$s_{\partial} = 0,393kD_{\partial} \sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{\left(0,935 - 0,65 \frac{d_{\text{ом}\epsilon}}{t}\right) [\sigma]_{\partial}}}, \quad (4.18)$$

где P_{ϵ} – расчетное избыточное давление теплоносителя, МПа;

$[\sigma]_{\partial}$ – номинальное допускаемое напряжение, МПа, материала изготовления трубной доски, определяется по табл. 4.1, в зависимости от марки стали и средней температуры D_{∂} – расчетный диаметр трубной доски, соответствующий внутреннему диаметру корпуса теплообменника, м; k – коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски. Для трубных досок,

зажатых между фланцами со сквозными отверстиями под болты и шпильки (рис. 4.4, а), $K = 1$; для трубных досок, зажатых между фланцами без сквозных отверстий (рис. 4.4, б), $K = 0,9$; и для трубных досок, закрепляемых с помощью приварки (рис. 4.4, в, г) $K = 0,7 \div 0,8$. $d_{отв}$ – диаметр отверстий в трубной доске (наружный диаметр труб), м; t – шаг между центрами труб, м.

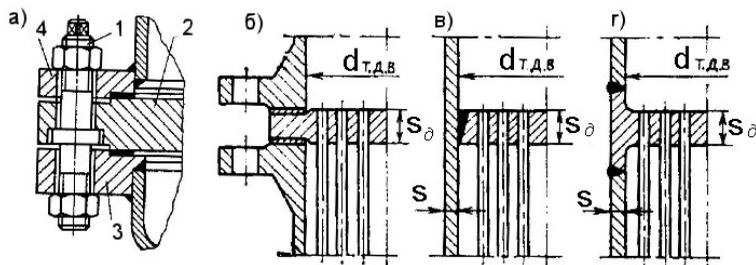


Рисунок 4.4 – Способы крепления трубной доски с корпусом теплообменника:

а - фланцевое со сквозными отверстиями трубной доски под болты и шпильки; б - фланцевое без сквозных отверстий; в - приваркой по контуру трубной доски, вставленной в корпус; г - встроенное с приваркой встык к корпусу

Если толщина трубной доски, рассчитанная по формуле (4.18) получается неконструктивно большой (более 200 мм), то в таком случае толщину доски необходимо уменьшить путем использования анкерных связей трубной доски с крышкой камеры или плавающей головки. Способы соединения анкерных связей с трубной доской и крышкой показаны на рис. 4.5. Для лучшего использования анкерных связей их принято нагружать до предельно допустимого растягивающего напряжения, при котором обеспечивается необходимая плотность данного узла. В конструкции узла (см. рис. 4.5,а) сохраняется его разборность. При использовании конструкции узла (рис. 4.5, б) при разборке требуется удаление сварного шва, которым колпачок 15 приварен к бобышке 16. В конструкции (рис. 4.6) применена съемная крышка 17. Узел, показанный на рис. 4.5,а обладает более высокой ремонтпригодностью и поэтому является предпочтительней.

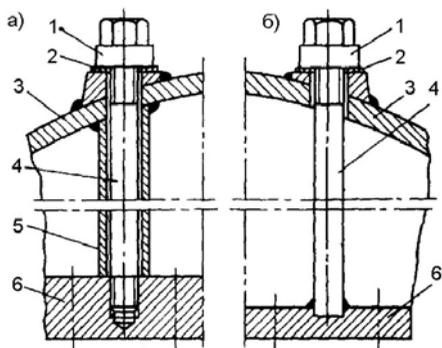


Рисунок 4.5 – Способы соединения анкерных связей с трубной доской и крышкой камеры: а – на резьбе с распорной трубкой; б – приваркой к трубной доске; 1 – колпачковая гайка; 2 – уплотнение; 3 – крышка; 4 – анкерная связь; 5 – распорная трубка; 6 – трубная доска

