

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**Кафедра основ научных исследований
и проектирования**

Основы расчета и САПР машин и аппаратов

методические указания

по выполнению курсового проекта

для студентов специальности 1-74 06 02

«Техническое обеспечение процессов

хранения и переработки сельскохозяйственной продукции»

Минск – 2007

Одобрено научно-методического совета агрономического факультета
Учреждения образования «Белорусский государственный аграрный
технический университет» протокол № 5 от « 31 » мая 2007 г.

Составители: д.с.х.н. Николаенков Александр Иванович;
к.т.н. Ловкис Виктор Болеславович;
ст. преподаватель Носко Вячеслав Владимирович.

Рецензенты:

зам. директора РУП «Институт мясомолочной промышленности», к.х.н. Ветров
Владимир Степанович

декан факультета механизации УО БГАТУ, к.т.н., доцент Крук Игорь Степанович

СОДЕРЖАНИЕ

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
2 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	5
2.1 Выбор темы	5
2.2 Постановка целей и задач при выполнении проекта	5
2.3 Составление плана курсового проекта	6
2.4 Выбор и изучение литературы по теме	6
2.5 Разработка проекта	7
2.5.1 Расчетно-пояснительная записка курсового проекта	7
2.5.2 Содержание и оформление графической части проекта	9
2.5.3 Спецификация	10
2.6 Оформление материалов проекта	10
3 ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	14
4 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАСЧЕТА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ С.Х. ПРОДУКЦИИ	15
4.1 Расчет и конструирование шнековых формователей	15
4.2 Расчет барабана сепаратора	20
4.3 Расчет параметров рабочих органов молотковых дробилок	27
4.4 Расчет вертикального фильтра	33
4.5 Расчет трубчатых теплообменных аппаратов жесткой конструкции	40
4.6 Расчет и конструирование фланцевых соединений	46
4.7 Расчет и конструирование опор аппаратов	53
5 ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ	57
5.1 Разработать шнековый смеситель технологического процесса производства комбикормов	57
5.2 Разработать молотковую дробилку для технологического процесса производства комбикормов	58
5.3 Разработать трубчатый теплообменник для технологического процесса получения сливок	59
5.4 Разработать фильтр вертикальный, напорный для обеспечения микроклимата в производственном помещении	60
5.5 Разработать сушварочный аппарат для технологического процесса производства пива	61
5.6 Разработать сепаратор для технологического процесса сепарирования молока	62
Приложение А Список рекомендуемой литературы	63
Приложение Б Пример оформления основных надписей на листах конструкторской и текстовой документации	64
Приложение В Пример составления спецификации	65
Приложение Г Некоторые механические свойства сталей	67

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Целью выполнения курсового проекта является расширение и закрепление знаний по расчету и проектированию технологического оборудования для переработки и хранения сельскохозяйственной продукции, приобретение навыков самостоятельной работы с графическими и текстовыми материалами и специальной технической литературой.

Выполнение курсового проекта способствует развитию творческой активности студента, позволяет использовать теоретические знания во взаимодействии с практическими навыками, полученными во время производственной практики на предприятиях по переработке с.-х. продукции.

Выполнение курсового проекта по расчету и проектированию оборудования осуществляется под руководством преподавателя кафедры, в соответствии с учебными планами и графиками.

Руководитель курсового проекта направляет самостоятельную работу студента, отмечает неправильные решения и указывает пути их исправления. Указывая на ошибки и недостатки в проекте, руководитель не должен давать студенту готовых решений — он должен помочь ему разобраться в неясных вопросах и рекомендовать соответствующую литературу.

2 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполнение курсового проекта по расчету и проектированию оборудования состоит из следующих этапов: выбор темы, определение целей и задач по разработке курсового проекта, составление плана работы, подбор и изучение литературы по теме, написание и оформление работы, защита курсового проекта.

2.1 Выбор темы

Курсовой проект может выполняться по любому виду технологического оборудования, предназначенных для переработки с.-х. продукции (мяса, молока, зерна, плодов и овощей, другой с.-х. продукции и процессов вторичной переработки).

Выбор темы производится по инициативе студента или руководителя проекта исходя из специализации, с учетом возможности ознакомления с состоянием интересующего вопроса при прохождении практики.

При выборе темы следует стремиться к тому, чтобы в будущем ее можно было продлить и углубить при выполнении дипломного проектирования.

2.2 Постановка целей и задач при выполнении проекта

После выбора темы необходимо определить и согласовать с руководителем цели и задачи проекта, которые окончательно оформляются в задании на проектирование.

