

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения
Направление Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии,
нефтехимии и биотехнологии
Кафедра Общей химии и химической технологии

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА.

Тема работы
Разработка котла утилизатора в отделении конверсии метана

УДК _____

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2K11	Бочков Денис Игоревич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О.К.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечина А.А.	к.х.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Чулков Н.А.	к.т.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Тихонов В.В.	к.т.н., доцент		

Томск – 2016 г.

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
<i>Профессиональные компетенции</i>	
ПК-1	Использовать законы естественнонаучных дисциплин в профессиональной деятельности, применять методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования.
ПК-2	Использовать основные естественнонаучные законы для понимания окружающего мира и явлений природы.
ПК-3	Понимать сущность и значение информации в развитии современного информационного общества, сознавать опасности и угрозы, возникающие в этом процессе, соблюдать основные требования информационной безопасности, в том числе защиты государственной тайны
ПК-4	Владеть основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, наличием навыков работы с компьютером как средством управления информацией
ПК-5	Работать с информацией в глобальных компьютерных сетях
ПК-6	Владеть основными методами защиты производственного персонала и населения от возможных последствий аварий, катастроф, стихийных бедствий
ПК-7	Осуществлять технологический процесс в соответствии с регламентом и использовать технические средства для измерения основных параметров технологического процесса, свойств сырья и продукции
ПК-8	Участвовать в совершенствовании технологических процессов с позиций энерго- и ресурсосбережения, минимизации воздействия на о.с.
ПК-9	Использовать современные информационные технологии, проводить обработку информации с использованием прикладных программ и баз данных для расчета технологических параметров оборудования и мониторинга природных сред
ПК-10	Использовать нормативные документы по качеству, стандартизации и сертификации продуктов и изделий
ПК-11	Обосновывать конкретные технические решения при разработке технологических процессов; выбирать технические средства и технологии, направленные на минимизацию антропогенного воздействия на окружающую среду
ПК-12	Следить за выполнением правил техники безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности и норм охраны труда на предприятиях химического, нефтехимического и биотехнологического профиля
ПК-13	Осваивать и эксплуатировать новое оборудование, принимать участие в наладивании, технических осмотрах, текущих ремонтах, проверке технического состояния оборудования и программных средств
ПК-14	Использовать элементы эколого-экономического анализа в создании энерго- и ресурсосберегающих технологий
ПК-15	Анализировать технологический процесс как объект управления

ПК-16	Проводить стоимостную оценку основных производственных ресурсов
ПК-17	Организовывать работу исполнителей, находить и принимать управленческие решения в области организации труда и осуществлении природоохранных мероприятий
ПК-18	Систематизировать и обобщать информацию по формированию и использованию ресурсов предприятия
ПК-19	Изучать научно-техническую информацию, анализировать отечественный и зарубежный опыт по тематике исследований
ПК-20	Применять современные методы исследования технологических процессов и природных сред, использовать компьютерные средства в научно-исследовательской работе
ПК-21	Планировать экспериментальные исследования, получать, обрабатывать и анализировать полученные результаты
ПК-22	Моделировать энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии
ПК-23	Участвовать в проектировании отдельных стадий технологических процессов с использованием современных информационных технологий
ПК-24	Проектировать отдельные узлы (аппараты) с использованием автоматизированных прикладных систем
Общекультурные компетенции	
ОК-1	Владеть культурой мышления, способностью к мышлению, анализу, восприятию информации, постановке цели выбору путей ее достижения
ОК-2	Уметь логически верно, аргументировано и ясно строить устную и письменную речь
ОК-3	Обладать готовностью к кооперации с коллегами, работе в коллективе
ОК-4	Находить организационно-управленческие решения в нестандартных ситуациях и готов нести за них ответственность
ОК-5	Соблюдать права и обязанности гражданина Российской Федерации, ответственного за участие в политической жизни страны
ОК-6	Уметь использовать нормативные и правовые документы в своей деятельности
ОК-7	Стремиться к саморазвитию, повышению своей квалификации и мастерства
ОК-8	осознавать социальную значимость своей будущей профессии, обладать высокой мотивацией к выполнению профессиональной деятельности
ОК-9	анализировать социально
ОК-10	использовать основные положения и методы социальных, гуманитарных и естественных наук при решении социальных и профессиональных задач
ОК-11	владеть одним из иностранных языков на уровне не ниже разговорного
ОК-12	Владеть средствами самостоятельного, методически правильного использования методов физического воспитания и укрепления здоровья, готовностью к достижению должного уровня физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт физики высоких технологий
Направление подготовки (специальность) Машины и аппараты химических производств
Кафедра общей химии и химической технологии

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой

(Подпись) (Дата) Тихонов В.В.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К11	Бочков Денис Игоревич

Тема работы:

Разработка котла утилизатора в отделении конверсии метана	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	25.04.2016г. № 3106/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2016
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Расчет котла утилизатора Рабочее давление в межтрубном пространстве теплообменника: $P_1 := 12.7 \text{ МПа}$ Рабочее давление в трубном пространстве теплообменника: $P_2 := 2.1 \text{ МПа}$ Начальная температура горячего теплоносителя (газ) секция А: $t_{1н} := 860^\circ\text{C}$ Конечная температура горячего теплоносителя (газ): $t_{1к} := 550^\circ\text{C}$ Начальная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2н} := 20^\circ\text{C}$ Конечная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2к} := 330^\circ\text{C}$ Расход холодного теплоносителя (вода) 46,5 т/ч: $G_2 := \frac{21 \cdot 1000}{3600} = 5.833 \quad \text{кг/с}$
---	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Реферат 1. Введение 2. Технологическая схема 3. Расчет котла утилизатора 4. Экономическая часть 5. Социальная ответственность Заключение Список использованных источников Приложения
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Технологическая схема 1 лист Котел утилизатор. Чертеж общего вида и выносных элементов 1 лист Технико-экономические показатели
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Доцент, кандидат химических наук Сечина А. А.
Социальная ответственность	Профессор кафедры ЭБЖ, кандидат биологических наук Чулков Н.А.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Реферат	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	08.02.2016
--	-------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Семакина О.К.	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К11	Бочков Д.И.		

Содержание

Реферат.....	9
Введение... ..	10
1 Описание технологической схемы	11
2 Расчет котла утилизатора после реформинга 1517/2/1.....	12
2.1 Исходные данные: секция А	12
2.2 Расчет секции А	13
2.3 Конструктивный расчет теплообменника (секция А).....	19
2.4 Исходные данные: секции В	29
2.5 Расчет секции В	30
2.6 Конструктивный расчет теплообменника (секция В).....	35
3 Механический расчет теплообменника.....	37
3.1 Определение температурных напряжений в трубах и корпусе...	40
3.2 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов .	42
3.3 Расчет давлений	42
3.3.1 Давление в межтрубном пространстве.....	43
3.3.2 Давление в трубном пространстве.....	43
3.4 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки (секция А и В):.....	44
3.5 Расчет толщины стенки днища	45
3.6 Расчет толщины стенки распределительной и переходной камеры:	47
3.7 Определение температурных напряжений в трубах и корпусе...	48
3.8 Расчет линзовых компенсаторов.....	50
3.9 Расчет трубной решетки (секция В)	52
3.10 Расчет трубной решетки[6]	54
3.11 Коэффициенты изменения жесткости системы трубы— кожух:[6].....	55
3.12 Расчетные напряжения в трубных решетках.....	62

3.13	Расчёт трубы на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб к решетке.....	64
3.14	Определение деформаций под действием давления.....	67
3.15	Расчет штуцера холодного теплоносителя.....	68
3.15.1	Расчет толщины патрубка штуцера холодного теплоносителя ...	68
3.15.2	Подбор стандартного резьбового фланца для холодного теплоносителя.....	69
3.15.3	Подбор стандартных штуцеров горячего теплоносителя.....	70
3.16	Расчет люк-лаза диаметром 500 мм.....	71
3.16.1	Конструктивный расчет фланца люка-лаза.....	73
3.16.2	Прочностной расчет фланца	76
3.16.3	Усилие, возникающее от температурных деформаций	82
3.16.4	Проверка углов поворота фланцев	86
3.17	Укрепление отверстий штуцеров.....	87
3.18	Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера воды	89
3.19	Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера газа	92
3.20	Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера газа	94
3.21	Расчет веса аппарата.....	97
3.22	Подбор стандартных опоры аппараты.....	99
3.23	Расчет опоры на устойчивость	100
3.24	При гидроиспытаниях	101
3.25	Определение расчетных усилий	103
3.26	Проверка условий устойчивости	109
4	Организационно-экономический раздел.....	114
4.1.1	Потенциальные потребители	114
4.2	Расчет производственной мощности	114
4.3	Организация оплаты труда.....	116
4.4	Расчет затрат на производство продукции	118
4.5	Финансовый план	120
5	Социальная ответственность	122

5.1	Производственная безопасность.....	122
5.1.1	Производственные метеоусловия	122
5.1.2	Производственное освещение.....	122
5.1.3	Шумы и вибрация.....	123
5.1.4	Коллективные и индивидуальные средства защиты рабочих....	123
5.1.5	Защитная одежда и защитные приспособления.....	124
5.1.6	Техника безопасности технологического процесса.....	124
5.1.7	Безопасности механического оборудования	124
5.1.8	Электробезопасность.....	124
5.1.9	Пожаровзрывобезопасность.....	125
5.1.10	Пожарная защита.....	126
5.2	Экологическая безопасность.....	126
5.2.1	Безопасность при разработке генерального плана предприятия	126
5.3	Безопасность в чрезвычайных ситуациях	127
5.3.1	Чрезвычайные ситуации.....	127
5.3.2	Стихийные бедствия.....	128
5.4	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	128
5.4.1	Санитарно-бытовое обслуживание.....	128
	Заключение	128
	Список литературы	129

РЕФЕРАТ

Дипломная работа 147 с., 134 рис., 20 табл., 35 источников, 1 приложение, 4 листов графического материала.

В дипломном проекте подобран и рассчитан кожухотрубчатый теплообменник с компенсаторами на кожухе горизонтального исполнения, необходимый для ведения процесса получения пара высокого давления за счет охлаждения конвертированного газа. Произведены технологический и механический расчеты аппарата. Рассмотрены экономические показатели и нормы социальной ответственности.

Дипломный проект состоит из графической части и пояснительной записки.

Ключевые слова: теплообменник, компенсатор, кожухотрубчатый, котел утилизатор.

Diplomarbeit 147 S., 134 Abb., 20 Tab., 35 Quellen, Anhang 1, 4-Blatt-Grafik-Material.

In der Diplomarbeit zum Ausdruck kommt, abgeholt und berechnet Wärmetauscher mit Kompensatoren an dem Gehäuse horizontale Bauart, notwendig für die Führung des Prozesses zur Gewinnung von Dampf unter hohem Druck durch Abkühlung der reformierten Gases. Produziert technologische und mechanische Berechnungen des Geräts. Betrachtet wirtschaftliche Leistung und der Norm der sozialen Verantwortung.

Abschlussprojekt besteht aus einem grafischen Teil und der Erläuterung.

Stichworte: Wärmetauscher, Kompensator, кожухотрубчатый, Kessel Wärmetauscher.

Введение

Метанол — один из ключевых продуктов химической промышленности, который является сырьем для получения многих продуктов органического синтеза.

В наши дни метанол в основном получают из природного газа (метана).

Природный газ состоит в основном из метана, в нем содержится углерод и водород. Другой необходимый компонент - кислород - можно получить из воздуха или воды. Существует два основных метода получения синтез-газа - конверсия метана с водяным паром и парциальное (частичное) окисление. Общепринятых стандартов для состава и свойств синтез-газа нет.

Единственным приемлемым способом транспортировки синтез-газа является его транспортировка по трубопроводам.

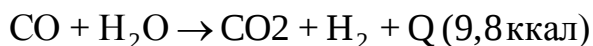
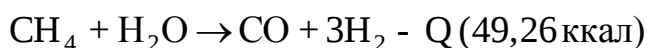
Интенсивное развитие производства метанола вызвано многообразием и непрерывным расширением сфер его использования.

Метанол - сырье для многих производств органического синтеза. Основное количество его расходуется на получение формальдегида. Он служит промежуточным продуктом в синтезе сложных эфиров органических и неорганических веществ (диметилтерефталата, метилметакрилата, диметилсульфата), пентаэритрита. Его применяют в качестве метилирующего средства для получения метиламинов и диметиланилина, карбофоса, хлорофоса и других продуктов. Метанол используют также в качестве растворителя и экстрагента, в энергетических целях как компонент моторных топлив и для синтеза метил-третбутилового эфира - высокооктановой добавки к топливу. В последнее время наметились новые перспективные направления использования метанола, такие как производство уксусной кислоты, очистка сточных вод, производство синтетического протеина, конверсия в углеводороды с целью получения топлива.

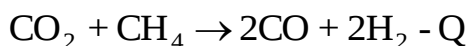
ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

От узла редуцирования природный газ поступает с температурой до 40°C и давлением (25÷28) кг/см² в огневой подогреватель поз. 1656, смешиваясь предварительно с водородсодержащим продувочным газом цикла синтеза. В огневом подогревателе поз. 1656 смесь природного и продувочного газов нагревается до 360°C. Смесь природного и продувочных газов из подогревателя поз. 1656 поступает в реактор гидросероочистки поз. 1104, заполненный кобальтмолибденовым катализатором, находящемся в восстановленном состоянии. Высота слоя катализатора от 10 до 15 м. Процесс гидрирования ведется при температуре (310÷350)°C. Из реактора поз. 1104 газ поступает в два параллельно работающие реакторы сероочистки поз. 1105/1,2. Каждый реактор имеет два слоя адсорбента, высота верхнего слоя 8,01 м, нижнего – 2,0 м. Паровая конверсия природного газа проводится трубчатой печи реформинга поз. 1401. В результате паровой конверсии природного газа получается конвертированный газ, который в дальнейшем используется для синтеза метанола. Процесс паровой конверсии природного газа ведется на никельсодержащем катализаторе в интервале температур от 750 до 880°C и давлении до 19 кг/см².

Реакции конверсии метана:



Наряду с основной реакцией конверсии метана протекает ряд побочных реакций:



Конвертируемый газ, выходящий из нижней части труб печи реформинга с температурой (750÷860)°C; и давлением 1,86 МПа, по системе коллекторов и пигтейлей направляется на утилизацию тепла. Конвертированный газ объединяется в два общих коллектора и направляется к котлам утилизаторам тепла конвертированного газа поз. 1517/1,2 (1517/3,4). В котлах-утилизаторах поз. 1517/1,2 (1517/3,4) производится пар высокого давления за счет охлаждения конвертированного газа до температуры (300÷400)°C. После котлов объединенный поток конвертированного газа направляется в нагреватель воды поз. 1518/1(2), где охлаждается до температуры 290°C.

Дальнейшее использование тепла конвертированного газа происходит в зоне ректификации.

РАСЧЕТ КОТЛА УТИЛИЗАТОРА ПОСЛЕ РЕФОРМИНГА 1517/2/1

Газ после печи реформенга с температурой 860°C поступает в трубное пространство котла 1517/2/1, проходя по трубному пространству котла газ охлаждается до 300°C водой. Вода проходит по межтрубному пространству котла поступая с температурой 20°C вода нагревается до 300°C за счет теплообмена между двумя теплоносителями. Теплоносители движутся противоток, что обеспечивает более интенсивный теплообмен.

Рассчитываем теплообменный аппарат типа кожухотрубчатый, горизонтального исполнения.

Аппарат котел будет состоять из двух секций А, В.

Холодный теплоноситель: вода.

Горячий теплоноситель: газ

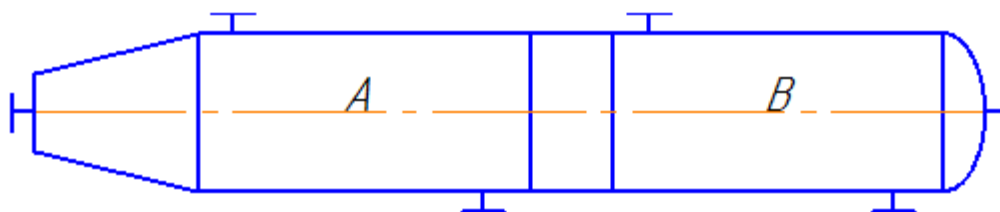


Рисунок 1 Схема котла газа состоящего из двух секций А, В.

Расчет будем производить по секциям А, В.

Исходные данные: секция А

Рабочее давление в межтрубном пространстве теплообменника: $P_1 := 12.7 \text{ МПа}$

Рабочее давление в трубном пространстве теплообменника: $P_2 := 2.1 \text{ МПа}$

Начальная температура горячего теплоносителя (газ) секция А: $t_{1\text{H}} := 860^{\circ}\text{C}$

Конечная температура горячего теплоносителя (газ): $t_{1\text{K}} := 550^{\circ}\text{C}$

Начальная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2\text{H}} := 20^{\circ}\text{C}$

Конечная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2\text{K}} := 330^{\circ}\text{C}$

Расход холодного теплоносителя (вода) $46,5 \text{ т/ч}$:

$$G_2 := \frac{21 \cdot 1000}{3600} = 5.833 \text{ кг/с}$$

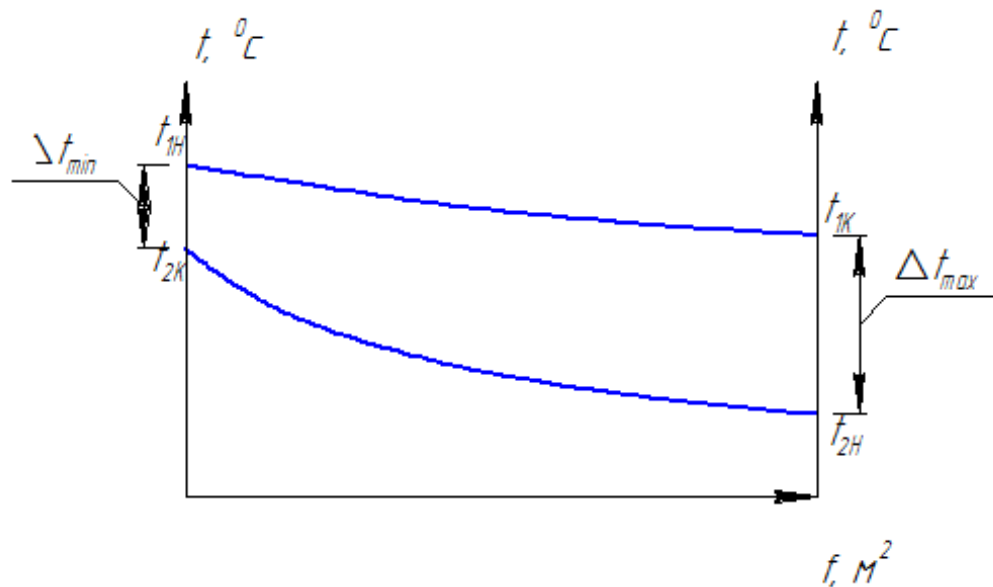


Рисунок 2 - Диаграмма изменение температуры теплоносителей при движении противотоком

Принимаем схему движения теплоносителей как противоточную смотри рисунок 2. Таким образом, большая и меньшая разности температур:

Расчет проводим согласно [1, стр. 214]

Большая и меньшая разность температур на концах теплообменника:

$$\Delta t_6 := t_{1K} - t_{2H} = 530 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_M := t_{1H} - t_{2K} = 530 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя разность температур входящая в уравнение теплоотдачи:

Для противотока:

$$\Delta t_{cp} := \begin{cases} \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2} & \text{if } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} < 2 \\ \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} & \text{if } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \geq 2 \end{cases} = 530 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение средних температур теплоносителя в межтрубном пространстве.

$$t_{cp2} := \frac{t_{2k} + t_{2n}}{2} = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура для горячего теплоносителя в трубном пространстве.

$$t_{cp1} := \Delta t_{cp} + t_{cp2} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таблица 1 - компонентный состав газа поступающего в трубное пространство.

Компонентный состав газа					
Компонентный состав	CO ₂ (диоксид углерода)	CO (оксид углерода)	H ₂ (водород)	CH ₄ (метан)	N ₂ (азот)
	Объемная доля, %				
Единицы измерения	10	15	70	4	1

Изобарная удельная теплоемкость метана при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_метан} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{527}{727} \right), \left(\frac{3959}{4539} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 4.475 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость водорода при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_вод} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{1000} \right), \left(\frac{14683}{15529} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.47 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость азота при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_азот} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{1000} \right), \left(\frac{1161}{1215} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.162 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость СО при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_угар} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{800} \right), \left(\frac{1179}{1198.7} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.18 \times 10^3 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость СО₂ при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_углек} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{1000} \right), \left(\frac{1228}{1304} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.229 \times 10^3 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость газа при температуре t_{cp1} :

$$C_{p_газ} := C_{p_метан} \cdot 0.04 + C_{p_вод} \cdot 0.7 + C_{p_азот} \cdot 0.01 + C_{p_угар} \cdot 0.15 + C_{p_углек} \cdot 0.1 = 1.078 \times 10^4 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость воды при температуре t_{cp2} :

$$C_{p_вода} := 4398.5 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Количество теплоты с учетом потерь холода 5% (из уравнения теплового баланса):

$$Q := 1.05 \cdot G_2 \cdot C_{p_вода} \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 8.352 \times 10^6 \quad \text{Вт}$$

Массовый расход горячего теплоносителя: (газ)

$$G_1 := \frac{Q}{C_{p_газ} \cdot (t_{1н} - t_{1к})} = 2.499 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопередачи: [1, стр. 172, табл. 4.8].