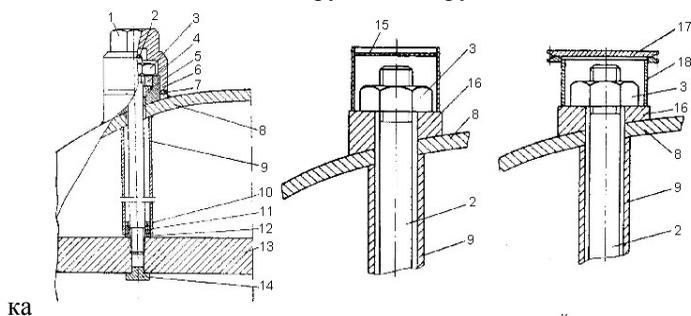


Рисунок 4.6 – Варианты исполнения узла ввода концов анкерных связей через крышку камеры: 1 – колпачковая гайка; 2 – анкерная шпилька (связь); 3 – гайка; 4 – стакан сальника; 5 – набивка сальника; 6 – основание сальника; 7 – прокладка; 8 – крышка камеры; 9 – труба; 10 – упорное кольцо; 11 – набивка; 12 – центрирующая втулка; 13 – трубная доска; 14 – пробка; 15 – колпачок; 16 – бобышка; 17 – крышка; 18 – стакан Толщина трубной доски, мм, укрепленной анкерными связями, определяется по выражению:

$$s = 393kD_{\delta} \sqrt{\frac{p_{\sigma} - \frac{3,744[\sigma]_{ac} n_{ac} f_{ac}}{(kD_{\delta})^2} \left(1 - \frac{D_{ac}}{kD_{\delta}}\right)}{\left(0,935 - \frac{0,65d_{омв}}{t}\right) [\sigma]_{\delta}}}, \quad (4.19)$$

где $[\sigma]_{ac}$ – допускаемое напряжение материала изготовления анкерной связи, МПа, принимается в зависимости от марки стали и средней температуры нагреваемой среды;

f_{ac} – площадь поперечного сечения одной анкерной связи, m^2 ; n_{ac} – число используемых анкерных связей, принимается от 1 до 8; D_{ac} – диаметр окружности расположения центров анкерных связей, м:

$D_{ac} = (0,45 \div 0,55) D_{\delta}$ Площадь поперечного сечения одной анкерной связи, m^2 :

$$f_{ac} = \frac{\pi d_{ac}^2}{4}, \quad (4.20)$$

где d_{ac} – диаметр анкерного болта, м, наименьший размер которого определяется из расчета усилия на растяжение:

$$d_{ac} = \sqrt{\frac{D_{\delta}^2 p_{\sigma} \varphi_{ac}}{n_{ac} [\sigma]_{ac}}}, \quad (4.21)$$

Коэффициент, учитывающий долю нагрузки, приходящуюся на анкерные болты, в расчетах принимается ориентировочно из диапазона $\varphi_{ac} = 0,5 \div 0,7$.

Если в формуле (4.19) величина под корнем в квадратных скобках получается отрицательной, это означает большой запас по сечению и количеству анкерных связей. В этом случае толщина трубной доски назначается конструктивно или из других соображений. Так, из условий развальцовки труб минимальная толщина доски определяется по формуле, мм

$$s = 5 + 0,125d_1, \quad (4.22)$$

где d_1 – наружный диаметр труб трубного пучка, мм.

Таблица 4.1 – Номинальные допустимые напряжения, МПа

Расчетная температура стенки, °С	Марка стали			
	Ст.3	Сталь 10	Сталь 20 и 20К	09Г2С/16ГС
20	140	130	147	170
100	134	125	142	160
200	126	118	136	148
250	108	100	119	134
350	98	88	106	123
400	88	77	92	110

Таблица 4.1 (продолжение) – Номинальные допустимые напряжения, МПа

Расчетная температура стенки, °С	Марка стали			
	16ГНМ	12Х2МФБ (ЭИ531)	1Х12В2МФ (ЭИ756)	Х1ЧН18В2БР (ЭИ695Р)
20	200	505	800	1150
100	195	490	780	1140
200	190	475	765	1128
250	185	465	744	1112
350	180	445	690	1020
400	175	430	650	970

Приложение 1

Теплофизические свойства нефтепродуктов

Флотский мазут М12

Плотность, кг/м³

$$\rho = 940,96 - 0,6073t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,75 + 3,357 \cdot 10^{-3}t + 1,269 \cdot 10^{-6}t^2.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,1259 - 6,491 \cdot 10^{-5}t - 3,084 \cdot 10^{-8}t^2.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,115205 + 0,00453t)^{4,1708}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Мазут М20

Плотность, кг/м³

$$\rho = 953,6 - 0,5805t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = \frac{1}{0,5765 - 1,187 \cdot 10^{-3}t + 2,185 \cdot 10^{-6}t^2}.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,1243 - 6,682 \cdot 10^{-5}t.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,09264 + 0,0047296t)^{4,42197}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Мазут М40