Тема курсового проекта должна быть актуальной, направлена на решение практических задач, стоящих перед производством.

Цели работы определяется ее содержанием и в определенной мере находит свое отражение в названии темы.

Задачи проекта вытекают из необходимости изучения и проведения исследований по тем вопросам, решение которых позволяет достигнуть поставленной цели.

2.3 Составление плана курсового проекта

Конкретный план курсового проекта оформляется в виде задания и зависит от наименования темы, целей и задач проекта. Развернутый план проекта составляется студентом самостоятельно и согласуется с руководителем.

Примерный план работы над проектом предлагается в задании на курсовое проектирование.

В плане работы намечается ее структура, название разделов, последовательность выполнения.

В законченном и оформленном курсовом проекте план по существу является содержанием или оглавлением.

2.4 Подбор и изучение литературы по теме

Очертив круг вопросов, подлежащих изучению, студент приступает к поиску информации по этим вопросам.

Рекомендуемый список научно-технических изданий по технологическому оборудованию дается в приложении А или по указанию руководителя. Изучение литературы рекомендуется начинать с работ, опубликованных в последнее время, а затем переходить к более ранним работам, что позволяет выявить и изучить новейшие достижения науки и машиностроения по данной теме. При подборе материалов студент должен использовать фонды библиотеки БГАТУ, отраслевых институтов, РНТБ, Национальной библиотеки Беларуси и др.

2.5 Разработка проекта

Разработка проекта осуществляется в соответствии с его заданием, а оформление — исходя из требований СТП БАТУ 01.02–96 «Указания по оформлению курсовых и дипломных проектов», ГОСТ 2.105–95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам».

Курсовой проект должен состоять из следующих разделов:

- расчетно-пояснительная записка (ПЗ) объемом 40–50 страниц рукописного текста (30–40 страниц машинописного текста). При определении объема ПЗ приложения не учитываются;
- графическая часть из 3 листов формата А1.

2.5.1 Расчетно-пояснительная записка курсового проекта

В состав расчетно-пояснительной записки курсового проекта необходимо включать следующие основные разделы.

1. Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Выполняется чертежным шрифтом или машинописным способом. Рамка, штамп и номер страницы на титульном листе не проставляются, но включается в общую нумерацию.

2. Задание на курсовое проектирование оформляется на бланках установленной формы аккуратно, рукописным или машинописным способом.

3. Реферат оформляется согласно ГОСТ 7.32–2001. Реферат должен содержать данные об объеме курсового проекта, перечень ключевых слов, текст реферата. Перечень ключевых слов должен включать от 5 до 15 слов или словосочетаний. В тексте реферата в краткой форме должны быть отражены объект разработки, цель проекта, методы разработки, полученные результаты, основные конструкторские характеристики, степень внедрения. Текст оформляется

рамкой без основной подписи, номер страницы не проставляется. Объем реферата не должен превышать одной страницы.

4. Содержание пояснительной записки должно включать весь перечень заголовков разделов и подразделов записки, начиная с введения и кончая приложениями. Указывается номер страницы, на которой начинается этот раздел. Название раздела пишется прописными буквами, название подраздела записывается строчными буквами с первой прописной. Первый лист содержания является заглавным листом пояснительной записки и должен иметь на поле рамки основную надпись по форме 2 (ГОСТ 2.104–98). Последующие листы содержания и текст ПЗ должны иметь сквозную нумерацию и оформляются основной надписью по форме 2а.

5. Введение оценивает современное состояние рассматриваемой перерабатывающей отрасли и ее значение для народного хозяйства, используемого оборудования, актуальность поставленной инженерной задачи. Объем введения не более двух страниц.

6. Обоснование темы курсового проекта выполняется в соответствии с требованиями раздела 2.2 настоящих методических указаний.

7. Краткий технологический процесс производства отдельного вида или группы продуктов, в который входит рассматриваемое оборудование (не более 5 страниц пояснительной записки). В этот раздел включается обзор и анализ уровня и недостатков конструкции используемого технологического оборудования, предлагаемые технические решения. Объем и содержание раздела может уточняться руководителем в соответствии с темой проекта.

8. Обзор конструкций (патентный поиск) разрабатываемого оборудования с указанием: а) технических характеристик; б) устройства; в) принципа действия.

9. Расчетная часть проекта выполняется в соответствии с требованиями раздела 5 настоящих методических указаний.

10. Техника безопасности при монтаже и эксплуатации оборудования данного типа.

11. Заключение. Краткое обобщение всех представленных в проекте материалов. В нем подчеркиваются основные вопросы, которыми занимался проектант, даются рекомендации по использованию полученных результатов.