$K := 100$ в первом приближений (от газа к воде) вынужденное движение.
Ориентировочное значение площади поверхности теплообмена:

$$F_{\text{оп}} := \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = 157.578 \text{ м}^2$$

Плотность азота при $t_{\text{cp1}} := 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{азот}} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\frac{700}{800} \right), \left(\frac{9.546}{8.357} \right), t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 9.486 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность углекислого газа при $t_{\text{cp1}} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{углек}} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\frac{700}{1000} \right), \left(\frac{10.63}{8.12} \right), t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 10.588 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность угарного газа при $t_{\text{cp1}} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{угар}} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\frac{700}{800} \right), \left(\frac{0.351}{0.317} \right), t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 0.349 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность водорода при $t_{\text{cp1}} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{водород}} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\frac{700}{1000} \right), \left(\frac{0.487}{0.373} \right), t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 0.485 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность метана при $t_{\text{cp1}} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{метан}} := 0.224 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность газа при $t_{\text{cp1}} = 705 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{газа}} := \rho_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \rho_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \rho_{\text{азот}} \cdot 0.01 + \rho_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \rho_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 1.554 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность воды: $t_{cp2} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\rho_{\text{воды}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 170 \\ 180 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 897.3 \\ 886.9 \end{pmatrix}, t_{cp2} \right], 0.05 \right] = 892.1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Динамический коэффициент вязкости угарного газа при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{угар}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 38.7 \cdot 10^{-6} \\ 41 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 3.85 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости углекислого газа при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{углек}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 38.76 \cdot 10^{-6} \\ 41.4 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 3.85 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости азота при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{азота}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 39.16 \cdot 10^{-6} \\ 41.6 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 3.9 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{водород}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 19.65 \cdot 10^{-6} \\ 21.03 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 1.95 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{метан}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 26.5 \cdot 10^{-6} \\ 28.2 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 2.65 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости газа при $t_{cp1} = 705 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{газ}} := \mu_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \mu_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \mu_{\text{азота}} \cdot 0.01 + \mu_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \mu_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 2.472 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости воды при $t_{\text{ср2}} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{воды}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 170 \\ 180 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 162.8 \cdot 10^{-6} \\ 153 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{ср2}} \right], 0.00000005 \right] = 1.579 \times 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Для обеспечения интенсивного теплообмена попытаемся подобрать аппарат с турбулентным режимом течения теплоносителей: $Re := 10000$

Диаметр труб в трубной решетке 25х2

Внутренний диаметр труб в трубной решетки: $d_{\text{в}} := 0.021 \text{ м}$

Наружный диаметр труб: $d_{\text{н}} := 0.025 \text{ м}$

Расчетная скорость теплоносителя обеспечивающую турбулентное течение в трубах:

$$\omega_{\text{газ}} := \frac{Re \cdot \mu_{\text{газ}}}{d_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{газа}}} = 7.574 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Проходное сечение трубного пространства:

$$S_{\text{тр1}} := \frac{\frac{G_1}{\rho_{\text{газа}}}}{\omega_{\text{газ}}} = 0.212$$

Кожухотрубный теплообменник наименьшего диаметра 159 мм:

$$S_{\text{тр2}} := 0.5 \cdot 10^{-2}$$

Определим необходимый тип теплообменника по проходному сечению трубного пространства, [1, стр. 216].

$$\text{test}_1 := \begin{cases} \text{"Теплообменник труба в трубе"} & \text{if } S_{\text{тр2}} > S_{\text{тр1}} \\ \text{"Теплообменник кожухотрубчатый"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Теплообменник кожухотрубчатый"}$$

Расчет проводим по [2, стр. 29]

По уравнению расхода определим площадь проходного сечения трубок одного хода:

$$f_1 := \frac{G_1}{\omega_{\text{газ}} \cdot \rho_{\text{газ}}} = 0.212 \quad \text{м}^2$$

Число труб одного хода:

$$n_{\text{тр}} := \text{ceil} \left(\frac{f_1}{0.785 \cdot d_{\text{в}}^2} \right) = 614 \quad \text{труб}$$

Подбираем стандартный теплообменник в первом приближении: согласно ГОСТ 15120-79

Принимаем стандартное число труб.

$$n := 747 \quad \text{труб}$$

Принимаем внутренний диаметр аппарата:

$$D := 1 \quad \text{м}$$

Площадь сечения труб в трубной решетке:

$$S_1 := \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2 \cdot n}{4} = 0.259 \quad \text{м}^2$$

Объемный расход горячего теплоносителя:

$$V_1 := \frac{G_1}{\rho_{\text{газ}}} = 1.608 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Расчетная скорость горячего теплоносителя в трубном пространстве:

$$\omega_1 := \frac{V_1}{S_1} = 6.215 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для газа:

$$\text{Re}_1 := \frac{\omega_1 \cdot d_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{газа}}}{\mu_{\text{газ}}} = 8.205 \times 10^3$$

Площадь сечения межтрубного пространства:

$$d_{\text{н}} := 0.025 \quad \text{м}$$

$$S_2 := \frac{(D^2 - d_{\text{н}}^2 \cdot n) \cdot \pi}{4} = 0.419 \quad \text{м}^2$$

Объемный расход холодного теплоносителя:

$$V_2 := \frac{G_2}{\rho_{\text{воды}}} = 6.539 \times 10^{-3} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Расчетная скорость холодного теплоносителя обеспечивающее турбулентное течение в трубном пространстве:

$$\omega_2 := \frac{V_2}{S_2} = 0.016 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$\text{Re}_2 := \frac{\omega_2 \cdot (D - d_{\text{н}}) \cdot \rho_{\text{воды}}}{\mu_{\text{воды}}} = 8.602 \times 10^4$$

Коэффициент теплопроводности метана:

$$\lambda_{\text{метан}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 750 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 10.9 \cdot 10^{-2} \\ 11.8 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{\text{ср1}} \right], 0.0005 \right] = 0.11 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности газа:

$$\lambda_{\text{газ}} := \lambda_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \lambda_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \lambda_{\text{азот}} \cdot 0.01 + \lambda_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \lambda_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 0.368 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Критерий Прандтля для газа:

$$\text{Pr}_1 := \frac{C_{p_газ} \cdot \mu_{газ}}{\lambda_{газ}} = 0.725$$

Критерий Нуссельта для газа:

Примем для обоих случаев:

$$\text{Pr}_{\text{ст}} := \text{Pr}_1$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25} = 1$$

Критерий Нуссельта:

$$\text{Nu}_1 := 0.022 \cdot \text{Re}_1^{0.8} \cdot \text{Pr}_1^{0.4} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25} = 26.17$$

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке:

$$\alpha_1 := \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_{газ}}{d_{\text{в}}} = 458.131 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности воды:

$$\lambda_{\text{ВОДЫ}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 170 \\ 180 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 67.9 \cdot 10^{-2} \\ 67.4 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{\text{cp2}} \right], 0.005 \right] = 0.675 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Критерий Прандтля для воды:

$$\text{Pr}_2 := \frac{C_{p_вода} \cdot \mu_{\text{ВОДЫ}}}{\lambda_{\text{ВОДЫ}}} = 1.029$$

$$\text{Pr}_{\text{ст}} := \text{Pr}_2$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25} = 1$$

Критерий Нуссельта:

$$\text{Nu}_2 := 0.022 \cdot \text{Re}_2^{0.8} \cdot \text{Pr}_2^{0.4} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25} = 197.275$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_2 := \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_{\text{ВОДЫ}}}{d_{\text{н}}} = 5.326 \times 10^3 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Термическое сопротивление стенки и загрязнений: [1, стр. 531, таблица XXXI]

$$\Sigma r_{\text{ст}} := \frac{1}{2800} + \frac{1}{2900} + \frac{0.0035}{46.5} = 7.772 \times 10^{-4} \quad \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K := \frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 317.686 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Поверхностная плотность теплового потока:

$$q := K \cdot \Delta t_{cp} = 1.684 \times 10^5 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Температура стенки:

$$\Delta t_1 := \frac{q}{\alpha_1} = 367.523 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 := \frac{q}{\alpha_2} = 31.611 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ct} := q \cdot \Sigma r_{ct} = 130.866 \quad ^\circ\text{C}$$

Проверка сумма температур равна:

$$\Delta t_{cp1} := \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_{ct} = 530 \quad ^\circ\text{C}$$

Отсюда:

$$t_{ct.1} := t_{cp1} - \Delta t_1 = 337.477 \quad ^\circ\text{C}$$

$$t_{ct.2} := t_{cp2} + \Delta t_2 = 206.611 \quad ^\circ\text{C}$$

Введем поправку в коэффициент теплоотдачи определив $\left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0.25}$

Критерий прандля для газа при $t_{ct.1} = 337.477 \quad ^\circ\text{C}$:

Удельная теплоемкость газа:

Изобарная удельная теплоемкость метана при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_метан1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{300}{500} \right), \left(\frac{2236}{2534} \right), t_{ct.1} \right], 0.0005 \right] = 2.292 \times 10^3 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость водорода при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_вод1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 14562 \\ 14683 \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0005 \right] = 1.458 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость азота при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_азот1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 1069 \\ 1115 \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0005 \right] = 1.078 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость СО при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_угар1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 1080.2 \\ 1105.7 \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0005 \right] = 1.085 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость CO₂ при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_углек1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 1073 \\ 1162 \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0005 \right] = 1.09 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость газа при температуре $t_{ст.1} = 337.477 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$C_{p_газ1} := C_{p_метан} \cdot 0.04 + C_{p_вод} \cdot 0.7 + C_{p_азот} \cdot 0.01 + C_{p_угар} \cdot 0.15 + C_{p_углек} \cdot 0.1 = 1.078 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности водорода: $t_{ст.1} = 337.477 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\lambda_{водород1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 30.71 \cdot 10^{-2} \\ 38.75 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0005 \right] = 0.322 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности азота:

$$\lambda_{\text{азот1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 4.53 \cdot 10^{-2} \\ 5.61 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{\text{ст.1}} \right], 0.0005 \right] = 0.047 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности угарного газа:

$$\lambda_{\text{угар1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 43 \cdot 10^{-3} \\ 49 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}, t_{\text{ст.1}} \right], 0.0005 \right] = 0.045 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности углекислого газа:

$$\lambda_{\text{углек1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 3.91 \cdot 10^{-2} \\ 5.49 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{\text{ст.1}} \right], 0.0005 \right] = 0.042 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности метана:

$$\lambda_{\text{метан1}} := 88.8 \cdot 10^{-3} = 0.089 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности газа:

$$\lambda_{\text{газ1}} := \lambda_{\text{метан1}} \cdot 0.04 + \lambda_{\text{водород1}} \cdot 0.7 + \lambda_{\text{азот1}} \cdot 0.01 + \lambda_{\text{угар1}} \cdot 0.15 + \lambda_{\text{углек1}} \cdot 0.1 = 0.24 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Динамический коэффициент вязкости угарного газа при $t_{\text{ст.1}} = 337.477 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{угар1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 27.88 \cdot 10^{-6} \\ 30.9 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{ст.1}} \right], 0.0000005 \right] = 4 \times 10^{-5} \quad \text{Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости углекислого газа при $t_{ст.1} = 337.477 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{углек1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 26.46 \cdot 10^{-6} \\ 29.94 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0000005 \right] = 2.75 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости азота при $t_{ст.1} = 337.477 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{азота1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 28 \cdot 10^{-6} \\ 31.18 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0000005 \right] = 2.9 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{ст.1} = 337.477 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{водород1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 13.82 \cdot 10^{-6} \\ 15.38 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0000005 \right] = 1.4 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{ст.1} = 337.477 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{метан1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 400 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 18.5 \cdot 10^{-6} \\ 20.8 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{ст.1} \right], 0.0000005 \right] = 1.9 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости газа при $t_{ст.1} = 337.477 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{газ1}} := \mu_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \mu_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \mu_{\text{азота}} \cdot 0.01 + \mu_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \mu_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 2.472 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Критерий Прандтля для газа:

$$\text{Pr}_{ст1} := \frac{\mu_{\text{газ1}} \cdot C_{p_газ1}}{\lambda_{\text{газ1}}} = 1.109$$

Коэффициент теплопроводности воды: $t_{ст.2} = 206.611 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\lambda_{\text{ВОДЫ1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 200 \\ 220 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 65.5 \cdot 10^{-2} \\ 64.5 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}, t_{ст.2} \right], 0.005 \right] = 0.65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\mu_{\text{вода1}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\begin{array}{c} 200 \\ 220 \end{array} \right), \left(\begin{array}{c} 13.05 \cdot 10^{-5} \\ 12.46 \cdot 10^{-5} \end{array} \right), t_{\text{ст.2}} \right], 0.00000005 \right] = 1.285 \times 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$C_{p_вода1} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\begin{array}{c} 200 \\ 220 \end{array} \right), \left(\begin{array}{c} 4555 \\ 4614 \end{array} \right), t_{\text{ст.2}} \right], 0.0005 \right] = 4.575 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Критерий Прандтля для воды:

$$Pr_{\text{ст2}} := \frac{\mu_{\text{вода1}} \cdot C_{p_вода1}}{\lambda_{\text{ВОДЫ1}}} = 0.904$$

Коэффициент теплоотдачи для газа:

$$\alpha_3 := \alpha_1 \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст1}}} \right)^{0.25} = 411.965$$

Коэффициент теплоотдачи для воды:

$$\alpha_4 := \alpha_2 \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст2}}} \right)^{0.25} = 5.501 \times 10^3$$

Исправления значения K:

$$\underline{K} := \frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_4}} = 295.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Поверхность плотности теплового потока:

$$\underline{q} := K \cdot \Delta t_{\text{cp1}} = 1.565 \times 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$t_{\text{c1}} := t_{\text{cp1}} - \frac{q}{\alpha_3} = 325.094$$

$$t_{\text{c2}} := t_{\text{cp2}} + \frac{q}{\alpha_4} = 203.45$$

Расчетная площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p := \frac{Q}{q} = 53.362 \text{ м}^2$$

С запасом 20%:

$$F_{pz} := \frac{F_p \cdot 20}{100} + F_p = 64.035 \text{ м}^2$$

Коэффициент теплоотдачи воды выше чем у воздуха:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве: $\alpha_3 = 411.965$

коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве: $\alpha_4 = 5.501 \times 10^3$

При $\alpha_4 > \alpha_3$ диаметр расчетный: $d_p := d_n$

Расчетная длина одной трубки при одном ходе:

$$L_p := \left(\frac{F_{pz}}{\pi \cdot d_p \cdot n_{tr}} \right) = 1.328 \text{ м}$$

Принимаем рабочую трубу теплообменника: $l_p := 3$

Число ходов трубного пространства:

$$Z := \text{ceil} \left(\frac{L_p}{l_p} \right) = 1 \text{ ход}$$

общее число труб, размещаемое на трубной решетке:

$$\underline{n} := Z \cdot n = 747 \text{ труб}$$

Трубы размещаются по периметру правильного шестиугольника:

Число труб a , расположенное на стороне наибольшего шестиугольника:

$$a := \text{ceil} \left[\frac{1 + \sqrt{1 - 4 \cdot \left(\frac{1 - n}{3} \right)}}{2} \right] = 17 \text{ труб}$$

Число труб, расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b := 2 \cdot a - 1 = 33 \quad \text{труб}$$

$$d_H := 25 \quad \text{мм}$$

Шаг расположения труб:

$$t := 1.2 \cdot d_H + 2 = 32 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр теплообменника:

$$D_{BH} := t \cdot (b - 1) + d_H = 1.049 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

Подбираем стандартный теплообменник: согласно ГОСТ 15120-79

Основные характеристики теплообменника ТНГ:

Диаметр кожуха наружный: $D := 1 \quad \text{м}$

Длина труб: $l := 3 \quad \text{м}$

Поверхность теплообмена: $F := 176 \quad \text{м}^2$

Число труб: $n := 747$

Диаметр трубы внутренний: $d_R := 0.021 \quad \text{м}$

Толщина стенки трубы: $s_{тр} := 0.002 \quad \text{м}^2$

Число рядов труб: $n_p := 29$

Расстояние между
перегородками: $h := 0.52 \quad \text{м}$

Исходные данные: секции В

Рабочее давление в межтрубном пространстве теплообменника: $P_1 := 12.7 \text{ МПа}$

Рабочее давление в трубном пространстве теплообменника: $P_2 := 2.1 \text{ МПа}$

Начальная температура горячего теплоносителя (газ) секция А: $t_{1H} := 550 \text{ } ^\circ\text{C}$

Конечная температура горячего теплоносителя (газ): $t_{1K} := 350 \text{ } ^\circ\text{C}$

Начальная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2H} := 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Конечная температура холодного теплоносителя (вода): $t_{2K} := 330 \text{ } ^\circ\text{C}$

Принимаем схему движения теплоносителей как противоточную смотри рисунок 2. Таким образом, большая и меньшая разности температур:

Расчет секции В

Расчет проводим согласно [1, стр. 214]

Большая и меньшая разность температур на концах теплообменника:

$$\Delta t_6 := t_{1K} - t_{2H} = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_M := t_{1H} - t_{2K} = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя разность температур входящая в уравнение теплоотдачи:

Для противотока:

$$\Delta t_{cp} := \begin{cases} \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2} & \text{if } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} < 2 \\ \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} & \text{if } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \geq 2 \end{cases} = 275 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение средних температур теплоносителя в межтрубном пространстве.

$$t_{cp2} := \frac{t_{2K} + t_{2H}}{2} = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура для горячего теплоносителя в трубном пространстве.

$$t_{cp1} := \Delta t_{cp} + t_{cp2} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Массовый расход горячего теплоносителя: (газ)

$$G_1 := 2.499 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Изобарная удельная теплоемкость метана при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя: $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$C_{p_метан} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{427}{477} \right), \left(\frac{3602}{3766} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 3.677 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость водорода при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_вод} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{427}{477} \right), \left(\frac{14600}{14650} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.462 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость азота при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_азот} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{427}{477} \right), \left(\frac{1098}{1110} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.104 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость СО при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_угар} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{427}{477} \right), \left(\frac{1113}{1126} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.119 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость CO_2 при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя:

$$C_{p_углек} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{427}{477} \right), \left(\frac{1126}{1148} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 1.136 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость газа при температуре t_{cp1} :

$$C_{p_газ} := C_{p_метан} \cdot 0.04 + C_{p_вод} \cdot 0.7 + C_{p_азот} \cdot 0.01 + C_{p_угар} \cdot 0.15 + C_{p_углек} \cdot 0.1 = 1.068 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость воды при температуре t_{cp2} :

$$C_{p_вода} := 4398.5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Количество теплоты с учетом потерь холода 5% (из уравнения теплового баланса):

$$Q := 1.05 \cdot G_1 \cdot C_{p_газ} \cdot (t_{1н} - t_{1к}) = 5.602 \times 10^6 \text{ Вт}$$

Массовый расход горячего теплоносителя: (газ)

$$G_2 := \frac{Q}{C_{p_вода} \cdot (t_{2к} - t_{2н})} = 4.109 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопередачи: [1, стр. 172, табл. 4.8].

$K := 80$ в первом приближений (от газа к воде) вынужденное движение.

Ориентировочное значение площади поверхности теплообмена:

$$F_{op} := \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = 254.659 \text{ м}^2$$

Плотность азота при $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{азот} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\begin{array}{c} 300 \\ 500 \end{array} \right), \left(\begin{array}{c} 11.43 \\ 8.48 \end{array} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 9.217 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность углекислого газа при $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{углек} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\begin{array}{c} 300 \\ 500 \end{array} \right), \left(\begin{array}{c} 18.22 \\ 13.4 \end{array} \right), t_{cp1} \right], 0.0005 \right] = 14.605 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность угарного газа при $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{угар}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0.508 \\ 0.442 \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 0.475 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность водорода при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{водород}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 300 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0.824 \\ 0.612 \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 0.665 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность метана при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{метан}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0.291 \\ 0.373 \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0005 \right] = 0.332 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Плотность газа при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{газа}} := \rho_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \rho_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \rho_{\text{азот}} \cdot 0.01 + \rho_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \rho_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 2.103 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Динамический коэффициент вязкости угарного газа при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{угар}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 30.9 \cdot 10^{-6} \\ 33.7 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0000005 \right] = 3.2 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости углекислого газа при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{углек}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 29.94 \cdot 10^{-6} \\ 33.09 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0000005 \right] = 3.15 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости азота при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{азота}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 31.18 \cdot 10^{-6} \\ 34.03 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0000005 \right] = 3.25 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{\text{cp1}} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{водород}} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 15.38 \cdot 10^{-6} \\ 16.86 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\text{cp1}} \right], 0.0000005 \right] = 1.6 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости водорода при $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{метан}} := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\begin{pmatrix} 400 \\ 500 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 20.8 \cdot 10^{-6} \\ 22.68 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{cp1} \right], 0.0000005 \right] = 2.15 \times 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Динамический коэффициент вязкости газа при $t_{cp1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\mu_{\text{газ}} := \mu_{\text{метан}} \cdot 0.04 + \mu_{\text{водород}} \cdot 0.7 + \mu_{\text{азота}} \cdot 0.01 + \mu_{\text{угар}} \cdot 0.15 + \mu_{\text{углек}} \cdot 0.1 = 2.034 \times 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Для обеспечения интенсивного теплообмена попытаемся подобрать аппарат с турбулентным режимом течения теплоносителей: $Re := 10000$

Диаметр труб в трубной решетке 25x2

Внутренний диаметр труб в трубной решетке: $d_B := 0.021 \text{ м}$

Наружный диаметр труб: $d_H := 0.025 \text{ м}$

Расчетная скорость теплоносителя обеспечивающую турбулентное течение в трубах:

$$\omega_{\text{газ}} := \frac{Re \cdot \mu_{\text{газ}}}{d_B \cdot \rho_{\text{газа}}} = 4.605 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Расчет проводим по [2, стр. 29]

По уравнению расхода определим площадь проходного сечения трубок одного хода:

$$f_1 := \frac{G_1}{\omega_{\text{газ}} \cdot \rho_{\text{газ}}} = 0.258 \text{ м}^2$$

Число труб одного хода:

$$n_{\text{тр}} := \text{ceil} \left(\frac{f_1}{0.785 \cdot d_{\text{в}}^2} \right) = 746 \text{ труб}$$

Принимаем число труб:

$$\underline{n_{\text{тр}}} := 747 \text{ труб}$$

Коэффициент теплоотдачи воды выше чем у газа:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве: α_1

коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве: 2

При $\alpha_1 < \alpha_2$ диаметр расчетный: $d_p := d_{\text{н}}$

Расчетная длина одной трубки при одном ходе:

$$L_p := \left(\frac{F_{\text{ор}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_{\text{тр}}} \right) = 4.341 \text{ м}$$

Принимаем рабочую трубу теплообменника: $l_p := 6$

Число ходов трубного пространства:

$$Z := \text{ceil} \left(\frac{L_p}{l_p} \right) = 1 \text{ ход}$$

общее число труб, размещаемое на трубной решетке:

$$n := Z \cdot n_{\text{тр}} = 747 \text{ труб}$$

Трубы размещаются по периметру правильного шестиугольника:

Число труб a , расположенное на стороне наибольшего шестиугольника:

$$a := \text{ceil} \left[\frac{1 + \sqrt{1 - 4 \cdot \left(\frac{1 - n}{3} \right)}}{2} \right] = 17 \text{ труб}$$

Число труб, расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b := 2 \cdot a - 1 = 33 \text{ труб}$$

$$d_{\text{тр}} := 25 \text{ мм}$$

Шаг расположения труб:

$$t := 1.2 \cdot d_{\text{тр}} + 2 = 32 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр теплообменника:

$$D_{\text{BH}} := t \cdot (b - 1) + d_{\text{тр}} = 1.049 \times 10^3 \text{ мм}$$

Подбираем стандартный теплообменник: согласно ГОСТ 15120-79

Основные характеристики теплообменника ТНГ:

Диаметр кожуха наружный: $D := 1 \text{ м}$

Длина труб: $l := 6 \text{ м}$

Поверхность теплообмена: $F := 352 \text{ м}^2$

Число труб: $n := 747$

Диаметр трубы внутренний: $d_{\text{вн}} := 0.021 \text{ м}$

Толщина стенки трубы: $s_{\text{тр}} := 0.002 \text{ м}$

Число рядов труб: $n_p := 29$

Расстояние между перегородками: $h := 0.52 \text{ м}$

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

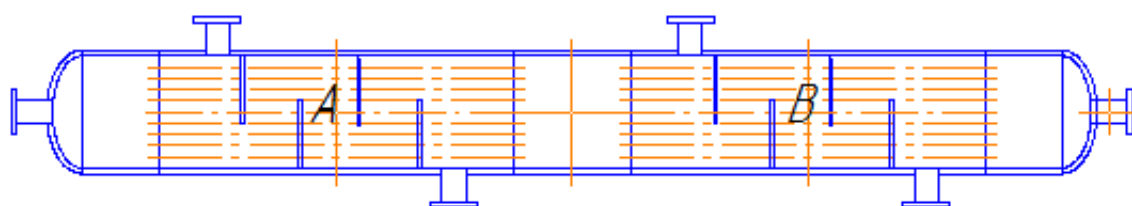


Рисунок 3 - Теплообменник котел газа после реформинга 1517/2/1

Исходные данные:

Внутренний диаметр аппарата, мм	$D := 1000$
Давление в кожухе, МПа	$P_1 := 12.7$
Давление в трубном пространстве секции, МПа	$P_2 := 2.1$

Для дальнейшего расчета примем максимальную температуру рабочей среды которая может быть в кожухе аппарата, как температуру кожуха аппарата. Так же и для трубного пучка аппарата.

Рабочая температура кожуха аппарата, °C	$t_1 := 300$
Рабочая температура труб аппарата °C	$t_2 := 860$
Ускорение свободного падения, м/с ²	$g := 9.8$

Длина цилиндрической обечайки, секция А мм:	$l_1 := 3000$
Длина цилиндрической обечайки, секция В мм:	$l_2 := 6000$
Длина распределительной камеры: мм	$l_{\text{камеры}} := 1000$
Длина переходной секций: мм	$l_{\text{сек}} := 1000$

Высота не отбортованного днища мм [3, стр. 440]	$h_B := 250$
---	--------------

Длинна аппарата, мм $l_{\text{апп}} := l_1 + l_2 + 2 \cdot l_{\text{камеры}} + l_{\text{сек}} + 2 \cdot h_B = 1.25 \times 10^4$

Коэффициент прочности сварных швов (Сварка аппарата полуавтоматическая):

длина шва 100% (Назначили конструктивно) [4, стр.24] $\phi := 1$

Таблица 2 - Материальное исполнение основных узлов теплообменника

Исполнение	Кожух	Распред-камера	Теплооб. труба	Трубная решетка	Переходная камера
Материал	ХН70Ю	ХН70Ю	ХН70Ю	ХН70Ю	ХН70Ю

Сплав ХН70Ю

Сплав ХН70Ю применяется для изготовления деталей камер сгорания и форсажных камер (карманы, диффузоры, экраны и др.), работающих при температурах 1100-1200 °С.

Сплав выплавляют в открытых индукционных печах или с применением электрошлакового переплава.

Сварка сплава ХН70Ю

Сплав сваривается всеми видами сварки.