Плотность, кг/м³

$$\rho = 970,4 - 0,5673t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,72273 + 3,45855 \cdot 10^{-3}t.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,1221 - 6,452 \cdot 10^{-5}t - 1,322 \cdot 10^{-8}t^2.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,044842 + 0,0038332t)^{3,99075}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Топочный мазут М100

Плотность, кг/м³

$$\rho = 881 - 3,04(t - 68).$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,7364 + 0,00251t.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,158 - 0,0002093(t - 20).$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \left[10^{10[9,855 - 3,745 \log(t + 273)]} - 0,8 \right] 10^{-6}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Дизельное масло М10

Плотность, кг/м³

$$\rho = 921,56 - 0,6571t + 1,098 \cdot 10^{-4}t^2.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = \frac{1}{0,56506 - 1,09016 \cdot 10^{-3} t + 1,54762 \cdot 10^{-6} t^2}.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,12874 - 6,978 \cdot 10^{-5} t.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = 64,2999 (t + 14,27)^{-3,267}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Дизельное масло МС-20

Плотность, кг/м³

$$\rho = 903,6 - 0,566 t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,9796 + 3,11 \cdot 10^{-3} t.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,1354 - 10,28 \cdot 10^{-5} t.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,13195 + 0,003865 t)^{4,49143}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = \frac{1}{(0,0424236 + 0,001715 t)^{3,75597}}.$$

Трансформаторное масло

Плотность, кг/м³

$$\rho = 892,46 - 0,607 t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,552 + 5,91 \cdot 10^{-3} t.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,1125 - 8,648 \cdot 10^{-5} t.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,180017 + 0,005215t)^{2,48249}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = \frac{1}{(0,038832 + 0,0012886t)^{2,08266}}.$$

Турбинное масло 30 (УТ)

Плотность, кг/м³

$$\rho = \frac{912,175}{\exp(0,00072725t)}.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = \frac{4,1868}{2,38518 - 0,008224t^{0,8489}}.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,13 - 6,978 \cdot 10^{-5}t.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{0,274624}{(t + 11,75)^{2,1712}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Турбинное масло 46 (Т)

Плотность, кг/м³

$$\rho = 907,47 - 0,636t.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 1,78366 + 3,40764 \cdot 10^{-3}t + 11,1013 \cdot 10^{-7}t^2.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = \frac{1}{7,63969 + 4,4028 \cdot 10^{-3}t}.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{10^{-6}}{(0,157295 + 0,004691t)^{4,07714}}.$$

Число Прандтля

$$\text{Pr} = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}.$$

Приложение 2

Теплофизические свойства морской воды

Плотность, кг/м³

соленость 10 промилле

$$\rho = \frac{1123,825}{(t + 83,338)^{0,0237}},$$

соленость 20 промилле

$$\rho = \frac{1141,901}{(t + 81,61)^{0,0255}},$$

соленость 30 промилле

$$\rho = \frac{1161,345}{(t + 81,66)^{0,02797}}.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

соленость 10 промилле

$$c_p = \frac{4,043}{1 - 0,0156 \exp(-0,12687t)},$$

соленость 20 промилле

$$c_p = \frac{3,972}{1 - 0,0167 \exp(-0,13006t)},$$

соленость 30 промилле

$$c_p = \frac{3,918}{1 - 0,01203 \exp(-0,07706t)}.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

соленость 10 промилле

$$\lambda = 0,54 + 1,512 \cdot 10^{-3} t - \frac{0,067}{t^2},$$

соленость 20 промилле

$$\lambda = \frac{0,639}{1 + 0,217 \exp(-0,02476t)},$$

соленость 30 промилле

$$\lambda = \frac{0,635}{1 + 0,2178 \exp(-0,02482t)}$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с
 соленость 10 промилле

$$\nu = \frac{10^{-6}}{0,53777 + 0,022265t + 2,107 \cdot 10^{-5}t^2}$$

соленость 20 промилле

$$\nu = \frac{10^{-6}}{0,541064 + 0,021867t + 1,9458 \cdot 10^{-5}t^2}$$

соленость 30 промилле

$$\nu = \frac{10^{-6}}{0,53599 + 0,0222154t + 4,4315 \cdot 10^{-6}t^2}$$

Число Прандтля

$$Pr = 1000 \frac{c_p \rho \nu}{\lambda}$$

Приложение 3

Теплофизические свойства пресной воды

Плотность, кг/м³

$$\rho = 1005 - 0,0025(t + 37)^2.$$

Теплоемкость, кДж/(кг·град)

$$c_p = 4,1797 - 2,17 \cdot 10^{-4}t + 2,894 \cdot 10^{-6}t^2.$$

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с

$$\nu = \frac{1,78 \cdot 10^{-3}}{\rho(1 + 0,0337t + 0,000221t^2)}.$$

Теплопроводность, Вт/(м·град)

$$\lambda = 0,687 - 5,814 \cdot 10^{-6}(t - 140)^2.$$

Число Прандтля

$$Pr = \frac{200}{t + 5,5} - 0,15.$$

Приложение 4

Номинальные допускаемые напряжения для различных сталей в зависимости от расчетной температуры стенки, кгс/мм²