12. Список используемых источников включает в себя все учебники и учебные пособия, журналы и другие периодические издания, использованные студентом при работе над проектом, которые нумеруются арабскими цифрами. Основным источником для библиографического описания учебника является его обратная сторона титульного листа. Списки использованных источников располагаются в порядке появления на них ссылок в тексте.

13. Приложения (спецификации сборочных чертежей, чертежей общего вида, монтажных и др. видов чертежей и схем, выполненных в соответствии с ЕСКД, ЕСТД.

В текст расчетно-пояснительной записки, при необходимости, добавляются схемы, рисунки, графики и т. д., поясняющие основное содержание проекта.

2.5.2 Содержание и оформление графической части проекта

Графическая часть курсового проекта включает 3 листа чертежей формата А1, определяемых руководителем проекта.

Можно рекомендовать следующее содержание графической части. На первом листе (или на двух листах, по согласованию с руководителем проекта) вычерчивается сборочный чертеж или чертеж общего вида разрабатываемого оборудования с необходимыми разрезами, сечениями и выносками, а также техническая характеристика и технические требования к изделию. Чертеж должен пояснять устройство и принцип действия оборудования. В документацию включаются спецификации чертежей.

На втором и третьем листах вычерчиваются основные сборочные единицы и детали оборудования, поясняющие устройство и работу отдельных узлов машины. Требования к чертежу аналогичны первому листу графической части. Третий лист может быть дополнен схемой (принципиальной, кинематической, пневматической, функциональной и т. д.).

Графическая часть курсового проекта выполняется в одной из изучаемых систем автоматического проектирования. Независимо от формата листа, каждый чертеж оформляется рамкой — сплошной основной линией, проведенной на расстоянии 20 мм слева и по 5 мм с остальных сторон границ формата.

При выполнении чертежей узлов и деталей допускается разбивать лист формата А1 на более мелкие форматы. Основные надписи располагаются в правом нижнем углу каждого чертежа. На листах формата А4 основную надпись располагают вдоль короткой стороны листа.

2.5.3 Спецификация

Спецификацию составляют по ГОСТ 2.106–96 «ЕСКД. Текстовые документы» (приложение В) на каждый чертеж сборочной единицы, включая сборочные чертежи и чертежи общих видов, монтажные и габаритные чертежи. Спецификацию подшивают в расчетно-пояснительную записку.

2.6 Оформление материалов проекта

Пояснительная записка курсового проекта должна быть написана черными или фиолетовыми чернилами (пастой) или напечатана на одной стороне стандартного листа белой нелинованной бумаги формата А4 (210 × 297) разборчивым почерком, грамотно и аккуратно, без помарок и исправлений. Допускаются мелкие аккуратные исправления. Представляется в сброшюрованном виде.

Каждый лист оформляется рамкой, отступая от краев бумаги на 5 мм, а слева — на 20 мм. Расстояние от рамки до границ текста рекомендуется оставлять: в начале строк — не менее 5 мм; в конце строк — не менее 3 мм; от верхней и нижней строки до границ рамки — не менее 10 мм. Число строк на листе 28–30.

Содержание записки разделяют на разделы и подразделы. Нумерацию разделов производят арабскими цифрами в пределах всей записки (например: 1; 2; 3 и т. д.). Подразделы нумеруются порядковыми номерами раздела и подраздела, разделенными точкой (например: 1.2 — второй подраздел первого раздела; 5.4 — четвертый подраздел пятого раздела).

Наименования разделов должны быть краткими и записываться в виде заголовков в красную строку (отдельная строка) прописными (заглавными) буквами высотой 5–7 мм.

Наименования подразделов пишутся в виде заголовков строчными буквами (кроме первой прописной).

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Расстояние между заголовками и последующим текстом при оформлении записки должно быть не менее 10 мм.

Каждый раздел желательно начинать с нового листа.

Формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой.

Все входящие в формулу величины обязательно должны быть пояснены и иметь размерность в Международной системе единиц измерений (СИ). Значение каждой величины приводят непосредственно под формулой, с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки значений начинается со слова «где» без двоеточия после него.

Например:

$$N = \frac{P Q}{3600 \times 1020}, \quad (5.1)$$

где P — давление, Па;

Q — производительность вентилятора, м³/с;

3600, 1020 — численные значения коэффициентов перевода.

Расчет параметров приводят сразу после расшифровки значений формулы, начиная с новой строки.

Ссылки в тексте на порядковый номер формулы приводят в скобках, например: в формуле (5.1).