Расчетное значение предела текучести материала сплава ХН70Ю при температуре 20 °С (температура гидравлических испытаний):

$$\sigma_{\text{тек}20} := 480 \text{ МПа}$$

коэффициент запаса по пределу текучести для условий испытаний:

$$n_t := 1.1$$

Поправочный коэффициент η :

$$\eta := 1$$

коэффициент запаса по пределу текучести для рабочих условий:

$$n_{t_p} := 1.5$$

Допускаемое напряжение сплава ХН70Ю для условий испытаний:

$$\sigma_{\text{и}20} := \text{ceil} \left(\eta \cdot \frac{\sigma_{\text{тек}20}}{n_t} \right) = 437 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала ХН70Ю при температуре кожуха:
 $t_1 = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [4]

$$\sigma_{\text{тек}300} := 370 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{Д}300} := \text{ceil}\left(\eta \cdot \frac{\sigma_{\text{тек}300}}{n_{t_p}}\right) = 247 \text{ МПа}$$

Расчетное значение предела текучести материала сплав ХН70Ю при температуре $t_2 = 860 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\sigma_{\text{тек}860} := \text{Floor}\left[\text{interp}\left[\left(\begin{matrix} 700 \\ 900 \end{matrix}\right), \left(\begin{matrix} 320 \\ 170 \end{matrix}\right), t_2\right], 0.5\right] = 200 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение сплава ХН70Ю при температуре:
 $t_2 = 860 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\sigma_{\text{Д}860} := \text{ceil}\left(\frac{\sigma_{\text{тек}860}}{n_{t_p}}\right) = 134 \text{ МПа}$$

Определение температурных напряжений в трубах и корпусе

Коэффициент линейного расширения кожуха при $t_1 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha_1 := 14.76 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения трубы при $t_2 = 860 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha_2 := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\begin{pmatrix} 800 \\ 900 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 25.5 \cdot 10^{-6} \\ 21.3 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_2, 0.0000005 \right] \right] = 2.25 \times 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Модуль упругости для кожуха:

$$E_1 := 1.66 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для труб:

$$E_2 := 0.94 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Средняя температура труб:

$$t_T := \frac{t_1 + t_2}{2} = 580 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура кожуха аппарата:

$$t_K := t_1 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

температурная разность кожуха и труб:

$$\Delta t := t_T - t_K = 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t := t_T - t_K = 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площадь поперечного сечения всех труб:

$$d_H := 0.025 \text{ м} \quad d_B := 0.021 \text{ м}$$

$$F_T := \frac{\pi \cdot 747 \cdot (d_H^2 - d_B^2)}{4} = 0.108 \text{ м}^2$$

Площадь поперечного сечения кожуха:

$$\begin{aligned} D &:= 1 \text{ м} \\ F_K &:= \frac{\pi \cdot [(1.08)^2 - D^2]}{4} = 0.131 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Температурные деформации:

$$Q_t := \left| \frac{(\alpha_2 \cdot t_T - \alpha_1 \cdot t_K) \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot F_T \cdot F_K}{E_1 \cdot F_T + E_2 \cdot F_K} \right| = 62.84 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в трубах и корпусе;

$$\begin{aligned} \sigma_T &:= \left| \frac{Q_t}{F_T} \right| = 582.118 \text{ МПа} \\ \sigma_K &:= \left| \frac{Q_t}{F_K} \right| = 480.835 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Условия температурных деформаций:

$$\begin{aligned} \text{Усл}_1 &:= \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д860} \geq \sigma_T \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия не выполняются"} \\ \text{Усл}_2 &:= \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д300} \geq \sigma_K \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия не выполняются"} \end{aligned}$$

Необходимо рассчитать расширители на корпус аппарата.

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов

Прибавку к расчетным толщинам находим согласно [4, стр 10]

Скорость коррозии материала аппарата определяем от действия заданной среды: [4]

$$П := 0.15 \frac{\text{мм}}{\text{год}}$$

Срок эксплуатации аппарата:

$$\tau := 10 \text{ лет}$$

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии:

$$c_1 := П \cdot \tau = 1.5 \text{ мм}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска;

$$c_2 := 0 \text{ мм}$$

Технологическая прибавка;

$$c_3 := 0 \text{ мм}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 1.5 \text{ мм}$$

Расчет давлений

Определить гидростатическое давление в аппарате:

Плотность воды при гидроиспытаниях (температура 20 градусов), [1, стр. 548]

$$\rho_{\text{вод}} := 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Ускорение свободного падения:

$$g := 9.8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Давление гидростатического столба при гидроиспытаниях [1, стр. 13]:

$$P_{\text{гид}} := \frac{g \cdot D \cdot \rho_{\text{вод}}}{10^6} = 9.78 \times 10^{-3} \text{ МПа}$$

Давление в межтрубном пространстве

Расчетное давление:

$$P_{\text{рас1}} := (P_1 + P_{\text{гид}}) = 12.71 \text{ МПа}$$

Давление при гидроиспытаниях: [4]

$$P_{\text{и1}} := 1.25 \cdot P_{\text{рас1}} \cdot \frac{\sigma_{\text{и20}}}{\sigma_{\text{Д300}}} = 28.108 \text{ МПа}$$

Условное давление: (межтрубного пространства)

$$P_{\text{усл1}} := P_{\text{рас1}} \cdot \frac{\sigma_{\text{и20}}}{\sigma_{\text{Д300}}} = 22.487 \text{ МПа}$$

Давление в трубном пространстве

Расчетное давление в трубном пространстве в рабочих условиях:

$$P_{\text{рас2}} := (P_2 + P_{\text{гид}}) = 2.11 \text{ МПа}$$

Давление при гидроиспытаниях [4]:

$$P_{\text{и2}} := 1.25 \cdot P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\sigma_{\text{и20}}}{\sigma_{\text{Д860}}} = 8.601 \text{ МПа}$$

Условное давление:

$$P_{\text{усл2}} := P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\sigma_{\text{и20}}}{\sigma_{\text{Д860}}} = 6.88 \text{ МПа}$$

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки (секция А и В):

Расчет проводим согласно [5, стр. 5]

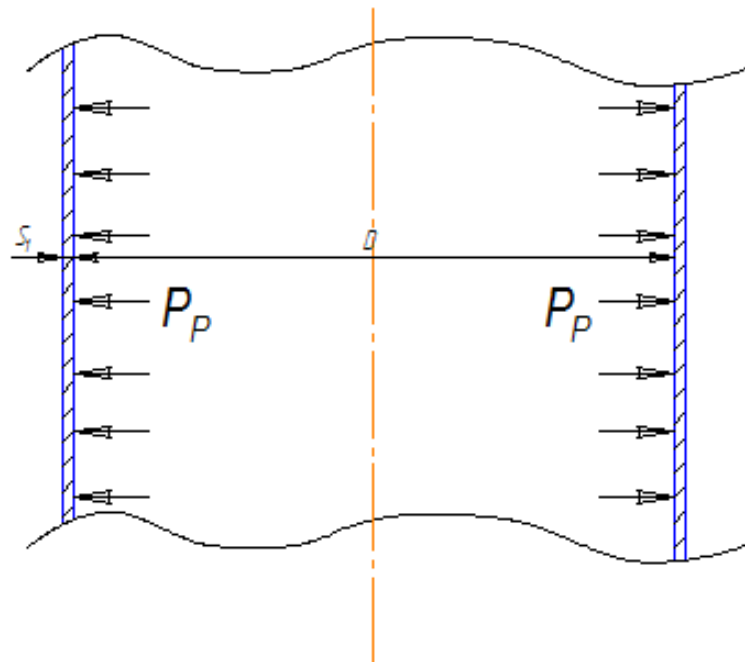


Рисунок 4 - Расчетная схема обечайки.

Диаметр цилиндрической обечайки:

$$D := 1000 \text{ мм}$$

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p1} := \max \left(\left(\frac{P_{pac1} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д300} - P_{pac1}} \right), \left(\frac{P_{и1} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} - P_{и1}} \right) \right) = 33.229 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки аппарата:

$$s_{и1} := s_{p1} + c = 34.729 \text{ мм}$$

Принимаем толщину для корпуса аппарата:

$$s_1 := 40 \text{ мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Применимость}_1 := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Формул НЕ верны"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D} > 0.1 \end{cases} = \text{"Формулы применимы"}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д1} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д300} \cdot \phi \cdot (s_1 - c)}{D + (s_1 - c)} = 18.314 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д2} := \frac{2 \cdot \sigma_{н20} \cdot \phi \cdot (s_1 - c)}{D + (s_1 - c)} = 32.402 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Проверка}_1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д1} > P_{рас1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при условиях гидроиспытания:

$$\text{Проверка}_2 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д2} > P_{и1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Расчет толщины стенки днища

Расчет проводим согласно [5, стр. 21]

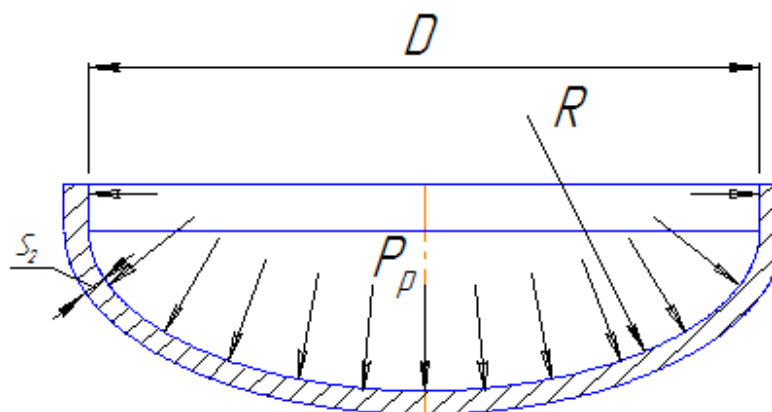


Рисунок 5 - Расчетная схема эллиптического стального отбортованного днища

Радиус кривизны в вершине днища равен: (для эллиптических днищ)

$$R_1 := D = 1 \times 10^3 \text{ мм}$$

Расчет толщины стенки крышки под действием внутреннего давления:

$$s_{p2} := \max \left(\left(\frac{P_{pac2} \cdot \frac{R_1}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д860} - 0.5 \cdot P_{pac2}}}{P_{и2} \cdot \frac{R_1}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} - 0.5 \cdot P_{и2}}} \right) \right) = 9.889 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки днища:

$$s_{и2} := s_{p2} + c = 11.389 \text{ мм}$$

Принимаем толщину днища:

$$s_2 := 22 \text{ мм}$$

Проверка условий применимости расчетных формул без моментной теории для эллиптических днищ (крышек): [5, стр. 21]

$$\begin{aligned} \text{Прим}_2 &:= \begin{cases} \text{"формулы применяются"} & \text{if } 0.002 \leq \frac{s_2 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условия НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"формулы применяются"} \\ \text{Прим}_3 &:= \begin{cases} \text{"формулы применяются"} & \text{if } 0.2 \leq \frac{h_B}{D} \leq 0.5 \\ \text{"Условия НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"формулы применяются"} \end{aligned}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д3} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д860} \cdot \phi \cdot (s_2 - c)}{R_1 + (s_2 - c)} = 5.384 \text{ МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д4} := \frac{2 \cdot \sigma_{и20} \cdot \phi \cdot (s_2 - c)}{R_1 + (s_2 - c)} = 17.557 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, крышки от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Проверка}_3 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д3} > P_{pac2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, крышки от действия внутреннего давления при условиях гидроиспытания:

$$\text{Проверка}_4 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д4} > P_{и2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Расчет толщины стенки распределительной и переходной камеры:

Расчет [5, стр. 12]

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p3} := \max \left(\begin{pmatrix} P_{рас2} \cdot \frac{D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д860} - P_{рас2}} \\ P_{и2} \cdot \frac{D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} - P_{и2}} \end{pmatrix} \right) = 9.938 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{и3} := s_{p3} + c = 11.438 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину:

$$s_3 := 22 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Применимость}_2 := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \frac{s_3 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Формул НЕ верны"} & \text{if } \frac{s_3 - c}{D} > 0.1 \end{cases} = \text{"Формулы применимы"}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д5} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д860} \cdot \phi \cdot (s_3 - c)}{D + (s_3 - c)} = 5.384 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д6} := \frac{2 \cdot \sigma_{и20} \cdot \phi \cdot (s_3 - c)}{D + (s_3 - c)} = 17.557 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Проверка}_5 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д5} > P_{рас2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при условиях гидраиспытания:

$$\text{Проверка}_6 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д6} > P_{и2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Определение температурных напряжений в трубах и корпусе

Коэффициент линейного расширения кожуха при $t_1 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha_1 := 14.76 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения трубы при $t_2 = 860 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha_2 := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 800 \\ 900 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 25.5 \cdot 10^{-6} \\ 21.3 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_2 \right], 0.0000005 \right] = 2.25 \times 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Модуль упругости для кожуха:

$$E_1 := 1.66 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для труб:

$$E_2 := 0.94 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Средняя температура труб:

$$t_K := \frac{t_1 + t_2}{2} = 580 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура кожуха аппарата:

$$t_T := t_1 = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

температурная разность кожуха и труб:

$$\Delta t := t_T - t_K = 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площадь поперечного сечения всех труб:

$$d_H := 0.025 \text{ м} \quad d_B := 0.021 \text{ м}$$

$$F_T := \frac{\pi \cdot 747 \cdot (d_H^2 - d_B^2)}{4} = 0.108 \text{ м}^2$$

Площадь поперечного сечения кожуха:

$$D := 1 \text{ м}$$

$$F_K := \frac{\pi \cdot [(1.08)^2 - D^2]}{4} = 0.131 \text{ м}^2$$

Температурные деформации:

$$Q_t := \left| \frac{(\alpha_2 \cdot t_T - \alpha_1 \cdot t_K) \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot F_T \cdot F_K}{E_1 \cdot F_T + E_2 \cdot F_K} \right| = 62.84 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в трубах и корпусе;

$$\sigma_T := \left| \frac{Q_t}{F_T} \right| = 582.118 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := \left| \frac{Q_t}{F_K} \right| = 480.835 \text{ МПа}$$

Условия температурных деформаций:

$$Усл_1 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д860} \geq \sigma_T \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия не выполняются"}$$

$$Усл_2 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д300} \geq \sigma_K \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия не выполняются"}$$

Необходимо рассчитать расширители на корпус аппарата.

Расчет линзовых компенсаторов

Материал линзового компенсатора: *сплав ХН70Ю*

Модуль продольной упругости материала линзового компенсатора при температуре 300 °С:
[4]

$$E_{\text{линз}300} := E_1 = 1.66 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжения материала линзового компенсатора при температуре:

$$\sigma_{\text{ком}300} := \sigma_{Д300} = 247 \text{ МПа}$$

Предел текучести линзового компенсатора при температуре 300 °С:

$$\sigma_{\text{тем_ком}300} := \sigma_{\text{ком}300} \cdot 1.5 = 370.5 \text{ МПа}$$

Подбираем диаметр линзового компенсатора:

$$D_{\text{лин}} := 1400 \text{ мм}$$

Отношение внутреннего диаметра кожуха к линзовому диаметру:

$$\beta := \frac{D}{D_{\text{лин}}} = 7.143 \times 10^{-4}$$

Коэффициент $\lambda_{\text{лин}}$

$$\lambda_{\text{лин}} := 0.04$$

Расчетная толщина линзового компенсатора:

$$P_{и1} = 28.108 \text{ МПа}$$

$$s_{\text{ком}1} := \max \left[0.21 \cdot (D_{\text{лин}} - D) \cdot \sqrt{1.25 \cdot \frac{P_{\text{рас}1}}{\sigma_{\text{тем_ком}300}}}, \lambda_{\text{лин}} \cdot \sqrt{1.1 \cdot \frac{P_{\text{рас}1}}{\sigma_{\text{тем_ком}300}}} \right] = 60.837 \text{ мм}$$

$$s_{\text{ком}2} := \max \left[0.21 \cdot (D_{\text{лин}} - D) \cdot \sqrt{1.25 \cdot \frac{P_{и1}}{\sigma_{и20}}}, \lambda_{\text{лин}} \cdot \sqrt{1.1 \cdot \frac{P_{и1}}{\sigma_{и20}}} \right] = 83.304 \text{ мм}$$

$$s_{\text{ком}} := \max(s_{\text{ком}1}, s_{\text{ком}2}) = 83.304 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина линзового компенсатора:

$$s_{\text{исп_ком}} := c + s_{\text{ком}} = 84.804 \text{ мм}$$

Задаемся толщиной:

$$s_{\text{исп}} := 30 \text{ мм}$$

Количество компенсаторов:

$$z := 1$$

Коэффициент линейного расширения кожуха при $t_1 = 300$ °C: [4, стр. 23]

$$\alpha_1 = 1.476 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения трубы при $t_2 = 860$ °C:

$$\alpha_2 = 2.25 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Температура компенсатора (рабочая): $t_{\text{ком}} := 300$ °C

Температура труб (приняли равной горячему теплоносителю, чтобы рассмотреть самые худшие условия): $t_{\text{труб}} := 860$ °C

Коэффициент зависящий от β

$$\alpha_{\text{ком}} := 0.036$$

Коэффициент жесткости компенсатора:

$$y := \frac{0.06 \cdot \alpha_{\text{ком}} \cdot (1 - \beta) \cdot D^2}{\pi \cdot E_{\text{линз300}} \cdot s_{\text{исп}}} = 1.38 \times 10^{-10}$$

Температурные усилия возникающие в аппарате:

$$Q_{\text{темпер}} := \frac{(\alpha_2 \cdot t_{\text{труб}} - \alpha_1 \cdot t_{\text{ком}})}{\frac{1}{F_K \cdot E_{\text{линз300}}} + \frac{1}{F_T \cdot E_2} + y \cdot \frac{z}{3000}} = 103.165$$

Температурные напряжения в компенсаторе;

$$\sigma_{\text{ком}} := \frac{40}{3} \cdot \frac{y \cdot Q_{\text{темпер}} \cdot E_{\text{линз300}} \cdot s_{\text{исп}}}{\alpha_{\text{ком}} \cdot D_{\text{лин}}^2} = 1.339 \times 10^{-5}$$

Допускаемое напряжение компенсатора при рабочей температуре:

$$\sigma_{\text{ком_д}} := \sigma_{\text{ком300}} = 247 \text{ МПа}$$

Проверка способности линзового компенсатора справиться с деформациями:

$$\text{Условие}_1 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{\text{ком_д}} \geq \sigma_{\text{ком}} \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия выполняются"}$$

Наружный диаметр компенсатора:

$$D_{\text{лин_ком_нар}} := D_{\text{лин}} + 2 \cdot s_{\text{исп}} = 1.46 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

$$\beta_{\text{ком}} := \frac{D_{\text{лин}}}{D_{\text{лин_ком_нар}}} = 0.959$$

Радиус кривизны компенсатора:

$$r_{\text{ком}} := 14 \quad \text{мм}$$

$$X_{\text{комп}} := \frac{4 \cdot r_{\text{ком}} \cdot \beta_{\text{ком}}}{D_{\text{лин}} \cdot (1 - \beta_{\text{ком}})} = 0.933$$

$$Y_{\text{ком}} := \frac{2.57 \cdot r_{\text{ком}}}{\sqrt{s_{\text{исп}} \cdot D_{\text{лин}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{\text{ком}}}\right)}} = 0.123$$

Коэффициент согласно [6, стр. 42]:

$$C_f := 2.25$$

$$A_{\text{ком}} := \frac{6.8 \cdot \beta_{\text{ком}} \cdot (1 + \beta_{\text{ком}})}{C_f \cdot (1 - \beta_{\text{ком}})^3} = 8.179 \times 10^4$$

$$K_{\text{ком}} := \frac{E_{\text{лин}} \cdot 300 \cdot s_{\text{исп}}^3 \cdot A_{\text{ком}}}{z \cdot D_{\text{лин}}^2} = 1.87 \times 10^8$$

Расчет трубной решетки (секция В)

Расчет согласно [6]

Половина длины труб аппарата равна 3 метра.

$$l_{\text{труб}} := 3000 \quad \text{мм}$$

Число труб:

$$n_{\text{тр}} := 747 \quad \text{труб}$$

Для трубной решетки используем материал: сплав ХН70Ю, согласно таблице материального исполнения аппарата, таблица

Допускаемое напряжение трубной решетки, при рабочей температуре труб:

$$\sigma_{\text{реш860}} := \sigma_{\text{Д860}} = 134 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости:

$$E_{\text{реш860}} := E_2 = 9.4 \times 10^4 \quad \text{МПа}$$

Для труб используется материал: Сплав ХН70Ю

Допускаемое напряжение трубного пучка:

$$\sigma_{\text{тр860}} := \sigma_{\text{реш860}} = 134 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости при рабочей температуре 860 °С для материала труб: Сплав ХН70Ю

$$E_{\text{тр860}} := E_2 = 9.4 \times 10^4 \quad \text{МПа}$$

Диаметр трубы внутренний: $d_{\text{тр}} := 21 \quad \text{мм}$

толщина стенки трубы: $s_{\text{тр}} := 2 \quad \text{мм}$

Диаметр трубы наружный: $d_{\text{нр}} := 25 \quad \text{мм}$

Внутренний радиус кожуха:

$$a := \frac{D}{2} = 0.5 \quad \text{мм}$$

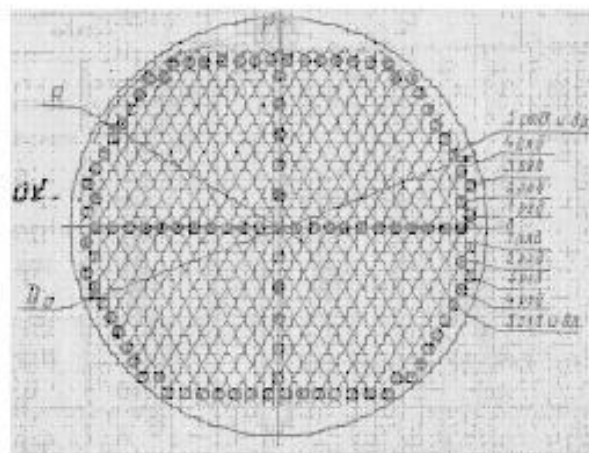


Рисунок 6 - Решетка аппарата диаметром 400-1400 мм.

Основные характеристики трубной решетки, для двухходового теплообменника диаметром 1000 мм. согласно [7]

Диаметр трубного пучка

$$D_0 := 988 \quad \text{мм}$$

Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы: согласно [10, таблица 2]

$$a_1 := \frac{D_0}{2} = 494 \quad \text{мм}$$

Расчет трубной решетки[6]

Относительную характеристику без трубного края трубной решетки:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.012 \times 10^{-3}$$

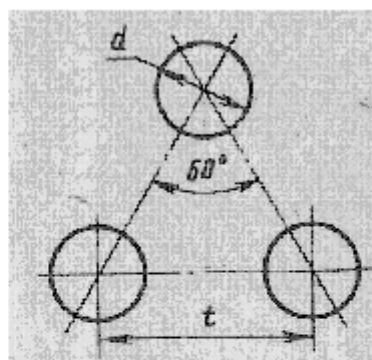


Рисунок 7 - Расположение труб в трубной решетке.

Шаг расположения труб [2]:

$$t := 1.2 \cdot d_{\text{нр}} + 2 = 32 \quad \text{мм}$$

Коэффициент прочности решетки:

$$\phi_p := \frac{t - 21}{t} = 0.344$$

$$Q_R := P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 + P_{\text{рас1}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{лин}} - D) + Q_{\text{темпер}} = 1.407 \times 10^4$$

Расчетная толщина трубной решетки: [16]

Теплообменные аппараты с компенсатором на корпусе межтрубного пространства

$$s_p := \frac{t \cdot D_0 \left[P_{\text{рас2}} - P_{\text{рас1}} + \left(\frac{D_{\text{лин_ком_нар}}}{D_0} \right)^2 \cdot P_{\text{рас1}} \right]}{2 \cdot (t - d_{\text{нр}}) \cdot \sigma_{\text{Д860}}} = 289.099 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$s_{\text{тр}} := 300 \text{ мм}$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам:

- со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_{\text{м}} := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot d_{\text{нр}}^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.522$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_{\text{т}} := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.663$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата.

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляют по формуле

$$K_y := \frac{E_{\text{тр}} \cdot 860 \cdot (\eta_{\text{т}} - \eta_{\text{м}})}{l_{\text{труб}}} = 4.412 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле:

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{труб}}}{E_1 \cdot s_1} = 0.985$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы—кожух:[6]

K_{1p} - отношение осевого перемещения компенсатора или расширителя при действии давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора и расширителя от действия того же давления

$$K_{1p} := \frac{\pi \cdot a \cdot E_1 \cdot s_1}{\frac{l_{\text{труб}}}{2} \cdot K_{\text{ком}}} = 3.718 \times 10^{-5}$$

Коэффициент K_{1q} определяют как отношение осевого перемещения компенсатора при действии растягивающей силы к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора (расширителя) от действия той же сил

$$K_{1q} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{лин_ком_нар}}^2 - D_{\text{лин}}^2) \cdot s_{\text{исп}} \cdot E_1}{4.8 \cdot \frac{l_{\text{труб}}}{2} \cdot a \cdot K_{\text{ком}}} = 3.987$$

$$K_{1q} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{лин_ком_нар}}^2 - D_{\text{лин}}^2) \cdot s_{\text{исп}} \cdot E_1}{4.8 \cdot \frac{l_{\text{труб}}}{2} \cdot a \cdot K_{\text{ком}}} = 3.987$$

K_q - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии осевой силы;

$$K_q := 1 + K_{1q} = 1$$

K_p - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии давления;

$$K_p := 1 + K_{1q} = 4.987$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0

$$\eta_T = 0.663$$

$$\eta_{T_таб} := \begin{pmatrix} 0.65 \\ 0.7 \end{pmatrix} \quad \psi_{0_таб} := \begin{pmatrix} 0.37 \\ 0.44 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{Floor}[\text{interp}[\eta_{T_таб}, \psi_{0_таб}, (\eta_T)], 0.005] = 0.385$$

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_{\text{реш860}}}} = 2.653 \times 10^{-3}$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляют по формуле

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 1.311$$

Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

K_Φ - коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н·мм;

$$K_\Phi := 1 \quad \text{Н·мм}$$

Максимальное давление в трубном пространстве

$$P_{\text{рас1}} = 12.71 \quad \text{МПа}$$

Максимальное давление в межтрубном пространстве,

$$P_{\text{рас2}} = 2.11 \quad \text{МПа}$$

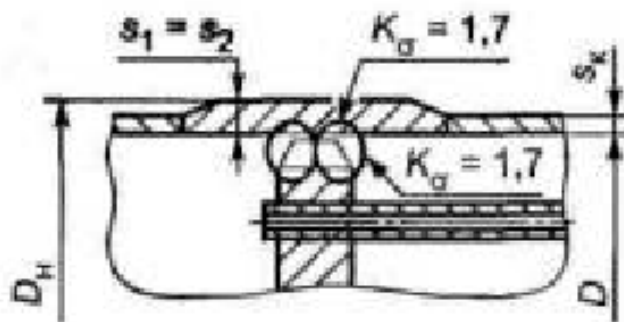


Рисунок 8 - решетка, вваренная в кожух.