Расчетная температура, °С	Марка стали						
	Ст.2	10	Ст.3	20, 20к	22к	25	X18H10T; X18H12T
20	13,0	13,0	14,0	14,7	17,0	16,5	14,6
250	10,9	11,2	12,0	13,2	15,0	14,7	12,5
275	10,3	10,6	11,4	12,6	14,6	14,0	12,3
300	9,8	10,0	10,8	11,9	14,0	13,2	12,0
320	—	9,5	—	11,4	13,6	12,5	11,8
340	—	9,0	—	10,9	13,0	11,9	11,6
360	—	8,5	—	10,3	—	11,2	11,4
380	—	8,1	—	9,7	—	10,6	11,25
400	—	7,7	—	9,2	—	10,0	11,1
410	—	7,5	—	8,9	—	9,6	11,1
420	—	7,2	—	8,6	—	9,3	11,0
430	—	6,8	—	8,3	—	8,6	10,9
440	—	6,0	—	7,3	—	7,7	10,8
450	—	5,3	—	6,4	—	6,8	10,7
460	—	4,7	—	5,6	—	5,9	10,6
470	—	4,2	—	4,9	—	5,2	10,5
480	—	4,7	—	4,3	—	4,5	10,5
490	—	3,2	—	3,8	—	3,9	10,4
500	—	3,0	—	3,4	—	3,4	10,4

Примечания. 1. Указанные в таблице значения номинальных допускаемых напряжений действительны при условии, что сталь подверглась термообработке, установленной стандартом или техническими условиями.

2. Приведенные в таблице допускаемые напряжения являются минимальными значениями из вычисленных по трем следующим условиям:

$$\sigma_{доп} \leq \frac{\sigma_T^t}{1,5}; \quad \sigma_{доп} \leq \frac{\sigma_{\sigma}^t}{2,6}; \quad \sigma_{доп} \leq \frac{\sigma_{\sigma.n}^t}{1,5};$$

где прочностные характеристики сталей приняты по ГОСТ 10802-64, а для сталей, не вошедших в этот стандарт, – по минимальным значениям

σ_T^f и σ_σ^f и средним значениям $\sigma_{\sigma.n}^f$, полученным из опытных данных.

$\sigma_{доп}$ – номинальное допускаемое напряжение, кгс/мм²;

σ_T^f – условный предел текучести, кгс/мм²;

σ_σ^f – временное сопротивление разрыву, кгс/мм²;

$\sigma_{\sigma.n}^f$ – условный предел длительной прочности, кгс/мм².

3. Для промежуточных значений температуры стенки значение допускаемого напряжения определяется путем интерполяции двух ближайших значений.

Рекомендуемая литература

Основная

1. Копачинский, П.А. Судовые охладители и подогреватели жидкостей [Текст] / П.А. Копачинский, В.П. Тараскин – Л.: Судостроение, 1968. – 244 с.
2. Пермяков, В.А. Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях [Текст] / В.А. Пермяков, Е.С. Левин, Г.В. Дивова. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.

Дополнительная

3. Анатолиев Ф.Д. Теплообменные аппараты [Текст] / Ф.Д. Анатолиев. – М.: Судпромгиз, 1963.
4. Антикайн, П.А. Рекуперативные теплообменные аппараты [Текст] / П.А. Антикайн, М.С. Аронович, А.М. Бакластов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 230 с.
5. Бажан, П.И. Расчет и конструирование охладителей дизелей [Текст] / П.И. Бажан. – М.: Машиностроение, 1981. – 168 с.
6. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с.
7. Бойко, Е.А. Математическое моделирование теплоэнергетических задач на ЭВМ [Текст] : Учебное пособие / Е.А. Бойко, Д.Г. Дидичин, П.В. Шишмарев. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. – 127 с.
8. Бойко, Е.А. Тепловые электрические станции (Расчет и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС) [Текст]: Учебное пособие / Е.А. Бойко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 92 с.
9. Быстров, П.И. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов [Текст] / П.И. Быстров, В.С. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
10. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
11. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
12. Ильченко, О.Т. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС [Текст]: Учебное пособие / О.Т. Ильченко. – К.: Вища школа, 1992. – 207 с.