Наружный диаметр фланца:

$$D_H := 2 \cdot s_1 + D = 81 \quad \text{мм}$$

R1 - радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, мм;

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 20.5 \quad \text{мм}$$

m_{cp} — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{n_{tp} \cdot (d_{np} - 2 \cdot s_{tp})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.051$$

Приведенное давление p_0 вычисляют по формуле:

$$A := \eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \rho \cdot K_p)$$

$$B := [\alpha_2 \cdot (t_2 - 20) - \alpha_1 \cdot (t_1 - 20)] \cdot K_y \cdot l_{труб}$$

$$p_0 := B + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \rho \cdot K_q)] \cdot P_{рас2} - A \cdot P_{рас1} = 200.269$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_\phi \cdot R_1} = 7.553 \times 10^6 \quad \text{МПа}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1 , Φ_2 , Φ_3

Таблица 3 - Коэффициенты Φ_1 , Φ_2 , Φ_3

ω	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Φ_1	2	2,0	2,06	2,28	2,79	3,58	4,5	5,39
Φ_2	0	0,02	0,19	0,62	1,32	2,16	2,94	3,59
Φ_3	0	0,19	0,76	1,65	2,75	3,76	4,65	5,36

безразмерный параметр системы решетка - трубы. $\omega = 1.311$

$$\omega_1 := \left(\frac{1}{1.5} \right) \quad \Phi_{1_таб} := \left(\frac{2.06}{2.28} \right)$$

$$\Phi_1 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_1, \Phi_{1_таб}, \omega), 0.05) = 2.15$$

$$\omega_2 := \left(\frac{1}{1.5} \right) \quad \Phi_{2_таб} := \left(\frac{0.19}{0.62} \right)$$

$$\Phi_2 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_2, \Phi_{2_таб}, \omega), 0.05) = 0.45$$

$$\omega_3 := \left(\frac{1}{1.5} \right) \quad \Phi_{3_таб} := \left(\frac{0.76}{1.65} \right)$$

$$\Phi_3 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_3, \Phi_{3_таб}, \omega), 0.05) = 1.3$$

Значения T_1 , T_2 , T_3 вычисляются по формулам:

$$t_{1k} := 1 + 1.4\omega \cdot (m_n - 1) = -0.833$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5(1 + m_n \cdot t_1) \cdot (t_1 - 1)] = -1.967$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t_1 = -0.375$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 1.316 \times 10^{-3}$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляются по формулам:

- для изгибающего момента:

s_{1k} - толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм

$$s_{1k} := 40 \text{ мм} \quad s_{2k} := 40 \text{ мм}$$

β_1 - коэффициент системы кожух - решетка, 1/мм;

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{1k} \cdot a}} = 0.291 \quad \frac{1}{\text{мм}}$$

β_2 - коэффициент системы обечайка - фланец камеры, 1/мм;

$$\beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{2k} \cdot a}} = 0.291 \quad \frac{1}{\text{мм}}$$

h_1 - толщина тарелки фланца кожуха, мм;

$$h_1 := 300 \text{ мм}$$

m_1 - коэффициент влияния давления на изгиб фланца:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{\beta_1^2} = 1.044 \times 10^3$$

m_2 - коэффициент влияния давления на изгиб 2-го фланца:

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_1}{\beta_2^2} = 1.044 \times 10^3$$

p_1 - приведенное давление на фланцы

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot P_{\text{рас1}} - m_2 \cdot P_{\text{рас2}}) = 1.84 \times 10^7 \text{ МПа}$$

расчетное давление распределительной камере:

$$P := P_{\text{рас2}} = 2.11 \text{ МПа}$$

$$M_\Pi := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 4.537 \times 10^5 \text{ Н·мм}$$

для перерезывающей силы:

$$Q_\Pi := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -1.012 \times 10^5 \text{ Н}$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, вычисляются по формулам:

- для изгибающего момента:

$$M_a := M_\Pi + (a - a_1) \cdot Q_\Pi = 5.041 \times 10^7 \text{ Н·мм}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_\Pi \cdot Q_\Pi = -102.45 \text{ Н}$$

Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляют по формулам:

- для осевой силы:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n_{тр}} \cdot [(\eta_M \cdot P_{рас1} - \eta_T \cdot P_{рас2}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a] = 1.299 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

- для изгибающего момента:

Внутренний диаметр трубы:

$$d_{вн} := d_{нр} - 2 \cdot s_{тр} = 21 \quad \text{мм}$$

J_T - момент инерции поперечного сечения трубы, мм⁴;

$$J_T := \frac{\pi}{64} \cdot (d_{нр}^4 - d_{вн}^4) = 9.628 \times 10^3 \quad \text{мм}^4$$

приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу, мм;

$l_{пр}$ — вычисляют по формулам.

$$l_{пр} := l_{труб} = 3 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

$$M_T := \frac{E_{тр860} \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{пр}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 6.382 \times 10^4$$

Усилия в кожухе вычисляют по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_{рас2} - Q_{п} = 1.012 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$K_1 := 1$$

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\Phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{п} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{п}) - \frac{P_{рас1}}{2 \cdot \beta_1^2} = 1.452 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_K := \pi \cdot D \cdot Q_K = 3.18 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Расчетные напряжения в элементах конструкции

D_H - наружный диаметр кожуха, м; $D_H = 81$ мм

s_p - толщина трубной решетки, м; $s_p = 300$ мм

$$s_{1p} := s_p = 300 \text{ мм}$$

b_1 - ширина тарелки фланца кожуха, м;

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 40 \text{ мм}$$

R_1 - радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, м;

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 20.5 \text{ мм}$$

Расчетные напряжения в трубных решетках

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_{\pi}|}{(s_{1p} - c)^2} = 30.549 \quad \text{МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{1p} := \frac{|Q_{\pi}|}{s_{1p} - c} = 339.097 \quad \text{МПа}$$

B - коэффициент, $B := 0.964$

$\omega = 1.311$

n_B - коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;

$$n_B := \frac{Q_a}{\beta \cdot M_a} = -7.661 \times 10^{-4}$$

где A - коэффициент, определяемый по таблице 10 в зависимости от ω и m_A

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = -1.305 \times 10^{-4} \quad \text{A} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 1.5 \\ 2 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0.466 \\ 0.514 \end{pmatrix}, (\omega), 0.0005 \right] \right] = 0.447$$

$M_{\max}$ — максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки.

$$M_{\max} := \begin{cases} A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} & \text{if } \begin{cases} m_A \leq 1 \\ -1 \leq m_A \end{cases} \\ B \cdot |M_a| & \text{if } \begin{cases} m_A < -1 \\ m_A > 1 \end{cases} \end{cases} = \blacksquare \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляют по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\phi \cdot (s_{1p} - c)^2} = \blacksquare \quad \text{МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{2p} := \frac{|Q_a|}{\phi \cdot (s_{1p} - c)} = 0.343 \quad \text{МПа}$$

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решётке

в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_{1p} - c)} = 339.099 \quad \text{МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_{1p} - c)^2} = 978 \quad \text{МПа}$$

в окружном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{P_{pac1} \cdot a}{(s_{1k} - c)} = 0.165 \quad \text{МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 293.4 \quad \text{МПа}$$

$\sigma_{др}$ - допускаемое напряжение для материала решетки , МПа;

$$\sigma_{др} := \sigma_{реш860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Проверка прочности трубных решёток

Проверка статической прочности

$$\text{Пров}_{\text{труб_реш}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{1p}, \tau_{2p}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{труб_реш}} = \text{"Условие прочности НЕ выполняется"}$$

Проверка прочности и устойчивости кожуха

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке.

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:

допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата или крышки аппарата воздушного охлаждения, МПа;

$$\sigma_{Д300} = 247 \quad \text{МПа}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma_{Д300} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие НЕ выполняется"}$$

Проверка прочности и устойчивости кожуха

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке.

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:

допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата или крышки аппарата, МПа;

$$\sigma_{Д300} = 247 \quad \text{МПа}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож1}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma_{Д300} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие НЕ выполняется"}$$

Расчёт трубы на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб к решетке.

Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если

K_t - коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;

-Для рабочих условий:

$$K_{t1} := 1.3$$

-Для условий гидроиспытания:

$$K_{t2} := 1.126$$

Задаем конструктивно:

l_{1R} — максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм; $l_{1R} := 600 \quad \text{мм}$

l_{2R} — максимальный пролет трубы между перегородками, мм; $l_{2R} := 300 \quad \text{мм}$

l_R - расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7l_{1R}) = 420 \quad \text{мм}$$

Для труб, завальцованных в отверстия с двумя канавками, согласно [7]:

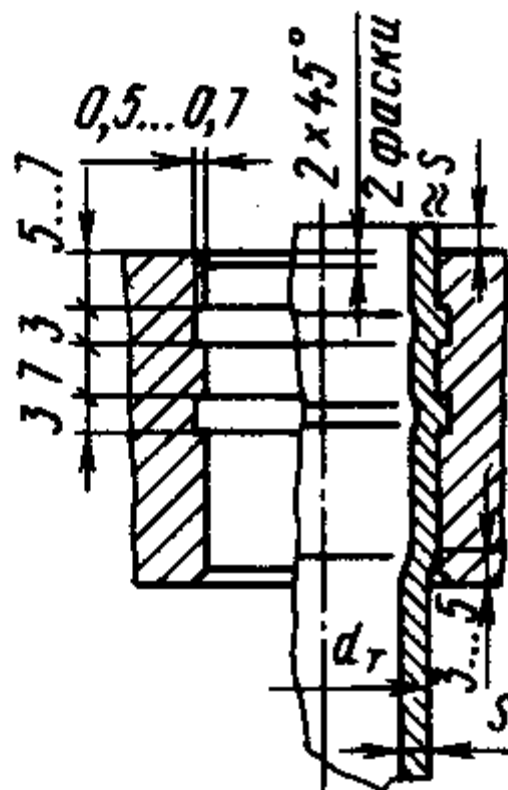


Рисунок 9 - Крепления труб в трубных решетках: развальцовка в двух канавках.

Площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами:

$$f := 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = 540.423 \quad \text{мм}^2$$

Трубная нагрузка:

$$q := P_{\text{и2}} \cdot f = 4.648 \times 10^3$$

-Для рабочих условия:

$$\lambda_1 := K_{\text{т1}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{тр860}}}{E_{\text{тр860}}}} \cdot \frac{l_{\text{R}}}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 1.085$$

$$E_{\text{тр20}} := 1.99 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

-Для условий гидроиспытания:

$$\lambda_2 := K_{\text{т2}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{и20}}}{E_{\text{тр20}}}} \cdot \frac{l_{\text{R}}}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 1.166$$

$$\varphi_{\text{т}} := 0.8$$

из рисунка



Рисунок - 10. Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе

Проверка жесткости труб: [11]

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости труб предъявляют какие-либо дополнительные требования.

Проверку жесткости труб проводят только при $N_T < 0$

$$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} := \begin{cases} \text{"Проверка жесткости труб нужна"} & \text{if } N_T < 0 \\ \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} = \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"}$

Определение деформаций под действием давления

Осевое усилие от давление в трубном пространстве на крышку теплообменника:

$$Q_1 := P_{и2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6.755 \quad \text{Н}$$

Осевое усилие от давление на трубную решетку со стороны межтрубного пространства:

$$Q_2 := P_{и2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{в}^2 \cdot n_{тр}) = -2.225 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

Осевое усилие распорной силы со стороны межтрубного пространства на трубную решетку:

$$Q_3 := P_{и1} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{нр}^2 \cdot n_{тр}) = -1.031 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

Осевое усилие в трубном и межтрубном пространстве:

$$Q := Q_1 + Q_2 + Q_3 = -1.253 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

Осевое усилие в трубном и межтрубном пространстве:

$$q := \frac{Q}{n_{тр}} = -1.678 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Площадь поперечного сечения всех труб:

$$F_{\pi} := \frac{\pi \cdot n_{тр} \cdot (d_{нр}^2 - d_{в}^2)}{4} = 1.08 \times 10^5 \quad \text{мм}^2$$

Площадь поперечного сечения кожуха:

$$F_{\pi} := \frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot 40)^2 - D^2]}{4} = 5.152 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

Площадь поперечного сечения стенки трубы:

$$d_{н} := 0.025 \quad \text{м} \quad d_{в} := 0.021 \quad \text{м}$$

Глубина развальцовки: $h := (d_{н} \cdot 1.5) = 0.038 \quad \text{мм.}$

$$f_T := \frac{F_T}{10^6} = 0.108 \quad \text{м}^2$$

$$q_T := \sigma_T \cdot f_T = 62.84 \quad \text{Н}$$

Суммарное усилие:

$$q_c := q - q_T = -1.684 \times 10^4 \text{ Н}$$

Удельная нагрузка при толстых решетках с двумя канавками:

$$\sigma_c := \frac{q_c}{h \cdot d_H} = -1.796 \times 10^7 \quad \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

$$\sigma_{сд} := 20 \cdot 10^6 \quad \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Условие прочности:

$$\text{Услов}_{\text{проч}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_c \leq \sigma_{сд} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Глубина канавки равна 5 мм.

Расчет штуцера холодного теплоносителя

Расчет толщины патрубка штуцера холодного теплоносителя

Расчет проводим согласно [5, стр. 5]

Диаметр патрубка:

$$D_y := 200 \quad \text{мм}$$

Расчетная толщина стенки патрубка штуцера при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p_шт} := \max \left(\left(\frac{P_{рас1} \cdot \frac{D_y}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д300} - P_{рас1}}}{P_{и1} \cdot \frac{D_y}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} - P_{и1}}} \right) \right) = 6.646 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина патрубка:

$$s_{и_шт} := s_{p_шт} + c = 8.146 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{шт} := 20 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Приме}_{\text{фор}} := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \frac{s_{\text{шт}} - c}{D_y} \leq 0.1 \\ \text{"Формул НЕ верны"} & \text{if } \frac{s_{\text{шт}} - c}{D_y} > 0.1 \end{cases} = \text{"Формулы применимы"}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{\text{д7}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{Д300}} \cdot \phi \cdot (s_{\text{шт}} - c)}{D_y + (s_{\text{шт}} - c)} = 41.826 \text{ МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{\text{д8}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{И20}} \cdot \phi \cdot (s_{\text{шт}} - c)}{D_y + (s_{\text{шт}} - c)} = 74 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, патрубка от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Проверка}_7 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{\text{д7}} > P_{\text{рас1}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, патрубка от действия внутреннего давления при условиях гидраиспытания:

$$\text{Проверка}_8 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{\text{д8}} > P_{\text{и1}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Подбор стандартного резьбового фланца для холодного теплоносителя

Поскольку давление в межтрубном пространстве выше 20 МПа, подойдут только резьбовые фланцы с давлением от 20 до 100 МПа. Подбираем стандартные резьбовые фланцы по [8, таблица 1]

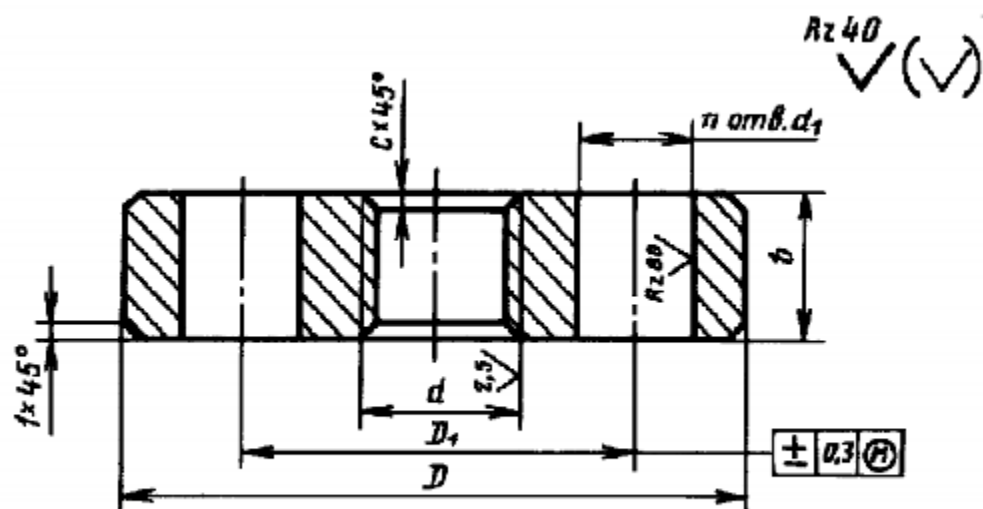


Рисунок 11 - Фонструкция фланца стального резьбового.

Таблица 4 - Таблица размеров стального резьбового фланцевого соединения.

d	D	D ₁	b	c	d ₁	n
M240x6	460	360	105	4	55	8

Фланец M240 x 6 - 40X ГОСТ 9399-81

Фланец изготовлен из материала сталь 40х. Фланец с резьбой M240x6.

Для резьбовых фланцев подбирают заглушки [9] если есть для этого ????????

Заглушка на высокое давление аналогичная АТК 24.200.02-90 по ГОСТ 22815-83

"Сборочные единицы и детали трубопроводов. Заглушки фланцевые на Ру св. 10 до 100 МПа (св. 100 до 1000 кгс/см.кв.). Конструкция и размеры".

Но если нужно устанавливать между двумя фланцами, то или делать из глухой линзы ГОСТ 22791-83 "Сборочные единицы и детали трубопроводов. Линзы глухие с указателем на Ру св. 10 до 100 МПа (св. 100 до 1000 кгс/см.кв.). Конструкция и размеры", или брать измерительную диафрагму ГОСТ 22807-83 "Сборочные единицы и детали трубопроводов. Диафрагмы измерительные линзовые с фланцами на Ру св. 10 до 63 МПа (св. 10 до 630 кгс/см.кв.). Конструкция и размеры"

Подбор стандартных штуцеров горячего теплоносителя

Подбираем стандартные штуцера для горячего теплоносителя согласно [10]

Штуцера типа 2 с фланцами стальными приварными встык на условное давление от 0,6 до 16,0 МПа

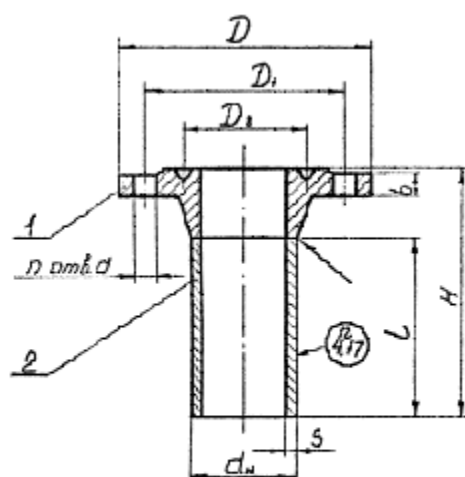


Рисунок 12 - Штуцер с фланцами стальными приварными встык с уплотнительной поверхностью под прокладку овального сечения на условное давление от 6,3 до 16,0 МПа

Таблица 5 - Таблица размеров штуцера с фланцами стальными приварными встык с уплотнительной поверхностью под прокладку овального сечения.

D_y	D	D_1	D_8	b	d	n	l	H	s	P
мм						Отв.	мм	мм		МПа
400	715	620	480	76	52	16	240	444	22	10

Штуцер 400 - 10 - 2 - 6 - 240 - ХН70Ю АТК 24.218.06-90.

Пример условного обозначения штуцера D_y 400 мм, P_y 10 МПа, типа 2, исполнения 6, l = 240 мм, фланец из сплав ХН70Ю патрубок из стали ХН70Ю.

Расчет люк-лаза диаметром 500 мм

Расчет толщины патрубка люка - лаза:

Патрубок изготовлен из материала: *сплав ХН70Ю*.

Расчет проводим согласно [5, стр. 5]

Диаметр патрубка штуцера люка:

$$D_{\text{л}} := 500 \quad \text{мм}$$

Расчетная толщина стенки патрубка штуцера при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p_люк} := \max \left(\left(\frac{P_{рас2} \cdot \frac{D_{л}}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д860} - P_{рас2}}}{P_{и2} \cdot \frac{D_{л}}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} - P_{и2}}} \right) \right) = 4.969 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина патрубка:

$$s_{и_люк} := s_{p_люк} + c = 6.469 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{люк} := 22 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Приме}_{люк} := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \frac{s_{люк} - c}{D_{л}} \leq 0.1 \\ \text{"Формул НЕ верны"} & \text{if } \frac{s_{люк} - c}{D_{л}} > 0.1 \end{cases} = \text{"Формулы применимы"}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д9} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д860} \cdot \phi \cdot (s_{люк} - c)}{D_{л} + (s_{люк} - c)} = 10.555 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д10} := \frac{2 \cdot \sigma_{и20} \cdot \phi \cdot (s_{люк} - c)}{D_{л} + (s_{люк} - c)} = 34.423 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, патрубка от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Проверка}_9 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д9} > P_{рас2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, патрубка от действия внутреннего давления при условиях гидраиспытания:

$$\text{Проверка}_{10} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{д10} > P_{и2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условие выполняется"}$$

Конструктивный расчет фланца люка-лаза

Расчет проводим согласно [11, стр. 90]

Тип фланца: фланцевое соединение приварными встык фланцам.

Тип уплотнительной поверхности: прокладка восьмиугольного сечения

Материал фланца: сплав ХН70Ю.

Исходные данные:

Диаметр патрубка: $D_{\text{л}} = 500 \text{ мм}$

Давление для расчета фланцевого соединения:

$$P_{\text{макс1}} := \max(P_{\text{усл2}}, P_{\text{и2}}) = 8.601 \text{ МПа}$$

Для дальнейшего расчета принимаем максимально возможное давление, которое может быть оказано на фланцы.

Диаметр болтов: принимаем конструктивно.

$$d_{\text{б}} := 48 \text{ мм}$$

Расчетная температура фланцевого соединения (не изолированного):

$$t_{\text{ф}} := t_2 \cdot 0.96 = 825.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Расчетная температура болтов:

$$t_{\text{б}} := t_2 \cdot 0.85 = 731 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

материал для болтов: сплав ХН70Ю.

допускаемое напряжение материала при рабочей температуре для болта:

$$\sigma_{\text{б}} := \text{ceil} \left[\frac{\text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{900} \right), \left(\frac{320}{170} \right), t_{\text{б}}, 0.5 \right] \right]}{n_{\text{т_п}}} \right] = 198 \text{ МПа}$$

материал для фланцевого соединения: сплав ХН70Ю.

допускаемое напряжение материала при рабочей температуре для фланцев:

$$\sigma_{\text{ф}} := \text{ceil} \left[\frac{\text{Floor} \left[\text{interp} \left[\left(\frac{700}{900} \right), \left(\frac{320}{170} \right), t_{\text{ф}}, 0.5 \right] \right]}{n_{\text{т_п}}} \right] = 151 \text{ МПа}$$

допускаемое напряжение материала при испытаниях при температуре 20 градусов [3]:

$$\sigma_{\Phi 20} := \sigma_{H20} = 437 \quad \text{МПа}$$

прокладка: металлическая восьмиугольного сечения

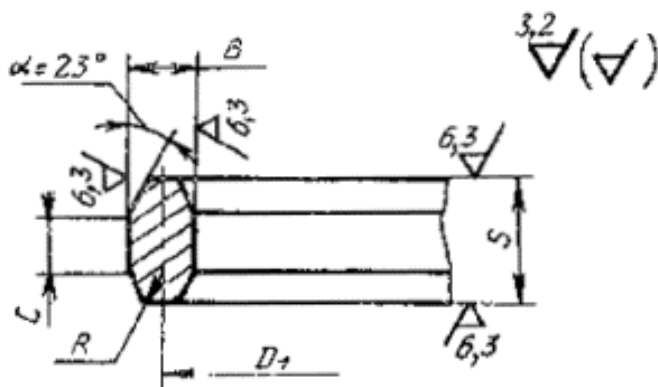


Рисунок 13 - Конструкция прокладки восьмиугольного сечения.

Таблица 6 - размеры прокладки восьмиугольного сечения

Диаметр патрубка	D ₁	B	s	c	R	Давление
мм						МПа
500	600	16	20	8	1,6	10

Толщина прокладки: таблица 5.

$$h_{\Pi} := 20 \quad \text{мм}$$

Ширина прокладки плоской неметаллической согласно таблице 5:

$$b := 16 \quad \text{мм}$$

нормативный зазор между гайкой и обечайкой:

$$u := 8 \quad \text{мм}$$

конструктивная добавка для размещение гаек по диаметру фланца, для гаек шестигранных (обычных), смотри таблицу 6

$$a := 92 \quad \text{мм}$$

Нормальный параметр e, для прокладок восьмиугольного сечения:

$$e := 84 \quad \text{мм}$$

Таблица 7 - Вспомогательные величины для определения размеров фланца.

Диаметр болта d_b , мм	Диаметр отверстия под болт d , мм	Конструктивная добавка a , мм		Нормативный параметр e , мм	
		для гаек шестигранных (обычных)	для гаек шестигранных с уменьшенным размером под ключ	для плоских прокладок	для прокладок овального или восьмиугольного сечения
20	23	40	36	30	50
22	25	42	40	32	52
24	27	47	42	34	57
27	30	52	47	37	60
30	33	58	52	41	64
36	40	60	63	48	71
42	46	80	69	55	78
48	52	92	80	61	84
52	58	97	86	65	88
56	60	110	—	—	195
60	66	115	—	—	240
64	70	120	—	—	240

Толщина цилиндрической части втулки принята:

$$s_0 := 22 \quad \text{мм} \quad s_5 := s_2 = 22 \quad \text{мм}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

$$c = 1.5 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр болтовой окружности фланцев:

$$D_6 := D_n + 2 \cdot (2 \cdot s_5 + d_6 + u) = 700 \quad \text{мм}$$

конструктивная добавка для размещение гаек по диаметру фланца.

Расчетный наружный диаметр фланцев:

$$D_n := D_6 + a = 792 \quad \text{мм}$$

Наружный диаметр прокладки:

$$D_{np} := D_6 - e = 616 \quad \text{мм}$$

Средний диаметр прокладки:

$$D_{cp} := D_{np} - b = 600 \quad \text{мм}$$

Прочностной расчет фланца

Проводим согласно [13]

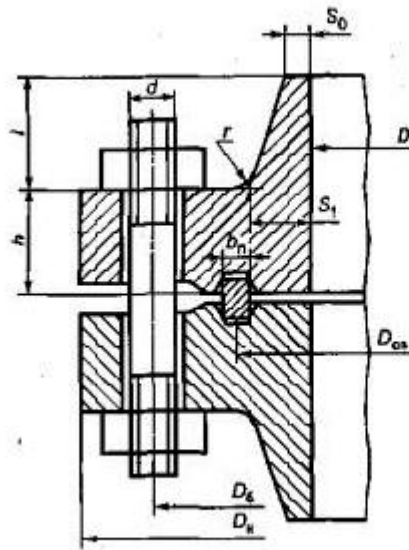


Рисунок 14 - фланцевое соединение с канавкой под восьмигранную прокладку

Удельное давление обжатия прокладки, смотри [13]:

$$q_{обж} := 125 \quad \text{МПа}$$

Эффективная ширина прокладки

$$b_0 := \frac{b}{4} = 4$$

Усилие для смятия прокладки при затяжке [13]:

$$P_{обж} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 4.712 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

прокладочный коэффициент: смотри таблицу 4:

$$m := 5.5$$

Усилие для обеспечения герметичности фланцевого соединения:

$$R_n := \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{макс1} = 3.567 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

шаг расположение болтов (до 10 МПа):

$$t_{ш} := 2.2 \cdot d_6 = 105.6 \quad \text{мм}$$

Количество болтов необходимых для обеспкечения герметичности соединения:

$$n_6 := \pi \cdot \frac{D_6}{t_{ш}} = 20.825$$

примем количество болтов (принимая кратное четырем):

$$n_6 := 24 \text{ болта}$$

Расчетная площадь поперечного сечения болтов диаметром 48 мм:

$$f_6 := 1440 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы диаметра:

$$A_6 := n_6 \cdot f_6 = 3.456 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_d := 0.785 \cdot P_{\text{макс1}} \cdot D_{\text{сп}}^2 = 2.431 \times 10^6 \text{ Н}$$

Плечи действий усилия в болтах:

-Для приваренных встык фланцев: смотри [13, стр. 34]

$$b_{\text{в}} := 0.5 \cdot (D_6 - D_{\text{сп}}) = 50 \text{ мм}$$

Примем толщину конической части втулки:

$$s_{1\text{в}} := 60 \text{ мм}$$

Уклон втулки (принимая):

$$i := \frac{1}{3}$$

Высота втулки:

$$h_{\text{в}} := \frac{1}{i} \cdot (s_{1\text{в}} - s_0) = 114 \text{ мм}$$

$$h_{\text{в}} := 120 \text{ мм}$$

Модуль упругости материала фланца при рабочей температуре t_{Φ} :

$$E := E_2 = 9.4 \times 10^4 \text{ МПа}$$

Модуль упругости материала болта при рабочей температуре t_6 :

$$E_6 := E_2 = 9.4 \times 10^4 \text{ МПа}$$

Модуль упругости материала болта при рабочей температуре 20 °С :

$$E_{620} := 1.91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$$E_{\Phi 20} := 1.91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца:

$$\alpha_{\Phi} := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 800 \\ 900 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 25.5 \cdot 10^{-6} \\ 21.3 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_{\Phi} \right], 0.0000005 \right] = 2.4 \times 10^{-5} \quad 1/^{\circ}\text{C}$$

Температурный коэффициент линейного расширения болтов:

$$\alpha_6 := \text{Floor} \left[\text{interp} \left[\begin{pmatrix} 700 \\ 800 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 22.42 \cdot 10^{-6} \\ 25.5 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}, t_6 \right], 0.0000005 \right] = 2.3 \times 10^{-5} \quad 1/^{\circ}\text{C}$$

Относительная длина втулки фланца:

$$x := \frac{h_B}{\sqrt{D_{\pi} \cdot s_0}} = 1.144$$

$$\beta := \frac{s_{1B}}{s_0} = 2.727$$

$$\xi := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.952$$

$$s_3 := \xi \cdot s_0 = 42.943 \quad \text{мм}$$

Коэффициент для фланцев приваренных встык при условном давлении, смотри рис. 15, с условным давлением. $P_{\text{макс1}} = 8.601 \text{ МПа}$

$$\lambda_{\Phi} := 0.42$$

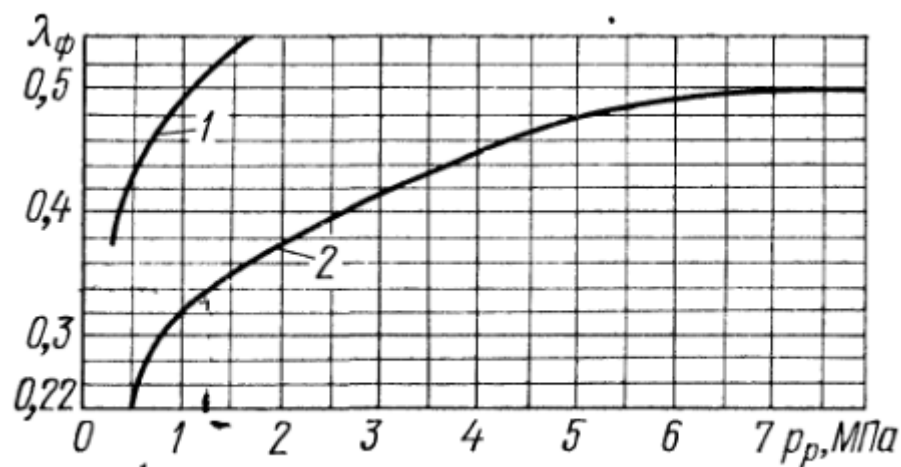


Рис. 15 График для определения коэффициента.

- 1-Плоские фланцы
- 2-Фланцы приварные встык

$$h := 70 \quad \text{мм}$$

Задали высоту фланца конструктивно, чтоб выполнялось условие $\text{Условие}_{\text{фланца}}$

$$\text{Условие}_{\text{фланца}} := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } h \geq \lambda_{\Phi} \cdot \sqrt{D_{\text{л}} \cdot s_0} \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Условия выполняются"}$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек

$$L_{60} := 2 \cdot h + 15 = 155 \quad \text{мм}$$

Эффективная длина болта при определении податливости

$$L_6 := \text{ceil}(L_{60} + 0.28 \cdot d_6) = 169 \quad \text{мм}$$

Податливость болтов

$$y_6 := \frac{L_6}{E_{620} \cdot A_6} = 2.56 \times 10^{-8} \quad \text{мм/Н}$$

Расчетные параметры фланцев:

Параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot s_0} = 4.69 \quad \text{мм}$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K := \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{л}}} = 1.584$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца,

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.673$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 4.834$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 4.435$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 2.325$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами:

$$\beta_F := 0.65$$

$$\beta_V := 0.08$$

$$f_{\text{w}} := 1$$

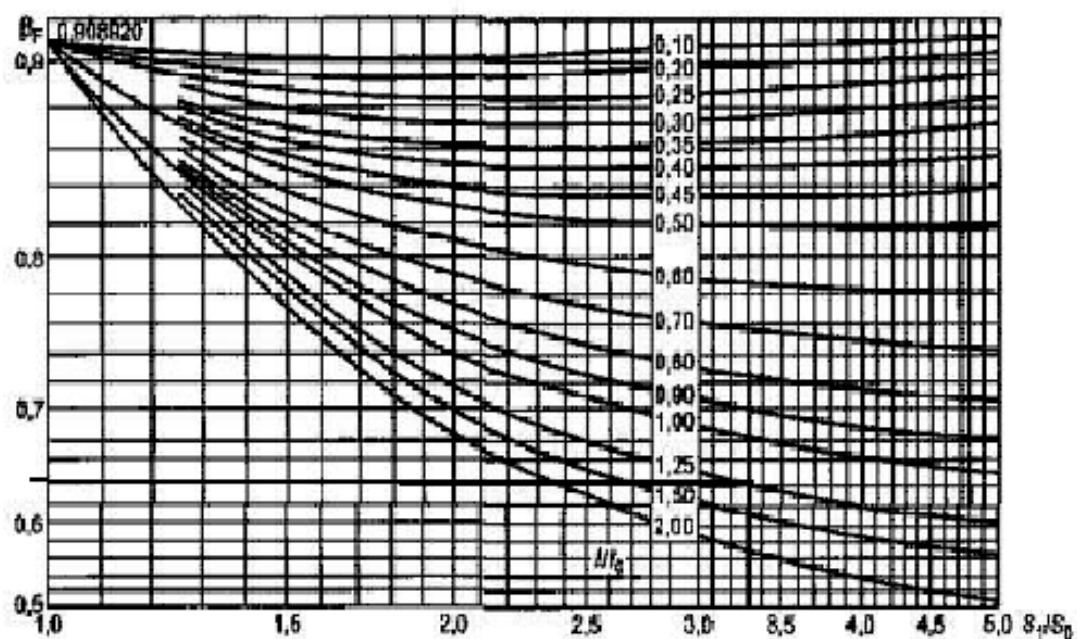


Рисунок 16 - Коэффициент β_F

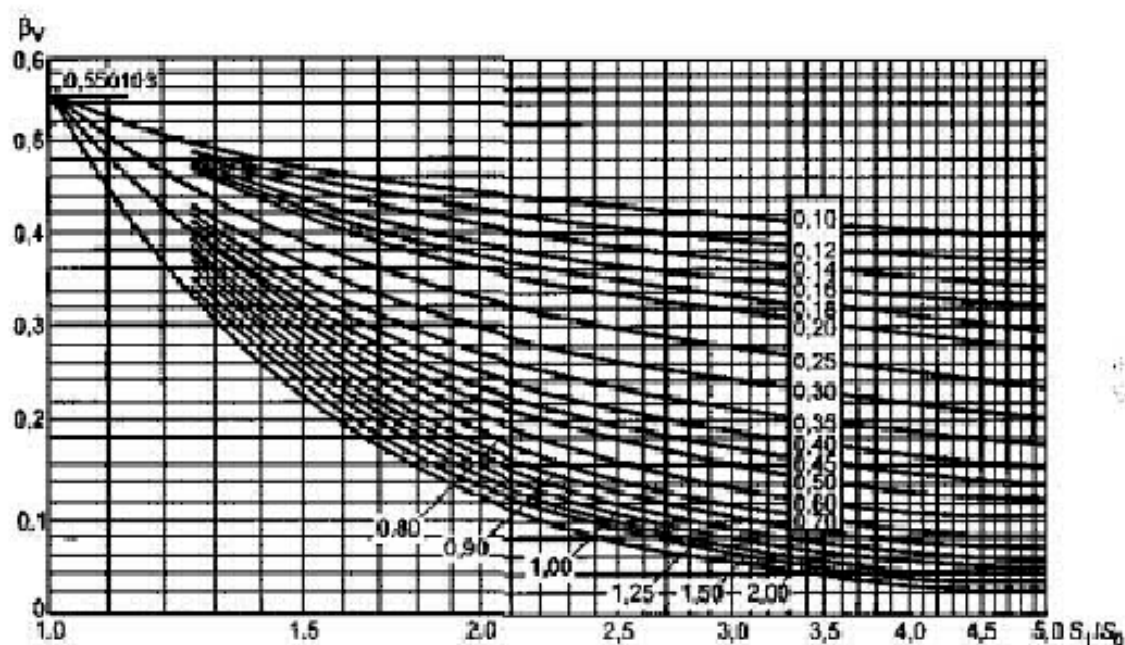


Рисунок 17 - Коэффициент β_V

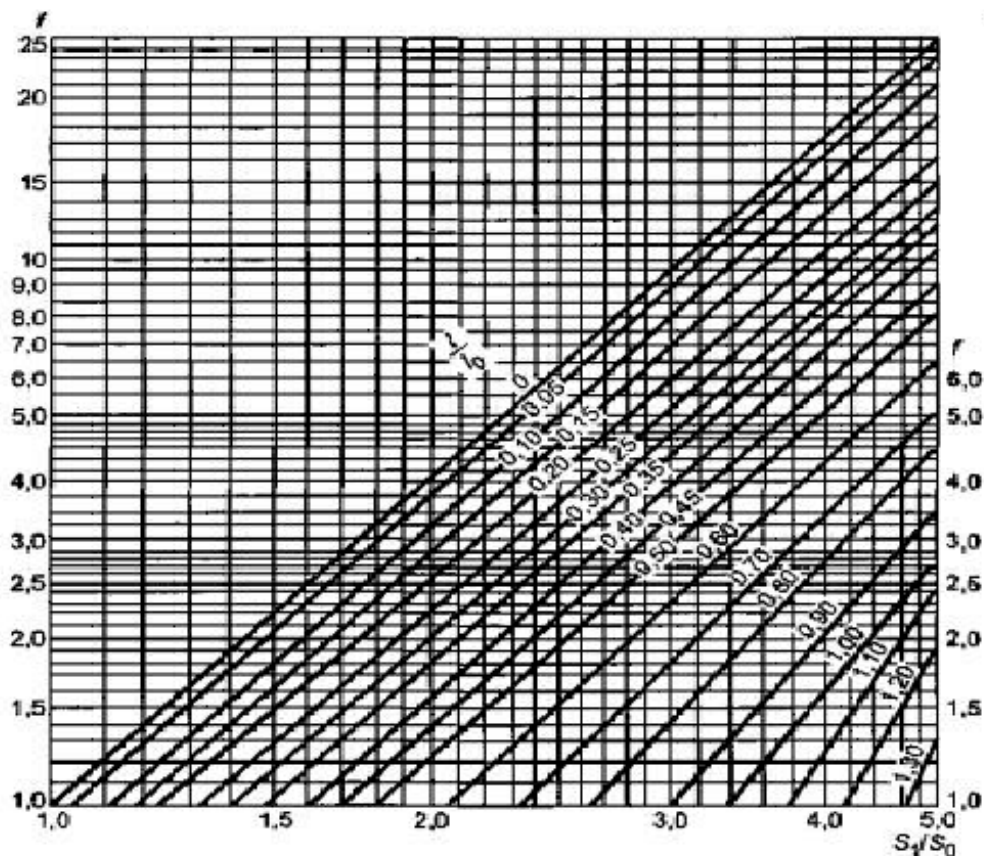


Рисунок 18 - Поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца f

- коэффициент λ

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (s_1)^2} = 7.152$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_\phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{\lambda \cdot s_0^2 \cdot l_0 \cdot E_{\phi 20}} = 2.348 \times 10^{-11}$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев:

$$e_{\text{фл}} := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D_{\text{л}} - s_s) = 28.528 \quad \text{мм}$$

Податливость прокладки

Для металлических и асбометаллических прокладок:

$$y_{\text{п}} := 0 \quad \text{мм/Н}$$

Усилие, возникающее от температурных деформаций

Коэффициент жесткости фланцевого соединения нагруженного внутренним давлением:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot e \cdot b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b^2} = 1.02$$

Нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов:

$$P_{\text{б1}} := \alpha \cdot Q_{\text{д}} = 2.479 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

При рабочих условиях:

$$P_{\text{б2}} := P_{\text{обж}} = 4.712 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений:
- при затяжке фланцевого соединения

$$P_{\text{бм}} := \max(P_{\text{б1}}, P_{\text{б2}}) = 2.479 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

- в рабочих условиях

$$P_{\text{бр}} := P_{\text{бм}} + (1 - \alpha) \cdot Q_{\text{д}} = 2.431 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

Расчетные напряжения в болтах при затяжке:

$$\sigma_{\text{б1}} := \frac{P_{\text{бм}}}{A_{\text{б}}} = 71.723 \quad \text{МПа}$$

В рабочих условиях

$$\sigma_{\text{б2}} := \frac{P_{\text{бр}}}{A_{\text{б}}} = 70.327 \quad \text{МПа}$$

где $\xi = 1,2$ — коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке; $\xi := 1.2$

$K_{\text{у.р}}$ — коэффициент условий работы:

$K_{\text{у.р1}} = 1,0$ для рабочих условий;

$K_{\text{у.р2}} = 1,35$ для условий испытания.

$$K_{\text{у.р1}} := 1 \quad K_{\text{у.р2}} := 1.35$$

$K_{\text{у.з}}$ — коэффициент условий затяжки:

$K_{\text{у.з}} = 1,0$ при обычной неконтролируемой затяжке;

$$K_{\text{у.з}} := 1$$

Рекомендуемые значения крутящих моментов при затяжке приведены в приложении Л.
 $K_{y.T}$ — коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций:

Учитываем температурные деформации:

$$K_{y.T} := 1.3$$

Допускаемые напряжения для болтов (шпилек) при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляются по формулам:

При гидроиспытаниях:

$$\sigma_{620} := \sigma_{H20} = 437 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{6M} := K_{y.p2} \cdot K_{y.z} \cdot \xi \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_{620} = 920.322 \quad \text{МПа}$$

При рабочих условиях

$$\sigma_{6p} := K_{y.p1} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_6 = 257.4 \quad \text{МПа}$$

Условие прочности болтов при затяжке:

$$\text{Услов}_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности болтов при гидроиспытаниях выполняются"} & \text{if } \sigma_{61} \leq \sigma_{6M} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_1 = \text{"Условия прочности болтов при гидроиспытаниях выполняются"}$$

Условие прочности болтов в рабочих условиях:

$$\text{Услов}_2 := \begin{cases} \text{"Условия прочности болтов при работе выполняются"} & \text{if } \sigma_{62} \leq \sigma_{6p} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_2 = \text{"Условия прочности болтов при работе выполняются"}$$

Расчет фланца на статическую прочность:

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами:

$$C_{\Phi} := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_L}{n_b}}{2 \cdot d_b + \frac{h \cdot 6}{m + 0.5}}} \right) = 1$$

Расчетный изгибающий момент действующий на фланец при затяжке:

$$M_M := C_{\Phi} \cdot P_{6M} \cdot b = 1.239 \times 10^8 \quad \text{Н·мм}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

$$M_P := C_{\Phi} \cdot \max \left[(P_{6p} \cdot b + Q_d \cdot e), e \cdot |Q_d| \right] = 1.909 \times 10^8 \quad \text{Н·мм}$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой:

$$D_{\text{пр}} := \begin{cases} D_{\text{л}} & \text{if } D_{\text{л}} \geq 20 \cdot s_1 \\ (D_{\text{л}} + s_0) & \text{if } \begin{cases} f > 1 \\ D_{\text{л}} \leq 20 \cdot s_1 \end{cases} \\ (D_{\text{л}} + s_{1\text{в}}) & \text{if } \begin{cases} D_{\text{л}} \leq 20 \cdot s_1 \\ f = 1 \end{cases} \end{cases} = 560 \quad \text{мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

$$\sigma_{1\text{М}} := \frac{M_{\text{М}}}{\lambda \cdot (s_{1\text{в}} - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 9.042 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{0\text{М}} := f \cdot \sigma_{1\text{М}} = 9.042 \quad \text{МПа}$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях:

Меридиональное изгибающее напряжение для фланца:

$$\sigma_{1\text{Р}} := \frac{M_{\text{Р}}}{\lambda \cdot (s_{1\text{в}} - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 13.925 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{0\text{Р}} := f \cdot \sigma_{1\text{Р}} = 13.925 \quad \text{МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца:

$$\sigma_{0\text{мм_раб}} := \frac{Q_{\text{д}}}{\pi \cdot (D_{\text{л}} + s_0) \cdot (s_0 - c)} = 72.297 \quad \text{МПа}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца, трубе плоского фланца S_0 :

$$\sigma_{0\text{мо_раб}} := \frac{D_{\text{л}} \cdot P_{\text{макс1}}}{2 \cdot (s_0 - c)} = 104.884 \quad \text{МПа}$$

Условия статической прочности фланцев:

-при затяжке:

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении s_0 условия статической прочности определяют по формулам: проверка согласно [13, стр. 15]:
с учетом стесненности температурных деформаций:

$$K_{\text{T}} := 1.3$$

допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений МПа;

$$\sigma_R := \sigma_\Phi = 151 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_R \cdot K_T = 196.3 \quad \text{МПа}$$

При затяжке:

$$\text{Услов}_{\text{стат1}} := \begin{cases} \text{"Условия статической прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{0M} \leq \sigma_R \cdot K_T \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_{\text{стат1}} = \text{"Условия статической прочности выполняются"}$$

-в рабочих условиях:

$$A := \max(|0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{0mo_pab}|, |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{0mo_pab}|)$$

$$B := |0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{0mo_pab} - \sigma_{0mm_pab})|$$

$$B := |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{0mo_pab} - \sigma_{0mm_pab})|$$

$$\max(\max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mm_pab}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mm_pab}|), A, \max(B, B)) = 109.062$$

$$\Gamma := 0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{0mo_pab} - \sigma_{0mm_pab})$$

$$D := \max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mm_pab}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mm_pab}|)$$

$$E := \max(|0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{0mo_pab}|, |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{0mo_pab}|)$$

$$Ж := |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{0mo_pab} - \sigma_{0mm_pab})|$$

$$\text{Услов}_{\text{стат2}} := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \max(D, E, \max(Ж, \Gamma)) \leq \sigma_R \cdot K_T \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_{\text{стат2}} = \text{"Условия выполняются"}$$

Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык, плоского фланца и бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta := P_{6p} \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{\phi 20}}{E} = \text{■}$$

Допускаемый угол поворота фланца с диаметром 500 мм:

$$\theta_d := \text{Floor} \left[\text{linterp} \left[\left(\frac{400}{2000} \right), \left(\frac{0.006}{0.013} \right), D_{\text{л}}, 0.0000005 \right], 0.0000005 \right] = 6.437 \times 10^{-3} \quad 1/^\circ\text{C}$$

$$\text{Усл}_{\text{поворота_холодного_фланца}} := \begin{cases} \text{"Условие угла поворота фланца выполняется"} & \text{if } \theta \leq \theta_d \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Усл}_{\text{поворота_холодного_фланца}} = \text{"Условие угла поворота фланца выполняется"}$$

Таблица 8 - Люк-лаз основные размеры.

D_{ϕ} , мм	D_H мм	D_{cn} мм	H^* мм	H_1 , мм	H_2 , мм	l , мм	s мм	Давление условное МПа
700	792	566	220	426	335	215	22	8.6

Укрепление отверстий штуцеров

Расчет проводим согласно [14]:

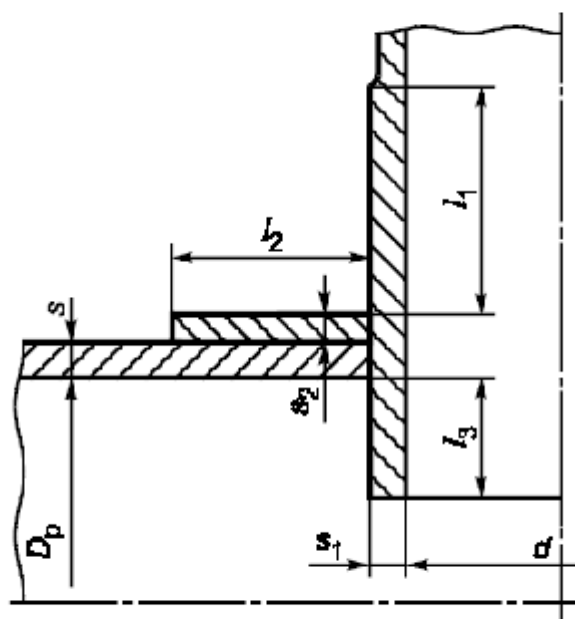


Рисунок 19 - Укрепление отверстий при наличии проходящего штуцера

Таблица 9 - Таблица штуцеров.