13. Кириллов, П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам [Текст] / П.Л. Кириллов . – М.: Энергоатомиздат, 1984 – с.
14. Кошкин, В.К. Теплообменные аппараты и теплоносители [Текст] / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с.
15. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче [Текст]: Учеб. пособие для вузов. / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. - М.: Энергия, 1980. – 228 с.
16. Кутателадзе, С.С. Справочник по теплопередаче [Текст] / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – М.- Л.: Госэнергоздат, 1958. – 414 с.
17. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
18. Маньковский, О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств (инженерные методы расчета) [Текст] / О.Н. Маньковский, А.Р. Толчинский, М.В. Александров. – под ред. П.Г. Романкова и М.И. Курочкиной. – Л.: Химия, 1976. – 368 с.
19. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. –Изд. 2-е, стереотип. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
20. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Под ред. П.Г. Романкова. – 9-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.
21. Справочник конструктора - машиностроителя, в 3-х томах. [Текст] / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 1992.
22. Справочник по теплообменникам: в 2 т., т.1 [Текст] //пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
23. Справочник по теплообменникам: в 2 т., т.2 [Текст] //пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
24. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент.: Справочник. Книга 2 [Текст] //под общей редакцией В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
25. Фраас, А. Расчет и конструирование теплообменников [Текст] / А. Фраас, М.Н. Оцисик. – М.: Атомиздат, 1971. – 358 с.
26. Юдаев Б.Н. Теплопередача [Текст] / Б.Н. Юдаев, – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.

Содержание

	Стр.
1 Общие положения.....	3
1.1 Задание на проектирование	3
1.2 Содержание пояснительной записки	3
1.3 Оформление пояснительной записки.....	4
1.4 Оформление чертежа.....	7
1.5 Защита проекта	8
2 Тепловой расчет теплообменника.....	9
2.1 Тепловая мощность теплообменника.....	9
2.2 Предварительное определение площади теплообмена.....	10
2.3 Выбор скорости теплоносителя в трубах и определение числа труб.....	11
2.4 Выбор материалов основных деталей теплообменного аппара- та.....	12
2.5 Разбивка трубок и некоторые конструктивные параметры трубного пучка.....	14
2.6 Выбор основных конструктивных характеристик и размеров элементов теплообменников перегородками типа "диск - коль- цо".....	20
2.7 Выбор основных конструктивных характеристик и размеров элементов теплообменников с сегментными перегородками.....	25
2.8 Режим течения в трубах.....	29
2.9 Теплоотдача при течении в трубах пучка.....	30
2.10 Средняя скорость потока в межтрубном пространстве.....	33
2.11 Теплоотдача при поперечном обтекании трубных пучков.....	34
2.12 Коэффициент теплопередачи.....	39
2.13 Температурный напор.....	40
2.14 Поверхность теплообмена.....	46
3 Гидравлический расчет теплообменника.....	47
3.1 Гидравлическое сопротивление внутритрубной полости.....	47
3.2 Гидравлическое сопротивление межтрубной полости.....	49
4 Прочностной расчет теплообменника.....	52
4.1 Расчет обечаек.....	52
4.2 Расчет выпуклых днищ и крышек.....	53
4.3 Расчет болтов и фланцев.....	56
4.4 Расчет трубных досок.....	59
Приложение 1 Теплофизические свойства нефтепродуктов.....	64

Приложение 2 Теплофизические свойства морской воды.....	69
Приложение 3 Теплофизические свойства пресной воды.....	71
Приложение 4. Номинальные допускаемые напряжения для различных сталей в зависимости от расчетной температуры стенки.....	72
Рекомендуемая литература.....	74

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Калашников Станислав Александрович

Расчет теплообменного аппарата

Методические указания
по выполнению курсовой работы по дисциплине «Гидравлика и тепло-
техника»

Ответственный за выпуск
Компьютерный набор

Юр Г.С.
Калашников С.А.

Подписано к печати 00.00.09 с оригинал-макета
Бумага офсетная № 1, формат 60x84 1/16, печать трафаретная – Riso.
Усл. печ. л. 2,1, тираж 100 экз., заказ № . Цена договорная.

ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транс-
порта» (ФГОУ ВПО НГАВТ), 630099, Новосибирск, ул. Щетинкина, 33.

Отпечатано в издательстве ФГОУ ВПО НГАВТ