Обозначение	Штуцер, мм	Условный проход, мм.	Условное давление МПа
А	Для входа газа	400	10
Б	Для выхода газа	400	10
В	Для входа воды	200	30
Г	Для выхода воды	200	30
Д	Люк - лаз	500	8,6

Расчетный диаметр укрепляемых элементов:

$$D_p := D = 1 \quad \text{м}$$

Расчетный диаметр отверстий в стенках обечайки, ось которого совпадает с нормалью к поверхности:

Расчетный диаметр отверстия штуцера входа и выход газа:

$$d_1 := 400 + 2 \cdot c = 403 \quad \text{мм}$$

Расчетные диаметры отверстия штуцеров входа и выход воды:

$$d_2 := 200 + 2 \cdot c = 203 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр отверстия штуцера для люк - лаза:

$$d_3 := 500 + 2 \cdot c = 503 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда:

Для штуцеров через которые проходит вода:

$$d_{01} := 2 \cdot \left(\frac{s_1 - c}{s_{p1}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 4.45 \quad \text{мм}$$

Для штуцеров через которые проходит газ:

$$d_{02} := 2 \cdot \left(\frac{s_3 - c}{s_{p3}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_3 - c)} = 11.435 \quad \text{мм}$$

Необходимость укрепление отверстий штуцеров входа и выхода воды:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст1}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{01} < d_2 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"необходимо укреплять"}$$

Необходимость укрепление отверстий штуцеров входа и выхода газа:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст2}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{02} < d_1 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"необходимо укреплять"}$$

Необходимость укрепление штуцера люк-лаза:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст3}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{01} < d_2 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"необходимо укреплять"}$$

Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера воды

Для дальнейшего расчета необходимо определить расчетную толщину стенки патрубка штуцера:

$$s_{p_шт1} := \max\left(\frac{P_{рас1} \cdot d_2}{2 \cdot \sigma_{Д300} \cdot \phi - P_{рас1}}, \frac{P_{и1} \cdot d_2}{2 \cdot \sigma_{и20} \cdot \phi - P_{и1}}\right) = 6.745 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стеки патрубка штуцера:

$$s_{и_шт1} := s_{p_шт1} + c = 8.245 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{шт1} := 20 \quad \text{мм}$$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцер при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д1} := \sigma_{Д300} = 247 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д2} := \sigma_{Д300} = 247 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера

$$\sigma_{Д3} := \sigma_{Д300} = 247 \quad \text{МПа}$$

Отношения допускаемых напряжений:
-для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д1}}{\sigma_{Д300}}\right) = 1$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д2}}{\sigma_{Д300}}\right) = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д3}}{\sigma_{Д300}}\right) = 1$$

Толщина внутренней части штуцера:

$$s_4 := 20 \quad \text{мм}$$

Толщина укрепляющего кольца: (задаемся конструктивно)

$$s_{5\text{кр}} := 0 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2шт} := 0 \quad \text{мм}$$

Длина внешней части патрубков штуцера:

$$l_{1шт} := \text{ceil}\left[1.25 \cdot \sqrt{(d_2 + 2 \cdot c) \cdot (s_{шт1} - c)}\right] = 78 \quad \text{мм}$$

Исполнительная длина внешней части патрубка штуцера:

$$l_{шт1} := 200 \quad \text{мм}$$

Внутренней частью штуцера

$$l_{3шт} := 40 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления,

$$d_{ор} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 2.482 \quad \text{мм}$$

$$A_1 := l_{1шт} \cdot (s_{шт1} - s_{p_шт1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2шт} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3шт} \cdot (s_4 - c - c) \cdot \chi_3 = 3.031 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

$$A_2 := 0.5 \cdot (d_2 - d_{ор}) \cdot s_{шт1} = 2.005 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

условие укрепления отверстия штуцера:

$$\text{усл}_{\text{укрепления}} := \begin{cases} \text{"условие выполняется"} & \text{if } A_1 \geq A_2 \\ \text{"условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"условие выполняется"}$$

Ширина зоны укрепления в обечайке:

$$L_0 := \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 6.205 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина зоны укрепления в обечайке:

$$l_p := L_0 = 6.205 \quad \text{мм}$$

Коэффициент понижение прочности:

$$K_1 := 1$$

$$V := \frac{1 + \frac{l_{1шт} \cdot (s_{шт1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2шт} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3шт} \cdot (s_4 - 2 \cdot c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s_1 - c)}}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_2 - d_{ор}}{l_p} + K_1 \cdot \frac{d_2}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1шт}}{l_p}} = 2.947 \times 10^{-3}$$

$$P_{д_шт1} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_1 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{Д300} \cdot V}{D_p + (s_1 - c) \cdot V} = 50.341 \quad \text{МПа}$$

$$P_{д_шт2} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_1 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{И20} \cdot V}{D_p + (s_1 - c) \cdot V} = 89.065 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера:

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт1}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{д_шт1}} \geq P_{\text{рас1}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт1}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера при гидроиспытаниях:

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт2}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{д_шт2}} \geq P_{\text{и1}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт2}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера газа

Для дальнейшего расчета необходимо определить расчетную толщину стенки патрубка штуцера:

$$s_{p_шт1} := \max \left(\frac{P_{рас2} \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{Д860} \cdot \phi - P_{рас2}}, \frac{P_{шт2} \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{шт20} \cdot \phi - P_{шт2}} \right) = 4.005 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стенки патрубка штуцера:

$$s_{шт1} := s_{p_шт1} + c = 5.505 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{шт1} := 22 \quad \text{мм}$$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д1} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д2} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера

$$\sigma_{Д3} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Отношения допускаемых напряжений:

-для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д1}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д2}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д3}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

Толщина внутренней части штуцера:

$$s_4 := 22 \quad \text{мм}$$

Толщина укрепляющего кольца: (задаемся конструктивно)

$$s_5 := 0 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2\text{шт}} := 0 \quad \text{мм}$$

Длина внешней части патрубков штуцера:

$$l_{1\text{шт}} := \text{ceil}\left[1.25 \cdot \sqrt{(d_1 + 2 \cdot c) \cdot (s_{\text{шт}1} - c)}\right] = 115 \quad \text{мм}$$

Исполнительная длина внешней части патрубка штуцера:

$$l_{1\text{шт}} := 240 \quad \text{мм}$$

Внутренней частью штуцера

$$l_{2\text{шт}} := 60 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления,

$$d_{\text{оп}} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 2.482 \quad \text{мм}$$

$$A_1 := l_{1\text{шт}} \cdot (s_{\text{шт}1} - s_{p_шт1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2\text{шт}} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3\text{шт}} \cdot (s_4 - c - c) \cdot \chi_3 = 5.099 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

$$A_2 := 0.5 \cdot (d_1 - d_{\text{оп}}) \cdot s_{\text{шт}1} = 4.406 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

условие укрепления отверстия штуцера:

$$\text{усл. укрепления} := \begin{cases} \text{"условие выполняется"} & \text{if } A_1 \geq A_2 \\ \text{"условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"условие выполняется"}$$

Ширина зоны укрепления в обечайке:

$$L_0 := \sqrt{D_p \cdot (s_3 - c)} = 4.528 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина зоны укрепления в обечайке:

$$l_p := L_0 = 4.528 \quad \text{мм}$$

Коэффициент понижение прочности:

$$K_1 := 1$$

$$V := \frac{1 + \frac{l_{1\text{шт}} \cdot (s_{\text{шт}1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2\text{шт}} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3\text{шт}} \cdot (s_4 - 2 \cdot c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s_1 - c)}}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_1 - d_{\text{оп}}}{l_p} + K_1 \cdot \frac{d_1}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1\text{шт}}}{l_p}} = 1.671 \times 10^{-3}$$

$$P_{д_шт1} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_3 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{Д860} \cdot V}{D_p + (s_3 - c) \cdot V} = 8.875 \quad \text{МПа}$$

$$P_{д_шт2} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_3 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{и20} \cdot V}{D_p + (s_3 - c) \cdot V} = 28.942 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера:

$$\text{Условие прочности_шт1} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{д_шт1} \geq P_{рас2} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие прочности_шт1} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера при гидроиспытаниях:

$$\text{Условие прочности_шт2} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{д_шт2} \geq P_{и2} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие прочности_шт2} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Расчет укрепления отверстия патрубка штуцера газа

Для дальнейшего расчета необходимо определить расчетную толщину стенки патрубка штуцера:

$$s_{p_шт1} := \max \left(\frac{P_{рас2} \cdot d_3}{2 \cdot \sigma_{Д860} \cdot \phi - P_{рас2}}, \frac{P_{и2} \cdot d_3}{2 \cdot \sigma_{и20} \cdot \phi - P_{и2}} \right) = 4.999 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стенок патрубка штуцера:

$$s_{и_шт1} := s_{p_шт1} + c = 6.499 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{шт1} := 22 \quad \text{мм}$$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д1} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д2} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера

$$\sigma_{Д3} := \sigma_{Д860} = 134 \quad \text{МПа}$$

Отношения допускаемых напряжений:
-для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д1}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д2}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min \left(1, \frac{\sigma_{Д3}}{\sigma_{Д860}} \right) = 1$$

Толщина внутренней части штуцера:

$$s_4 := 22 \text{ мм}$$

Толщина укрепляющего кольца: (задаемся конструктивно)

$$s_5 := 0 \text{ мм}$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{3шт} := 0 \text{ мм}$$

Длина внешней части патрубков штуцера:

$$l_{1шт} := \text{ceil} \left[1.25 \cdot \sqrt{(d_1 + 2 \cdot c) \cdot (s_{шт1} - c)} \right] = 115 \text{ мм}$$

Исполнительная длина внешней части патрубка штуцера:

$$l_{1шт} := 215 \text{ мм}$$

Внутренней частью штуцера

$$l_{2шт} := 40 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления,

$$d_{op} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 2.482 \text{ мм}$$

$$A_1 := l_{1шт} \cdot (s_{шт1} - s_{p_шт1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2шт} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3шт} \cdot (s_4 - c - c) \cdot \chi_3 = 4.093 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

$$A_2 := 0.5 \cdot (d_3 - d_{op}) \cdot s_{шт1} = 5.506 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

условие укрепления отверстия штуцера:

$$\text{Условие_укрепления} := \begin{cases} \text{"условие выполняется"} & \text{if } A_1 \geq A_2 \\ \text{"условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"условие не выполняется"}$$

Ширина зоны укрепления в обечайке:

$$L_0 := \sqrt{D_p \cdot (s_3 - c)} = 4.528 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина зоны укрепления в обечайке:

$$l_p := L_0 = 4.528 \quad \text{мм}$$

Коэффициент понижение прочности:

$$K_1 := 1$$

$$V := \frac{1 + \frac{l_{1шт} \cdot (s_{шт1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2шт} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3шт} \cdot (s_4 - 2 \cdot c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s_1 - c)}}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_3 - d_{op}}{l_p} + K_1 \cdot \frac{d_3}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1шт}}{l_p}} = 1.28 \times 10^{-3}$$

$$P_{д_шт1} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_3 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{Д860} \cdot V}{D_p + (s_3 - c) \cdot V} = 6.852 \quad \text{МПа}$$

$$P_{д_шт2} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_3 - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{И20} \cdot V}{D_p + (s_3 - c) \cdot V} = 22.347 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера:

$$\text{Условие_прочности_шт1} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{д_шт1} \geq P_{рас2} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие_прочности_шт1} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера при гидроиспытаниях:

$$\text{Условие_прочности_шт2} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{д_шт2} \geq P_{и2} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие_прочности_шт2} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Расчет веса аппарата

Расчет веса корпуса аппарата:

$$D := 1 \quad \text{м}$$

Толщина стенки межтрубного пространства кожуха:

$$s_1 := 0.04 \quad \text{м}$$

Толщина стенки распределительной камеры:

$$s_3 := 0.022 \quad \text{м}$$

Плотность материала сталь: *Сплав ХН70Ю*

$$\rho_{\text{мет}} := 7900 \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Вес кожуха распределительной камеры:

$$G_{\text{кож}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_3)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 1 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 5.469 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

Вес кожуха обечайки: секций А

$$G_{\text{об1}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_1)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 3 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 3.035 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Вес кожуха обечайки: секций В

$$G_{\text{об2}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_1)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 6 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 6.071 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Вес кожуха переходной камеры:

$$G_{\text{кам}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_3)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 1 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 5.469 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

Внутренний объем эллиптического днища [4, стр. 440]

$$V_{\text{д1}} := 151 \cdot 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

Масса днища: согласно [4, стр. 441]

$$m_{\text{дн}} := 220 \quad \text{кг}$$

Вес эллиптического днища аппарата:

$$G_{\text{д.эл}} := m_{\text{дн}} \cdot g = 2.156 \times 10^3 \text{ Н}$$

Вес трубного пучка аппарата: секция А

$$G_{\text{тр1}} := 747 \cdot \pi \cdot \left[\frac{(0.025)^2 - 0.021^2}{4} \right] \cdot 3 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 2.507 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес трубного пучка аппарата: секция А

$$G_{\text{тр2}} := 747 \cdot \pi \cdot \left[\frac{(0.025)^2 - 0.021^2}{4} \right] \cdot 6 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 5.015 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес трубной решетки:

$$G_{\text{тр_реш}} := \pi \cdot \frac{(1)^2}{4} \cdot 0.25 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 1.52 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес пустого аппарата:

$$G_{\text{ап1}} := 2G_{\text{д.эл}} + 2 \cdot G_{\text{кож}} + G_{\text{кам}} + G_{\text{об1}} + G_{\text{об1}} + G_{\text{тр2}} + G_{\text{тр1}} + 4 \cdot G_{\text{тр_реш}} = 2.174 \times 10^5 \text{ Н}$$

Вес жидкости в условиях испытаний:

$$G_{\text{жид1}} := \left(2\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 1 + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 1 + 2V_{\text{д1}} + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 6 + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \right) \cdot \rho_{\text{вод}} \cdot g = 9.513 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес аппарата заполненного жидкостью:

$$G_{\text{ап2}} := G_{\text{ап1}} + G_{\text{жид1}} = 3.126 \times 10^5 \text{ Н}$$

Подбор стандартных опоры аппараты

[4, стр. 681].

«Опора ОГ—II—1000—14 МН 5132—63».

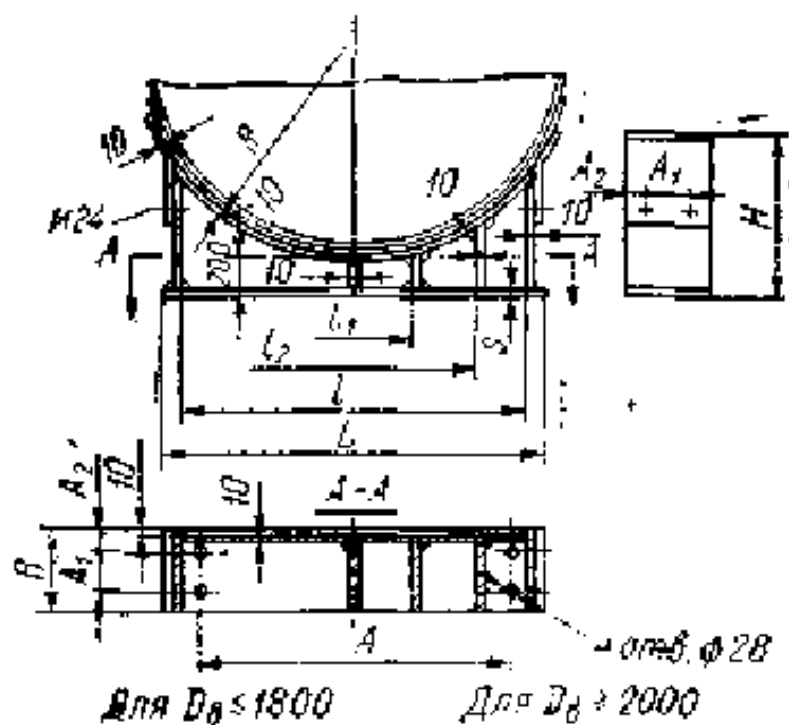


Рисунок - 20 Опора горизонтальная типа ОГ с внутренним диаметром 1000 мм (по МН ,5132—63).

Таблица 10 - Опора горизонтальная типа ОГ с внутренним диаметром 1000 мм

G	Dв	L	l	B	H	A	A ₁	A ₂	R	S
н	мм									
14000000	1000	950	905	200	515	650	90	55	524	16

Расчет опоры на устойчивость

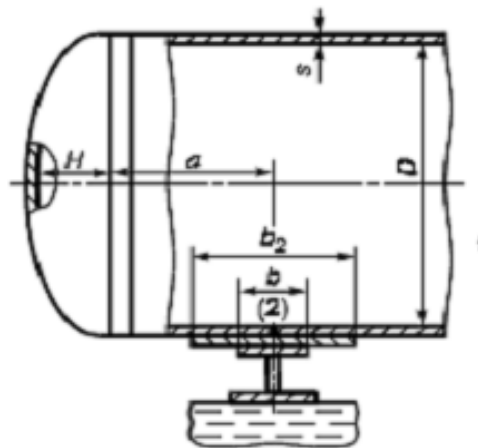


Рисунок 21 - Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости .

Расчет ведем согласно [15]

Опору изготавливаем из сплава ХН70Ю

Опора имеет одно ребро.

Внутренний диаметр обечайки: $\underline{D} := 1000$ мм

Толщина стенки обечайки: $s_1 := 40$ мм

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов: $c = 1.5$ мм

Ширина опоры: $\underline{b} := 200$ мм

Ширина подкладного листа: $b_2 := 400$ мм

Угол охвата опоры: $\delta_1 := 120$ градусов

Угол охвата листа: $\delta_2 := 140$ градусов

Расстояние до днища: $\underline{a} := 2500$ мм

Высота опоры: $\underline{H} := 515$ мм

Толщина подкладного листа: $s_{\text{л}} := 4$ мм

Толщина опоры: $s_{\text{оп}} := 10$ мм

Плотность жидкости (вода):

$$\rho_{\text{вод}} = 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Рабочая температура среды аппарата:

$$t_{\text{ср}} := 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Модуль упругости сплава ХН70Ю при температуре испытаний:

$$E_H := 1.9 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

Максимальное давление в межтрубном пространстве: $P_{H1} = 28.108 \quad \text{МПа}$

Коэффициенты запаса прочности: $n_H := 1.8$ - для условий испытаний

коэффициент запаса устойчивости, при гидроиспытаниях:

$$n_y := 1.8$$

Определим допускаемые осевые сжимающие усилия: согласно [5]

При гидроиспытаниях

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности:

$$F_{дп1} := \pi \cdot (D + s_1 - c) \cdot (s_1 - c) \cdot \sigma_{H20} = 5.489 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости в пределах упругости:

$$F_{дE11} := \frac{31 \cdot 10^{-5} \cdot E_H}{n_y} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s_1 - c)}{D} \right]^{2.5} = 9.517 \times 10^8 \quad \text{Н}$$

Приведенная расчетная длина:

$$l_{np} := L = 1.25 \times 10^4 \quad \text{м}$$

Гибкость λ :

$$\lambda := \frac{2.83 \cdot l_{np}}{D + s_1 - c} = 34.064$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия общей устойчивости в пределах упругости:

$$F_{дE21} := \frac{\pi \cdot (D + s_1 - c) \cdot (s_1 - c) \cdot E_H}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^{2.5} = 3.425 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие в пределах упругости из условия устойчивости:

$$F_{дE1} := \begin{cases} \min(F_{дE11}, F_{дE21}) & \text{if } \frac{l_{np}}{D} \geq 10 \\ F_{дE11} & \text{if } \frac{l_{np}}{D} < 10 \end{cases} = 3.425 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие для рабочих условий:

$$F_{д.р1} := \frac{F_{д.п1}}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_{д.п1}}{F_{дЕ1}}\right)^2}} = 2.906 \times 10^7 \text{ Н}$$

Определим допускаемый изгибающий момент.

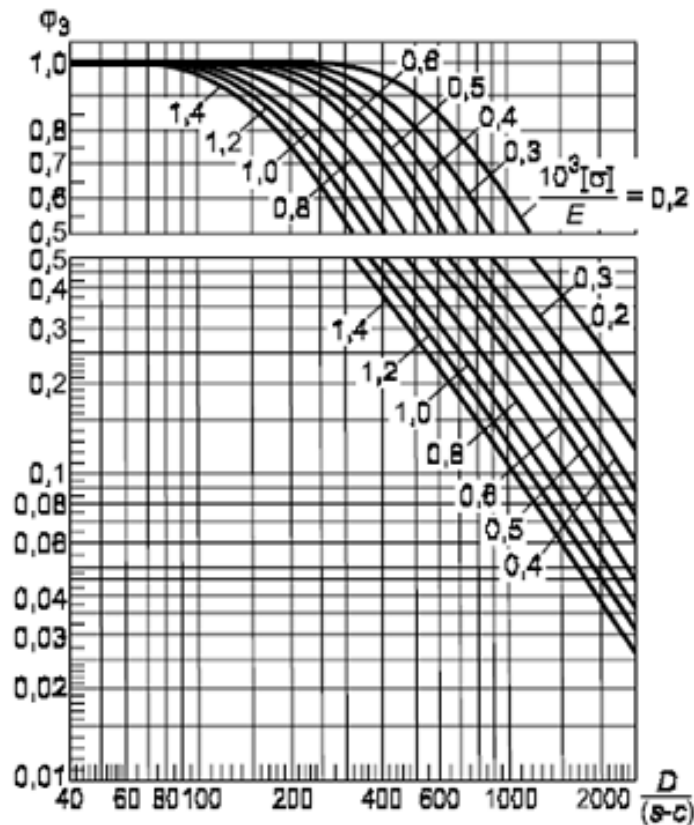


Рисунок 22 - График для определения коэффициента ϕ_3 .

$$\sigma_{H20} = 437 \text{ МПа}$$

$$\frac{D}{(s_1 - c)} = 25.974 \quad \frac{10^3 \cdot \sigma_{H20}}{E_1} = 2.633$$

$\phi_3 := 1$ - коэффициент снижения допускаемых напряжений

$$M_{д1} := \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s_1 - c) \cdot (s_1 - c) \cdot \sigma_{H20} \cdot \phi_3 = 1.372 \times 10^{10} \text{ Н·мм}$$

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности:

$$Q_{д.п1} := 0.25 \pi \cdot D \cdot (s_1 - c) \cdot \sigma_{H20} = 1.321 \times 10^7 \text{ Н}$$

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие в пределах упругости из условия местной устойчивости:

$$Q_{д.Е1} := \frac{2.4 \cdot E_H \cdot (s_1 - c)^2}{n_y} \cdot \left[0.18 + 3.3 \cdot \frac{D \cdot (s_1 - c)}{l_{пр}^2} \right] = 6.79 \times 10^7 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие для рабочих условий:

$$Q_{д1} := \frac{Q_{д.п1}}{\sqrt{1 + \left(\frac{Q_{д.п1}}{Q_{д.Е1}} \right)^2}} = 1.297 \times 10^7 \text{ Н}$$

Определение расчетных усилий

Проверка устойчивости аппарата осуществляется согласно [14], путем сравнения моментов и усилий от опор с допускаемыми нагрузок. Поэтому для дальнейшего расчета необходимо определить значения допускаемых усилий и моментов .

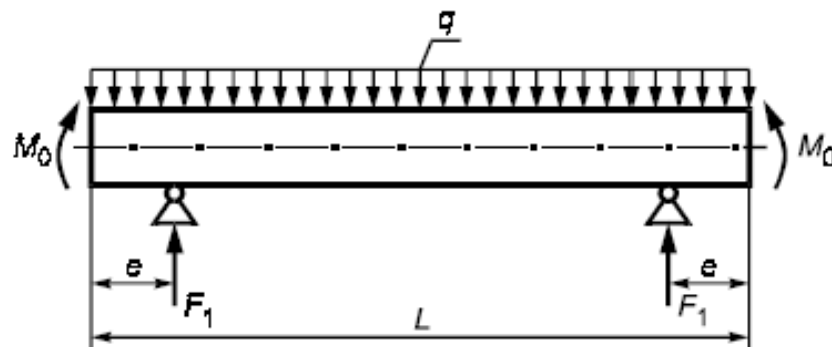


Рис. 17 Расчетная схема определения усилий.

Расчетные формулы применимые при выполнении условий:

$$\text{Услов}_1 := \begin{cases} \text{"формулы применимы"} & \text{if } \begin{cases} 60 \leq \delta_1 \leq 180 \\ \delta_2 \geq \delta_1 + 20 \\ \frac{s_1 - c}{D} \leq 0.5 \end{cases} \\ \text{"формулы НЕ применимы"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"формулы применимы"}$$

Высота выпуклой части днища:

$$H_K := 250 \text{ мм}$$

Распределенная нагрузка сосуда:

$$q_1 := \frac{G_{\text{ан2}}}{l_{\text{пр}} \cdot \frac{4}{3} \cdot H_K} = 0.075 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$M_{01} := q_1 \cdot \frac{D^2}{16} = 4.689 \times 10^3 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Опорное усилие:

$$F_{11} := \frac{G_{\text{ан2}}}{2} = 1.563 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Момент над опорой:

$$e := a = 2.5 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

$$M_{11} := \frac{q_1 \cdot e^2}{2} - M_{01} = 2.297 \times 10^5 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Максимальный момент между опорами 1 и 2:

$$M_{12p} := M_{01} + F_{11} \cdot \left(\frac{l_{\text{пр}}}{2} - a \right) - \frac{q_1}{2} \left(\frac{l_{\text{пр}}}{2} + \frac{2}{3} \cdot H_K \right)^2 = 5.846 \times 10^8 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Несущую способность обечайки в сечении между опорами следует проверять при условии:

$$\text{Услов}_2 := \begin{cases} \text{"следует проверять"} & \text{if } M_{12p} > M_{11} \\ \text{"следует НЕ проверять"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"следует проверять"}$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой:

$$Q_{1p} := \frac{l_{\text{пр}} - 2 \cdot a}{l_{\text{пр}} + \frac{4}{3} \cdot H_K} \cdot F_{11} = 9.134 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами.
Определим коэффициент K_g :

$$\gamma := \frac{D}{(s_1 - c)} = 25.974 \quad \chi := \frac{l_{\text{пр}}}{D} = 12.5$$

$$K_{9,1} := 1.6 - 0.20924 \cdot (x - 1) + 0.028702 \cdot x \cdot (x - 1) + 0.4795 \cdot 10^{-3} \cdot y \cdot (x - 1)$$

$$K_{9,2} := -0.29936 \cdot 10^{-2} \cdot (x - 1) \cdot x^2 - 0.85692 \cdot 10^{-6} \cdot (x - 1) \cdot y^2$$

$$K_{9,3} := -0.75955 \cdot 10^{-8} \cdot y^2 \cdot (x - 1) \cdot x + 0.82748 \cdot 10^{-4} \cdot (x - 1) \cdot x^3$$

$$K_{9,4} := 0.88174 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 \cdot (x - 1) \cdot y - 0.2391 \cdot 10^{-6} \cdot x \cdot y \cdot (x - 1) + 0.48168 \cdot 10^{-9} \cdot (x - 1) \cdot y^3$$

$$K_9 := \max(K_{9,1} + K_{9,2} + K_{9,3} + K_{9,4}, 1) = 1$$

Проверим условие прочности:

$$\frac{P_{\text{pac1}} \cdot D}{4(s_1 - c)} + \frac{4 \cdot M_{12p} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2(s_1 - c)} = 101.863$$

$$\text{Услов}_3 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{\text{и20}} \geq \frac{P_{\text{pac1}} \cdot D}{4(s_1 - c)} + \frac{4 \cdot M_{12p} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2(s_1 - c)} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_3 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаний:

$$\frac{M_{12p}}{M_{\text{д1}}} = 0.043$$

$$\text{Услов}_4 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } 1 > \frac{M_{12p}}{M_{\text{д1}}} \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_4 = \text{"Условие устойчивости выполняется"}$$

Проверка несущей способности оболочки, неукрепленной кольцами жесткости в области опорного узла:

Расчет №1

Подкладной лист рассматривают как седловую опору шириной b_2 с углом охвата δ_2 :

$$\delta_{2\text{нн}} := 2.44 \quad \text{радиан}$$

Параметр, определяемый расстоянием до днища:

$$\gamma := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s_1 - c)}{D}} = 1.388$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле:

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b_2}{\sqrt{D \cdot (s_1 - c)}} = 1.855$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_{11}}{\pi \cdot D^2 \cdot (s_1 - c)} = 7.598 \times 10^{-3} \text{ МПа}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{13} := \frac{1}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} \cdot \max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_2}{\pi}, 0\right) = 0.073$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_2}\right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \sin(\delta_2)}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 1.126$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right) = 0.25$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.06$$

Коэффициент K_2

В условиях испытаний: $K_{2H} := 1.05$

$$\nu_{21} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_{2H} \cdot \sigma_{H20}} = -1.656 \times 10^{-5}$$

$$\nu_{22} := \frac{1}{K_{2H} \cdot \sigma_{H20}} \left[\frac{D \cdot P_{H1}}{4 \cdot (s_1 - c)} - \sigma_{mx} \right] = 0.398$$

Общее мембранное напряжение в эллиптическом днище:

$$\sigma_m := \frac{D \cdot P_{H1}}{4 \cdot (s_1 - c)} = 182.521 \quad \text{МПа}$$

$$\nu_2 := \frac{\sigma_m}{K_{2H} \cdot \sigma_{H20} \cdot \phi} = 0.398$$

При $\nu_2 < 0$ принимают $\nu_{21} := |\nu_2|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$K_{11} := \frac{1 - \nu_2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1 \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1 \right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.968$$

При $\nu_{21} < 0$ принимают $\nu_{21} := |\nu_{21}|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$\nu_{11} := |\nu_1| = 0.06 \quad \nu_{21} = 1.656 \times 10^{-5}$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1 \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1 \right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.492$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1 \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1 \right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.839$$

$$K_{11} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.839$$

Предельное напряжеиние изгиба:

$$\sigma_{i2} := K_{11} \cdot K_{2H} \cdot \sigma_{H20} = 385.174 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении:

$$F_{доп21} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c) \cdot (s_1 - c)}}{K_{10} \cdot K_{12}} = 1.166 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_2}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.427$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 0.994$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \delta_2 \cdot \frac{b_2}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{(s_1 - c)}}} = 0.366$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.539$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_2)} = -1.961$$

$$\nu_{21} := 0$$

$$\nu_{22} := \frac{D \cdot P_{и1}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2и} \cdot \sigma_{и20})} = 0.796$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.145$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.222$$

$$K_1 := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.145$$

Предельное напряжение изгиба:

$$\sigma_{i3} := K_1 \cdot K_{2и} \cdot \sigma_{и20} = 66.461 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле:

$$F_{доп31} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c)} \cdot (s_1 - c)}{K_{17} \cdot K_{16} \cdot K_{14}} = 2.912 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

$$s_{ef} := (s_1 - c) \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{s_{л}}{(s_1 - c)}\right]^2} = 38.707 \quad \text{м}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_{B1} := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(s_1 - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 4.595 \times 10^4 \text{ Н}$$

Проверка условий устойчивости

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаниях:

$$\text{Услов}_5 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \frac{F_{B1}}{F_{d.p1}} + \frac{M_{11}}{M_{d1}} + \left(\frac{Q_{1p}}{Q_{d1}} \right)^2 \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₅ = "Условие устойчивости выполняется"

Расчет №2

опору рассматривают как усиление стенки сосуда. Во всех формулах принимаем опору шириной b с углом охвата δ_1 :

$$\delta_{1av} := 2.1 \quad \text{радиан}$$

Параметр, определяемый расстоянием до днища:

$$\gamma_{av} := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s_1 - c)}{D}} = 1.388$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле:

$$\beta_{av} := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s_1 - c)}} = 0.928$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба:

$$\sigma_{max} := \frac{4 \cdot M_{11}}{\pi \cdot D^2 \cdot (s_1 - c)} = 7.598 \times 10^{-3} \text{ МПа}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{13av} := \frac{1}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} \cdot \max \left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_1}{\pi}, 0 \right) = 0.342$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{15av} := \min \left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_1} \right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} = 1.183$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right) = 0.25$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.266$$

Коэффициент K_2

В условиях испытаний: $K_{2н} := 1.05$

$$\nu_{21} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_{2н} \cdot \sigma_{н20}} = -1.656 \times 10^{-5}$$

$$\nu_{22} := \frac{1}{K_{2н} \cdot \sigma_{н20}} \cdot \left[\frac{D \cdot P_{н1}}{4 \cdot (s_1 - c)} - \sigma_{mx} \right] = 0.398$$

Общее мембранное напряжение в эллиптическом днище:

$$\sigma_m := \frac{D \cdot P_{н1}}{4 \cdot (s_1 - c)} = 182.521 \quad \text{МПа}$$

$$\nu_2 := \frac{\sigma_m}{K_{2н} \cdot \sigma_{н20} \cdot \phi} = 0.398$$

При $\nu_2 < 0$ принимают $\nu_2 := |\nu_2|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$K_{1н} := \frac{1 - \nu_2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.17$$

При $\nu_{21} < 0$ принимают $\nu_{21} := |\nu_{21}|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$\nu_{1н} := |\nu_1| = 0.266 \quad \nu_{21} = 1.656 \times 10^{-5}$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.356$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.643$$

$$K_{11} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.643$$

Предельное напряжение изгиба:

$$\sigma_{i2} := K_1 \cdot K_{2H} \cdot \sigma_{H20} = 294.831 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении:

$$F_{\text{доп22}} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c) \cdot (s_1 - c)}}{K_{10} \cdot K_{12}} = 8.494 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_1}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} = 0.631$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_1}} = 0.993$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \delta_1 \cdot \frac{b}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{(s_1 - c)}}} = 0.573$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{111} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 1.078$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_1)} = -1.835$$

$$\nu_{21v} := 0$$

$$\nu_{22v} := \frac{D \cdot P_{n1}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2n} \cdot \sigma_{n20})} = 0.796$$

$$K_{v21v} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.165$$

$$K_{v11v} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.248$$

$$K_{v1v} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.165$$

Предельное напряжение изгиба:

$$\sigma_{i3v} := K_1 \cdot K_{2n} \cdot \sigma_{n20} = 75.862 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле:

$$F_{\text{доп}32} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c)} \cdot (s_1 - c)}{K_{17} \cdot K_{16} \cdot K_{14}} = 1.438 \times 10^6 \text{ Н}$$

$$F_{\text{доп}} := \min(F_{\text{доп}21}, F_{\text{доп}31}, F_{\text{доп}22}, F_{\text{доп}32}) = 8.494 \times 10^5 \text{ Н}$$

Условие прочности:

$$\text{Услов}_6 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } F_{11} \leq F_{\text{доп}} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_6 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_{в2} := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(s_1 - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 2.137 \times 10^5 \text{ Н}$$

Проверка условий устойчивости:

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаний:

$$\text{Услов}_7 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \frac{F_{в2}}{F_{д.p1}} + \frac{M_{11}}{M_{д1}} + \left(\frac{Q_{1p}}{Q_{д1}} \right)^2 \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Услов}_7 = \text{"Условие устойчивости выполняется"}$

ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В проекте рассматривается замена старого теплообменника котла утилизатора конвертированного газа, так как он морально устарел и не справляется со своими задачами в полной мере. Данный раздел содержит оценку экономической целесообразности принятых в проекте решений и определение ожидаемой экономической эффективности от применения, разработанного в проекте теплообменника. Определен размер инвестиций, требуемых для реализации проекта. На основе этих данных вычисляется себестоимость продукции. Составлен план доходов и расходов, с помощью которого проводится оценка эффективности проекта по таким показателям, как чистый дисконтированный доход, индекс доходности, внутренняя норма доходности, срок окупаемости. Эффективность проекта подтверждена и отображена графически.

Потенциальные потребители

Продукт: Метанол.

Целевой рынок: Химическая промышленность.

Расчет производственной мощности

Часовая производительность составляет $P_{\text{час1}} = 9,33$ т/ч.

Величина эффективного времени оборудования:

$$T_{\text{эфф.Г}} = T_{\text{КАЛ}} - T_{\text{ППР}},$$

где $T_{\text{КАЛ}}$ – календарный фонд работы оборудования;

$T_{\text{КАЛ}} = 365 \text{ дней} \times 24 \text{ часа} = 8760 \text{ часов}$;

$T_{\text{ППР}}$ – время на ремонтные простои;

$T_{\text{ППР}} = 30 \text{ дней} \times 24 \text{ часа} = 720 \text{ часов}$;

Таким образом по формуле (2):

$$T_{\text{эфф.Г}} = 8760 - 720 = 8040 \text{ ч.}$$

Годовая производственная мощность для непрерывного производства:

$$M = P_{\text{ТЕХН}} \cdot T_{\text{эфф.Г}} \cdot n,$$

где $P_{\text{ТЕХН}}$ – часовая производительность ведущего оборудования;

$T_{\text{эфф.Г}}$ – эффективное время работы оборудования;

n – Количество однотипного оборудования.

Годовая производственная мощность для непрерывного производства:

$$M = 9,33 \cdot 8040 \cdot 1 = 75000 \text{ тонн} = 75 \text{ тыс. т.}$$

Таблица 10 – Баланс эффективного времени одного среднесписочного работника

№ п/п	Показатели	Дни	Часы
1.	Календарный фонд рабочего времени	365	2920
2.	Нерабочие дни • выходные • праздничные	91 -	728 -
3.	Номинальный фонд рабочего времени	274	2192
4.	Планируемые невыходы		

	• очередные и дополнительные отпуска • невыходы по болезни	30 8	240 64
5.	Эффективный фонд рабочего времени	236	1888

Продолжительность рабочих смен в сменобороте:

$$T_{\text{РАБСМ}} = t_{\text{СМ}} - t_{\text{ВЫХ}}$$

где $t_{\text{СМ}}$ - продолжительность рабочих смен в сменобороте $t_{\text{СМ}} = 16$ дней;

$t_{\text{ВЫХ}}$ - количество выходных дней $t_{\text{ВЫХ}} = 4$ дня. (Таблица 2)

$$T_{\text{РАБСМ}} = 16 - 4 = 12 \text{ дней.}$$

Номинальный фонд рабочего времени:

$$T_{\text{РАБ}} = \frac{T_{\text{КАЛ}} \cdot T_{\text{РАБСМ}}}{t_{\text{СМ}}} = \frac{365 \cdot 12}{16} = 274 \text{ дня.}$$

Один среднесписочный рабочий работает 8 часов в день согласно графику сменности таблице 2, значит календарный фонд рабочего времени одного рабочего 2920 часов в год. Эффективный фонд рабочего времени среднесписочного рабочего согласно таблице 1 равен 1888 часа.

Таблица 11 – График сменности

Номер смены	Часы работы	Дни месяца															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	0-8	А	А	А	А	В	В	В	В	С	С	С	С	Д	Д	Д	Д
2	8-16	С	Д	Д	Д	Д	А	А	А	А	В	В	В	В	С	С	С
3	16-24	В	В	С	С	С	С	Д	Д	Д	Д	А	А	А	А	В	В
Отдых		Д	С	В	В	А	Д	С	С	В	А	Д	Д	С	В	А	А

Таблица 12 – Расчет численности персонала.

Категория персонала	Норма обслуживания, $N_{\text{обс}}$	Число смен в сутки, S	Число единиц оборота, n	Явочная чис-сть одной смены, $N_{\text{яв}}$	Эффект. время рабочего, $T_{\text{эфф,Р}}$ час.	Списоч чис-ть, $N_{\text{сп}}$
Основные рабочие	0,25	3	12	3	1888	13
Вспомогательные рабочие	0,25	3	12	3	1888	13
Мастер	0,33	3	12	1	1888	4
Технолог	0,33	3	12	1	1888	4

Таблица 13 – Число единиц оборудования.

Наименование	Число единиц
Огневой подогреватель	1
Реактор гидрирования	1
Адсорбер	2
Печь Реформинга	2
Теплообменник	6
Общее число единиц оборудования	12

Организация оплаты труда

Рабочим руководителям и специалистам работа в ночное время оплачивается в повышенном размере на 40%. Компенсационная доплата выплачивается в размере 10% за тяжелые условия труда.

Работа в праздничные дни оплачивается работникам, труд которых оплачивается по часовым тарифным ставкам - в размере двойной часовой тарифной ставки.

Таблица 14 – Порядок расчета годового фонда заработной платы основных рабочих

Этапы расчета	Размер выплат (руб.)
1.Расчёт тарифного фонда зарплаты	283200
2.Премияльный фонд ($D_{\text{прем}}$)	56640
3.Доплата за работу в ночное время	28320
4. Доплата за работу в праздничные дни	43200
5.Основная зарплата ($Z_{\text{осн}}$)	411360
6.Дополнительная зарплата	66236
7.Районный коэффициент	1.3
8.Начисления на зарплату	620875
9. Начисления на зарплату с учетом численности персонала	8071375

Расчет годового фонда заработной платы основных рабочих:

Расчёт тарифного фонда зарплаты одного рабочего:

$$Z_{\text{тар}} = T_{\text{ст}} \cdot T_{\text{эф.раб}},$$

где $T_{\text{ст}}$ - тарифная ставка соответствующего разряда рабочего, $T_{\text{ст}} = 150$ руб./час
 $T_{\text{эфф}}$ - эффективный фонд рабочего времени. (236 дня, по 8 часовой рабочей смене). $T_{\text{эфф}} = 236 \text{ дней} = 1888 \text{ часа}$.

$$Z_{\text{ТАР}} = T_{\text{ст}} \cdot T_{\text{эф.раб}} = 150 \cdot 1888 = 283200 \text{ руб./год.}$$

Премияльные 20% от $Z_{\text{ТАР}}$:

$$Д_{\text{прем}} = З_{\text{ТАР}} \cdot 20\% / 100\% = 283200 \cdot 0,2 = 56640 \text{ рублей.}$$

Доплата за работу в ночное время: (40 % от ($T_{\text{СТ}} t_{\text{НВ}}$)).

Время ночной работы $t_{\text{НВ}} = 472$ часов в год.

$$Д_{\text{НВ}} = t_{\text{НВ}} T_{\text{СТ}} 40\% / 100\% = 472 \cdot 150 \cdot 0,4 = 28320 \text{ рублей.}$$

Доплата за работу в праздничные дни ($Д_{\text{ПР}}$):

Официальных праздников в России – 12 дней в году.

Тарифная ставка 150 рублей/час.

$$Д_{\text{ПР}} = T_{\text{ПР}} T_{\text{СТ}} = (12 \cdot 24) \cdot 150 = 43200 \text{ рублей.}$$

Основная зарплата одного рабочего ($З_{\text{ОСН}}$):

$$З_{\text{ОСН}} = З_{\text{ТАР}} + Д_{\text{ПРЕМ}} + Д_{\text{НВ}} + Д_{\text{ПР}} = 283200 + 56640 + 28320 + 43200 = 411360 \text{ рублей.}$$

Дополнительная зарплата ($З_{\text{ДОП}}$):

$$З_{\text{ДОП}} = (Д_{\text{Н}} \cdot З_{\text{ОСН}}) / T_{\text{ЭФФ}} = 38 \cdot 411360 / 236 = 66236 \text{ рублей.}$$

где $Д_{\text{Н}}$ – количество дней невыхода на работу по планируемым причинам (отпуск, гособязанности) 38 дней.

Годовой фонд заработной платы одного рабочего:

$$\Phi ЗП_{\text{год1}} = (411360 + 66236) \cdot 1,3 = 620875 \text{ рублей.}$$

С учетом численности рабочих: 8071375 рублей в год.

Таблица 15 – Порядок расчета годового фонда заработной платы вспомогательных рабочих.

Этапы расчета	Размер выплат (руб.)
1.Расчёт тарифного фонда зарплаты	283200
2. Премияльный фонд ($Д_{\text{прем}}$)	56640
3.Доплата за работу в ночное время	28320
4.Доплата за работу в праздничные дни	43200
5.Основная зарплата ($З_{\text{ОСН}}$)	411360
6.Дополнительная зарплата	66236
7.Районный коэффициент	1.3
8.Начисления на зарплату	620875
9. Начисления на зарплату с учетом численности персонала	8071375

Годовой фонд заработной платы:

$$\Phi ЗП_{\text{год2}} = 577407 \text{ рублей.}$$

С учетом численности рабочих (13 человек): 7506291 рублей в год.

Тарифная ставка: 150 рублей/час.

Таблица 16 – Порядок расчета годового фонда зарплаты ИТР:

Этапы расчета	Размер выплат (руб.)	
	Технолог	Мастер
1. Расчёт тарифного фонда зарплаты	566400	566400
2. Премияльный фонд ($Д_{\text{прем}}$)	113280	113280
3.Доплата за работу в ночное время	56640	56640
4.Доплата за работу в праздничные дни	86400	86400
5. Основная зарплата ($З_{\text{ОСН}}$)	822720	822720

6. Дополнительная зарплата	132472	132472
7. С учетом районного коэффициента	1.3	1.3
8. Начисления на зарплату	1241750	1241750
9. Начисления на зарплату с учетом численности персонала	4967000	4967000

Годовой фонд заработной платы: (мастера, технолога)

$\Phi ЗП_{\text{год}2} = 1154812$ рублей.

С учетом численности рабочих (4 человек): 4619248 рублей в год.

Тарифная ставка: 300 рублей/час. (Мастера, технолога)

Расчет затрат на производство продукции

а) Определение затрат на сырье и материалы производим исходя из принятого объема производства, удельных норм расхода сырья и материалов и планово-заготовительных цен.

Таблица 17 – Расчет годовой потребности в сырье и материалах

Наименование сырья	Ед.изм.	Цена за единицу, руб	Расход, м ³		Затраты, тыс.руб.	
			На единицу готовой продукции	На весь объем пр-ва	На единицу готовой продукции	На весь объем пр-ва
1.Товарный газ	м ³	4,66	1071,8	80400000	5	375000

б) Расчет амортизационных отчислений

Для расчета амортизационных отчислений необходимо учесть:

- полную стоимость зданий;
- полную стоимость оборудования;
- нормы амортизационных отчислений.

Таблица 18 – Расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Норма амортиз., %	1-й год		2-й год		3-й год	
		С _{оф} , тыс.руб.	АО ₁ , тыс.руб.	АО ₂ , тыс.руб.	Остаточ. стоимость	АО ₃ , тыс.руб.	Остаточ. стоимость
1.Здание	2,5	20000	500	500	19000	500	18500
2.Оборудование:	5	58000	2900	2900	52200	2900	25500
2.1 Теплооб.	5	30000	1500	1500	27000	1500	25500
2.2Огневой подогреватель	5	4000	200	200	3600	200	3400
2.3Реактор гидрирования	5	2000	100	100	1800	100	1700
2.4 Адсорбер	5	2000	100	100	1800	100	1700
2.5Печь Реформинга	5	20000	1000	1000	18000	1000	17000
Итого		78000	3400	3400	71200	3400	67800

в) Планирование себестоимости продукции

Таблица 19 – Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства метанола (Q) М = 75000 т.

Статьи затрат	Ед.изм.	Затраты на единицу готовой продукции Тыс. руб.	Затраты на весь объем тыс. руб.
1.Сырье (товарный газ)	Тыс. руб.	5	375000
2. Зарплата основных рабочих	Тыс. руб.	0, 1	8071,375
3.1. Отчисления на соц. нужды основных рабочих (30%)	Тыс. руб.	0,3	2421,4125
Итого переменных издержек	Тыс. руб.	5,13	385492,7875
4.Общепроизводственные накладные расходы	Тыс. руб.	0,343	25716,336
4.1.Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования:	Тыс. руб.	0,0826	6200
-Амортизация оборудования;	Тыс. руб.	0,0266	2000
-Ремонт оборудования;	Тыс. руб.	0,004	300
-Заработная плата ремонтного персонала;	Тыс. руб.	0,04	3000
-Отчисление на соц.нужды ремонтного персонала (30%);	Тыс. руб.	0,012	900
4.2. Расходы на содержание ИТР:	Тыс. руб.	0,16	12010,045
Заработная плата ИТР:	Тыс. руб.	0,122	32285,5
- Заработная плата технолога;	Тыс. руб.	0,061	1241,75
- Заработная плата мастера;	Тыс. руб.	0,061	1241,75
-Отчисление на соц.нужды ИТР (30%)	Тыс. руб.	0,038	372,525
4.3. Годовой фонд заработной платы вспомогательных рабочих, с учетом численности персонала;	Тыс. руб.	0,1	8071,375
Итого постоянных издержек	Тыс. руб.	0,343	25716,336
<i>Цеховая (производственная) себестоимость</i>	Тыс. руб.	5,462	410474,514
<i>Переменные издержки</i>	Тыс. руб.	5,13	384758,178
<i>Постоянные издержки</i>	Тыс. руб.	0,332	25716,336

Полная себестоимость единицы готовой продукции С:

$$C = 410474,514/75000 = 5,473 \text{ тыс. рублей.}$$

С помощью затратного метода найдем цену продукции за 1 тонну, а затем подсчитаем выручку:

$$Ц = C \cdot (1 + R/100)$$

где С - полная себестоимость, руб.; R - рентабельность, 20 %.

$$Ц = 5,473 \cdot (1 + 20/100) = 6,567 \text{ тыс. рублей}$$

Принимаем цену на метанол за 1 тонну 6,6 тыс. рублей:

Финансовый план

Таблица 20 – Расчет чистого денежного потока (ЧДП)

Наименование статей	Годы:
	1
1.Объем продаж т.	75000
2.Цена 1 т. Метанола тыс. руб.	6,6
3.Выручка от реализации тыс. руб.	495000
4.Суммарные издержки тыс. руб.	409724,514
4.1. Переменные издержки тыс. руб.	384758,178
4.2. Постоянные издержки тыс. руб.	24966,336
5.Прибыль до вычета налогов тыс. руб.	85275,486
6.Налог на прибыль тыс. руб. (20% от приб.)	17055,097
7.Чистая прибыль тыс. руб.	68220,389
8.Амортизация тыс. руб.	2000
9.Чистый денежный поток от операционной деятельности тыс. руб.	70220,389
10. Чистая текущая стоимость NPV тыс. руб. при (i=20%)	8517

Анализ безубыточности:

Определяем точку безубыточности:

$$Q_{\text{БД}} := \frac{25716.336}{6.6 - 5.13} = 1.749 \times 10^4 \text{ т.}$$

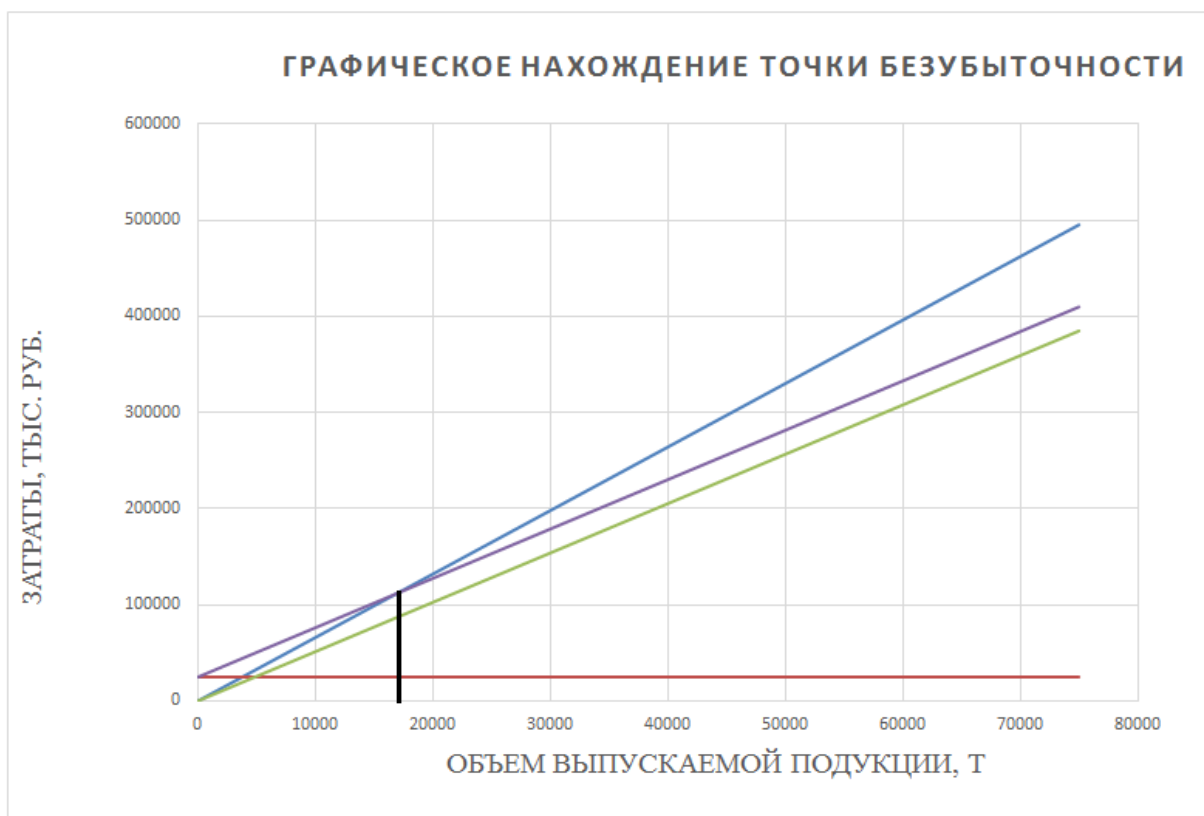


Рисунок 18 – График определения точки безубыточности.

Из графика находим, что $Q_{\text{тр}} = 17500$ т.

СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Стороны ставят в числе приоритетных целей Соглашения создание условий, содействующих формированию структурно развитой обеспечивающей нужды страны и населения, конкурентно способной экономики на базе рабочих мест, позволяющих использовать материальные и человеческие ресурсы эффективно с точки зрения интересов всех субъектов экономики; обеспечение нового, более высокого уровня жизни граждан Российской Федерации, прежде всего за счет кардинального повышения эффективности государственного управления и социальной ответственности всех субъектов, внедрения принципов достойного труда на основе подходов Международной организации труда.

Целью является разработка и модернизация кожухотрубчатого теплообменника, который необходим для охлаждения конвертированного газа в технологическом процессе установки конверсии метана.

Производственная безопасность

Производственные метеоусловия

Метеорологические условия производственной среды (температура воздуха, влажность, скорость движения воздуха, барометрическое давление, интенсивность теплового излучения нагретых поверхностей) оказывают значительное воздействие на протекание жизненных процессов в жизни человека и являются важной характеристикой гигиенических условий труда.

Особенностью процесса промышленной подготовки газа является размещение оборудования на открытых площадках. Обслуживающему персоналу приходится работать в условиях высоких или низких температур, при воздействии солнечной радиации, сильного ветра.

Для обеспечения нормальных условий труда строятся производственные помещения, отвечающие.[17]

Производственное освещение

Рациональное освещение производственных помещений и территории завода имеет большое санитарно-гигиеническое значение и способствует правильной организации труда .

С увеличением освещенности до известных пределов увеличивается острота зрения, увеличивается скорость, с которой глаз различает движущиеся предметы.

Свет от солнца является наиболее гигиеничным, т.к. он оказывает оздоравливающее биологическое действие на окружающую среду и на организм человека.

Непрерывный характер технологического процесса требует создания хорошей освещенности и в ночное время. Эта задача решается применением электрического освещения от ламп накаливания, люминесцентных и ртутных ламп.

Поскольку естественный свет изменяется в зависимости от географической широты, времени года, часа дня, состояния погоды основной величиной для расчета и нормирования принят коэффициент естественной освещенности (КЕО), его нормирование представлено в "Строительных нормах и правилах [20]". Нормы искусственного освещения определяются [20], освещенность рабочих поверхностей которая не менее 200 лк. Выбор освещенности производится в соответствии со [20]. Это обеспечивается применением необходимого количества электроламп в сумеречное и

ночное время. Лампы расположены на определенном расстоянии друг от друга и от рабочих поверхностей в соответствии с проведенными расчетами [20]

Шумы и вибрация

Работа установок подготовки газа сопровождается шумом и вибрацией, источниками которых на местах являются электродвигатели, компрессоры, насосы, трубопроводы.

Повышение уровня шума и вибрации неблагоприятно сказывается на организме человека и результатах его деятельности.

При длительном воздействии шума не только снижается острота слуха, но и изменяется кровяное давление, ослабляется внимание, зрение, происходит изменение в двигательных центрах. Особенно неблагоприятное воздействие оказывает шум на нервную систему человека.

Допустимые уровни параметров шума и вибрации на постоянных рабочих местах определены санитарными нормами проектирования промышленных предприятий [21]. Из оборудования наиболее высоким уровнем шума характеризуются компрессоры (110 дБ) [21].

Борьба с шумом и вибрацией ведется с помощью организационных и промышленных предприятий. Используются различные методы.

- Жесткое крепление вибрирующих деталей и узлов;
- Амортизация и виброизоляция с помощью стальных пружин и упругих материалов;
- Балансировка движущихся деталей;
- Изменения числа оборотов источника вибраций для увеличения разрыва между собственной частотой колебаний и резонансной частотой;
- Важным направлением борьбы с шумом являются звукоотражение, звукопоглощение, звукоизоляция/

В качестве звукопоглощающих материалов применяют войлок, вату, асбест.

Коллективные и индивидуальные средства защиты рабочих

Часть технологического оборудования, компрессорное, холодильное, теплообменное, фильтрующее оборудование размещено в укрытиях. Остальная часть технологического оборудования размещена на открытой площадке.

Защита персонала от травмирования, связанного с возможными пожарами, проведением ремонтных работ аппаратуры и оборудования выполнена согласно [27].

Средства коллективной защиты работающих на установке имеются:

предупредительную световую и звуковую сигнализацию предельных параметров технологического режима и противоаварийные блокировки.

Тушение возможных загораний на установке предусматривается не только от стационарных систем пожаротушения, но и первичными средствами пожаротушения.

Для размещения первичных средств пожаротушения в производственных зданиях и на территории установки устанавливаются специальные пожарные щиты с набором: пенные огнетушители - 2 шт.; углекислотные огнетушители - 1 шт.; ящик с песком, $V=1,0 \text{ м}^3$, с лопатой - 1 шт.; асбестовое полотно, $2 \times 2 \text{ м}$ - 1 шт.

Пожарные щиты должны устанавливаться в доступных местах, рядом с выходами из помещений [27].

Защитная одежда и защитные приспособления.

Для предотвращения несчастных случаев, заболеваний и отравлений, связанных с производством, весь обслуживающий персонал установки обеспечивается следующими средствами защиты:

Для индивидуальной защиты органов дыхания от вредных продуктов, применяются на производстве, фильтрующие противогазы марки «А», «БКФ», «ПДУ-3» [22]

Обслуживающий персонал обязан содержать в чистоте и исправном состоянии спецодежду и защитные приспособления. На производстве метанол разработан план локализации и ликвидации аварийных ситуаций, который устанавливает:

- порядок действий производственного персонала и спецслужб (газоспасательная и пожарная службы) в период аварийных ситуаций;
- меры по немедленному выводу в безопасное место людей, непосредственно не участвующих в ликвидации аварии.

Техника безопасности технологического процесса

Технологический процесс конверсии метана проводится при температурах, находящихся в диапазонах от 30°C до 860°C, рабочем давлении от компрессора около 0.3 МПа, производительности в диапазоне от нескольких тысяч до нескольких сотен тысяч м³ в год. В результате процесса получается конвертированный газ с последующим выгоном метанола. Процесс осуществляется в установках, содержащих в своем составе теплообменники, резервуары, трубопроводы. Давление и температура регулируются соответственно с помощью компрессоров, дросселей и теплообменников.

Для производственных помещений при обнаружении пожара отключается оборудование и останавливается технологический процесс, включается светозвуковая сигнализация [27].

Безопасности механического оборудования

Для защиты оборудования, вынесенного на открытые площадки, от опасного воздействия разработана система проверенных профилактических мероприятий.

Особую опасность представляет замерзание импульсных линий замерных устройств, датчиков КИПиА. Для предотвращения этого их утепляют, линии обвязки приближают к корпусам аппаратов и снабжают общей изоляцией, в отдельных случаях обогревают спутниками.

Продуктопроводы обеспечивают изоляцией или спутниками. Трубопроводная арматура должна быть только стальной.[25]

В летнее время для аппаратов предусмотрены местные укрытия из легких съемных разборных и передвижных конструкций. Примыкающую к оборудованию территорию планируют с уклоном, обеспечивающим отвод осадков. Для безопасности эксплуатации аппаратов, работающих под давлением, предъявляются требования. Прежде всего это требования к материалам и конструкциям. Материал ХН70Ю.

Электробезопасность

Классификация помещений и наружных установок по электрооборудованию. Статическое электричество. Молниезащита.

Для протекания непрерывного технологического процесса необходимо электробезопасное оборудование, созданы благоприятные условия труда для человека, связанного с электричеством.

По опасности поражения людей электрическим током отделение процесса подготовки воздуха опасным категориям. Опасность представляет вероятность поражения электрическим током при обслуживании энерго и силовых установок.

Для защиты рабочих от поражения электрическим током в условиях производства применяются следующие меры: обеспечивают недоступность токоведущих частей при помощи переносных ограждений, изолирующих частей, предупреждающих плакатов и сигналов, применяют защитное заземление, защитное отключение электроустановки в случае неисправности.

Применяют индивидуальные средства защиты: диэлектрические рукавицы и перчатки, изолирующие подставки, используют резиновые коврики толщиной 5-7 см, диэлектрические боты и галоши. При нарушении правил эксплуатации или неисправности электрооборудования возникает опасность воздействия электрического тока на человека.

Электробезопасность обеспечивается в соответствии с [24,25] и относится к особо опасной категории. На теплообменнике имеются следующие меры по электробезопасности: [24,25]

- Изоляция электрических проводов в специальные кабели, металлические трубы с сопротивлением 0.5 МОм;
- Заземление с помощью проволочных тросов с сопротивлением 4 Ом;
- Использование систем блокировки, отключение электрических блоков питания в случае аварии;
- Применение для проверки электрооборудования переносных 12В устройств.

Для рабочих предусмотрена спецодежда: перчатки, обувь без металлических набоек, все ремонтные работы электрооборудования и электрических сетей проводить при отключенной электросети.

Защиту от статического электричества осуществляют путём отвода в землю зарядов и выравнивания потенциалов, создавшихся на аппаратах, трубопроводах и металлических конструкциях.

Для этого каждая система аппаратов, трубопроводов и воздухопроводов в пределах цеха заземлена не менее чем в двух местах, присоединением к магистралям защитного заземления или к очагам заземления. Все параллельно идущие или пересекающиеся трубопроводы и воздухопроводы, расположены между собой на расстоянии до 0,1м, соединены перемычками через каждые 20 м. Трубопроводы и воздухопроводы, проходящие на таком же расстоянии от металлических лестниц и конструкций зданий, соединены с ними перемычками. Трубопроводы и вентиляционные воздухопроводы представляют собой непрерывную электрическую цепь.

Пожаровзрывобезопасность

По строительным нормам и правилам [26] отделение конверсии метана относится к взрывоопасной категории В. Пожарная безопасность здания в значительной мере определяется степенью его огнестойкости [27].

Процесс конверсии метана сопровождается высокими температурами, которые при повышении температуры способны вызвать воспламенение. Тепловыми источниками зажигания могут быть открытое пламя, электрическая искра, дуга, не сгоревшая частица топлива, нагретые поверхности.

В случае возникновения пожара для борьбы с его распространением необходимо принять меры к его локализации.

При первой стадии развития пожара достаточно применения простейших средств (одного - двух огнетушителей и т.п.). Для ликвидации пожара на второй стадии (площадь горения увеличивается и горение переходит в устойчивую форму) требуется применение пенных струй или большего числа первичных средств тушения. Если ликвидировать пожар невозможно, то люди эвакуируются через запасные выходы. Кожухотрубчатый теплообменник относится к категории В. Процесс конверсии метана должен удовлетворять требованиям государственного стандарта и действующим нормам и правилам технологического проектирования, по обеспечению мер пожаро-взрывобезопасности [26,27].

Предотвращение взрывоопасной среды в воздухе производственных помещений путем контроля воздушной среды, применение герметичного оборудования, рабочей и аварийной вентиляции.

На производстве проводят пожарную профилактику, которая предусматривает правила обращения с горючими веществами, недопущение утечки вредных продуктов переработки, соблюдение правил пожарной безопасности и проверку наличия первичных средств пожаротушения. К первичным средствам пожаротушения относятся: внутренние пожарные краны, огнетушители, песок, войлок, асбест, кошма, азот, огнетушители.

Для ликвидации пожара в момент его возникновения в каждом цехе на видном месте находиться первичные средства пожаротушения. Для тушения небольших очагов легковоспламеняющихся и горючих жидкостей применяют ручные химические пенные огнетушители типа ОП-5 и ручные воздушно - пенные, высоко кратной пены типа ОВП-5, ОВП-10 [32].

Наружная площадка имеет Класс взрыво и пожаропасности по ПУЭ В-1г.

Пожарная защита

Предусмотрены системы противопожарной защиты, которые включают систему обнаружения пожара, световую и звуковую сигнализацию, включение систем пожаротушения, а также вспомогательные системы обнаружения пожара и загазованности и пожарной тревоги.

- Здания оборудуются стационарными системами водяного пожаротушения с установленными на них пожарными кранами.

- Наружные установки высотой 10 м и более оборудуются стояками, трубами. а защиты оборудования, расположенного на наружной установке, используются лафетные стволы.

Экологическая безопасность

Безопасность при разработке генерального плана предприятия

При разработке генерального плана исходят из принципа локализации неблагоприятных производственных факторов, что позволяет предупредить распространение шума, вредных и опасных пылевых, паровых выделений при авариях, а также огня при пожарах и ограничить разрушающее действие воздушной ударной волны при взрывах [23]

В решениях генерального плана учитывают следующие основные требования:

- Объединение отдельных производств и вспомогательных служб с учетом технологической связи, пожароопасных производств;
- Определение безопасных санитарных и противопожарных разрывов с учётом возможного изменения технологии и реконструкции отдельных цехов и установок на основе санитарной классификации и категорирования производств по взрывной и пожарной опасности.

При решении этих вопросов следует руководствоваться общероссийскими строительными и санитарными нормами и правилами, отраслевыми правилами техники безопасности и противопожарными условиями проектирования [27].

Химическое предприятия со пожароопасными свойствами по соображениям безопасности не располагают с наветренной стороны по отношению к другим соседним предприятиям и внутризаводским объектам. На территории предприятия объекты внутренней застройки размещают с учетом противопожарный разрывов в соответствии с категорией производства по взрывной и пожарной опасности.

Это позволяет предотвратить переброску огня и распространение взрыва с соседних объектов и других предприятий при авариях.

Здания на производстве относятся к категории В-4.

Классификация учитывает условия технологического процесса мероприятия по очистке вредных выбросов в атмосферу и масштабы производства. Предприятие промышленной подготовки газа относится к 4-му классу.

Предприятия располагают, как этого требуют санитарные нормы, за пределами санитарно-защитной зоны. Ширина такой зоны для предприятий такого класса должна быть 100 метров.

Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайные ситуации

Производственные аварии

Аварийная остановка отделения конверсии метана возможна по следующим основным причинам:

- прекращение подачи охлаждающей воды;
- прекращение подачи электроэнергии;
- повреждение аппаратов и трубопроводов;
- превышение давления выше нормы;
- превышение температуры холодильных установок выше нормы.

Мероприятия по предотвращению аварий являются наиболее сложными и трудоёмкими. Они представляют комплекс организованных и инженерно - технологических мероприятий, направленных на выявление и устранение причин аварий, максимальное снижение возможных разрушений и потерь в случае, если эти причины

полностью не устранимы, а также на создание благоприятных условий для организации и проведения аварийных восстановительных работ [30].

Стихийные бедствия

Стихийные бедствия сил природы не подвластны человеку и наносят экономике государства огромный ущерб. Стихийные бедствия это такие явления природы, которые вызывают экстремальные ситуации, нарушают нормальную жизнедеятельность людей и работу промышленных объектов. Наиболее характерными стихийными бедствиями для различных регионов нашей страны являются землетрясения, наводнения, оползни, снежные лавины, бури, ураганы и пожары. Стихийные бедствия нашли чрезвычайный характер, так как они могут разрушать здания, сооружения, уничтожать материальные ценности, нарушать процессы производства, вызывать гибель людей и животных. На объектах заблаговременно разрабатываются специальные мероприятия по предотвращению или максимальному снижению последствий стихийных бедствий (характерных для данного географического района) и уменьшению возможных потерь людей и материальных ценностей

К числу таких мероприятий можно отнести:

- строгое соблюдение специальных мер безопасности;
- организация оповещения руководящего состава, формирований и населения;
- специальная подготовка и оснащение формирований;
- оказание медицинской помощи пострадавшим.

Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Санитарно-бытовое обслуживание

Обслуживающий персонал в соответствии с действующими санитарными нормами обеспечен санитарно-бытовыми помещениями, которые расположены в здании МСС и операторной и в служебно-бытовом корпусе

Заключение:

В разделе «Социальная ответственность» Приведена характеристика рабочего места, определены возможные причины травматизма связанные с мероприятиями по установке, ремонту и эксплуатации установки получения конвертированного газа. Дана характеристика взрывоопасным веществам. Проанализированы и нормированы шумы и вибрации на производстве. Рассмотрены вопросы техники пожаробезопасности, электробезопасности, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Были произведены расчеты котла утилизатора.

Из расчета секции А:

Подбирали стандартный теплообменник: согласно ГОСТ 15120-79.

Основные характеристики теплообменника:

Диаметр кожуха наружный: $D = 1 \text{ м}$

Длина труб $l = 3 \text{ м}$

Поверхность теплообмена: $F = 176 \text{ м}^2$

Число труб: $n := 747$
 Диаметр трубы внутренний: $d_v := 0.021 \text{ м}$
 толщина стенки трубы: $s_{тр} := 0.002 \text{ м}$
 Число рядов труб: $n_p := 29$
 Расстояние между перегородками: $h := 0.52 \text{ м}$
 Из расчета секции В:
 Подбирали стандартный теплообменник: согласно ГОСТ 15120-79.
 Основные характеристики теплообменника:
 Диаметр кожуха наружный: $D := 1 \text{ м}$
 Длина труб $l := 6 \text{ м}$
 Поверхность теплообмена: $F := 352 \text{ м}^2$
 Число труб: $n := 747$
 Диаметр трубы внутренний: $d_v := 0.021 \text{ м}$
 толщина стенки трубы: $s_{тр} := 0.002 \text{ м}$
 Число рядов труб: $n_p := 29$
 Расстояние между перегородками: $h := 0.52 \text{ м}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М.: ООО ИД «Альянс», 2007. – 576 с.
- 2 О.К. Семакина. МАШИНЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКИХ, НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ. Издательство Томского политехнического университета 2015. Машины и аппараты химических, нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: учебное пособие / О.К. Семакина; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2015. – 164 с.
- 3 Лашинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
- 4 ГОСТ Р 52857.1-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.
- 5 ГОСТ Р 52857.2-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.
- 6 ГОСТ Р 52857.7-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

7 ГОСТ 15118-79 «Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе».

8 8) ГОСТ 9399-81 на Фланцы стальные резьбовые от 20 до 100 МПа. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27.02.81 № 1137

9 ГОСТ 22815-83 Сборочные единицы и детали трубопроводов. ЗАГЛУШКИ ФЛАНЦЕВЫЕ НА P_y св. 10 до 100 МПа .

10 АТК 24.218.06-90 Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных.

11 РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Центральное конструкторское бюро нефтеаппаратуры» (АО «ЦКБН»).

12 М. Ф. Михалева. "Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств". Примеры и задачи. Ленинград: «Машиностроение», 1984. - 303 с.

13 ГОСТ 28759.8-90 ПРОКЛАДКИ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ВОСЬМИУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ. Издательство стандартов № 1991. Министерство тяжелого машиностроения СССР.

14 ГОСТ Р 52857.4-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

15 ГОСТ Р 52857.3-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлении. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

16 ГОСТ Р 52857.5-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечай и днищ от воздействия опорных нагрузок. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

17 ТЕПЛООБМЕННИКИ НА ДАВЛЕНИЕ СВЫШЕ 10 ДО 100 МПа (СВЫШЕ 100 ДО 1000 КГС/СМ²). РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ТРУБНОЙ РЕШЕТКИ. РД 26-01-167-88. Дата введения 01.01.89.

18 Пищулин В.П., Зарипова Л.Ф. Расчет потерь тепла в окружающую среду: Руководство для студентов. – Томск: Отделение №1 ТПУ, 1987. – 59с.

- 19 Пряников В.И. Техника безопасности в химической промышленности. – М.: Химия, 1989.
- 20 Расчет защитного заземления. Методические указания к выполнению индивидуальных заданий по курсу “Безопасность жизнедеятельности” для студентов всех специальностей, Томск, изд. ТПУ, 1991. – 10с.
- 21 Охрана труда в химической промышленности. Под редакцией Г.В. Макарова, А.Я. Васина и др. – М.: Химия, 1989.
- 22 Арустамов Э. А. Безопасность жизнедеятельности. – М.: Высш. шк., 2001. – 678 с.
- 23 ГОСТ 12.4.011-89 «Средства защиты работающих. Общие требования и классификация».
- 24 ГОСТ-12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».
- 25 СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03 «Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий».
- 26 ГОСТ 12.1.038-82 «Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов».
- 27 ГОСТ 12.1.019-79 «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».
- 28 Регламент «Производство мономеров».
- 29 Методическое письмо НИИ Атмосфера № 355/33-07 от 17 мая 2000 г. "О проведении расчётов выбросов ..."
- 30 РД 34.02.305-98. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС.
- 31 РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ЗАКОН ТЕХНИЧЕСКИЙ РЕГЛАМЕНТ О ТРЕБОВАНИЯХ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ N 123-ФЗ от 22 июля 2008 года.
- 32 ГН 2.2.5.1313-03 «Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны».
- 33 ГОСТ Р12.4.220-2001. СРЕДСТВА ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ОРГАНОВ ДЫХАНИЯ. АППАРАТЫ ИЗОЛИРУЮЩИЕ АВТОНОМНЫЕ С ХИМИЧЕСКИ СВЯЗАННЫМ КИСЛОРОДОМ (САМОСПАСАТЕЛИ) ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ

ТРЕБОВАНИЯ. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ ГОССТАНДАРТ РОССИИ – МОСКВА.

34 Пособие к СНиП II-4-79 Пособие по расчету и проектированию естественного, искусственного и совмещенного освещения.

35 Экономика и управление производством. Расчет экономического эффекта дипломного проекта. Методические указания к выполнению экономической части дипломного проекта для студентов ИПР заочной форм обучения. Рыжакина Т.Г. – Томск: Изд-во ТПУ, 2011. – 19 с.