При использовании формул из других источников и опытных значений различных коэффициентов и других величин необходимо выделять двумя квадратными скобками — [4] (номер источника по списку использованной литературы, откуда эти данные взяты).

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД и СПДС, легко читаемыми и расположены так, чтобы при чтении текста их было легко рассматривать.

Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации разделенных точкой. Например — Рисунок 1.1.

При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 1.1».

Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст), которое записывается под иллюстрацией

в одну строку с обозначением. Например, «Рисунок 1 — Детали прибора». Иллюстрации могут иметь пояснительные данные, которые помещают под наименованием. При этом номера позиций на самой иллюстрации размещают в возрастающей последовательности слева направо и поясняют в подрисовочном тексте.

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

Заголовки граф, как правило, записывают параллельно строкам таблицы. При необходимости допускается перпендикулярное расположение заголовков граф.

Диагональное деление головки таблицы не допускается.

Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается.

При переносе части таблицы на другой лист повторяют только номера граф. В правом верхнем углу пишут: «Продолжение таблицы 1.2».

На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

3 ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполненный курсовой проект студент сдает руководителю на проверку. Проект признанный удовлетворительным допускается к защите. В противном случае он возвращается на доработку.

По допущенному к защите проекту студент знакомится с замечаниями руководителя и готовится к его защите.

Защита проводится в установленные учебным планом сроки, преимущественно комиссией из сотрудников кафедры в составе не менее 2-х человек.

При защите студент излагает сущность курсового проекта в виде краткого доклада и отвечает на вопросы. Общая оценка по курсовому проекту выставляется по совокупности критериев: оформление и глубина проработки разделов записки и графического материала, доклад, ответы на вопросы.

По результатам курсового проектирования преподаватель, совместно со студентом, делает вывод о возможности использования материалов курсового проекта для дальнейшей научно-исследовательской работы студента (НИРС).

4 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАСЧЕТА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ С.-Х. ПРОДУКЦИИ

4.1 Расчет и конструирование шнековых формователей

Шнековые формователи широко применяются как питатели, дозаторы и прессы. Каждое такое устройство представляет собой цилиндрический кожух, внутри которого расположен шнек (два шнека). Кожух имеет приемный бункер и специальным образом оформленное выходное отверстие (матрица, сопло, мундштук). Каждое устройство снабжено приводом.

Из опыта работы многих шнековых устройств известно, что под действием винтовой поверхности шнека транспортируемый материал движется не параллельно его оси, а винтообразно с переменной скоростью в осевом и радиальном направлениях в зависимости от расстояния частиц материала до оси шнека, от коэффициента трения и величины противодействия.

Так как углы подъема винтовых линий правильной винтовой поверхности шнека изменяются, увеличиваясь от периферии к центру шнека, то осевое перемещение частиц материала, расположенных в радиальном направлении, будет неодинаковым.

Для практических расчетов достаточно принимать среднее арифметическое значение углов подъема винтовых линий на периферии α_D и у вала α_d шнека, т. е.

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_D + \alpha_d). \quad (1)$$

Здесь:

$$\alpha_D = \arctg[H / (\pi D)]; \quad \alpha_d = \arctg[H / \pi d)], \quad (2)$$

где H — шаг витков шнека, м;

D и d — диаметры шнека и вала шнека, м.

Шаг винтовой линии шнека выбирается равным $(0,7-0,8)D$.

Снижение перемещения частиц продукта в осевом направлении можно учесть коэффициентом отставания:

$$\hat{E}_0 = 1 - (\cos^2 \alpha_{\text{н}\delta} - 0,5 f \sin 2\alpha_{\text{н}\delta}), \quad (3)$$

где $f = \operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения (φ — угол трения).

Диаметр вала шнека должен быть больше предельного, определяемого из условия:

$$d_{\text{н}\delta} = (I / \pi) \operatorname{tg} \varphi. \quad (4)$$

Производительность шнекового устройства определяется произведением полезно заполненного одношагового межвиткового объема в пределах плоского угла в один радиан на угловую скорость вращения шнека:

$$\Pi = 0,125(D^2 - d^2)(H - \delta)(1 - K_0)\rho\psi w, \quad (5)$$

где δ — толщина витка шнека в осевом направлении по наружному диаметру, м;

ρ — плотность материала, кг/м³;

ψ — коэффициент заполнения межвиткового пространства;

w — угловая скорость вращения шнека, рад/с.

При заданной производительности по уравнению (5) можно определить параметры шнека.

Если формуемый или прессуемый материал является пластично-вязким и обладает адгезией, то в качестве коэффициента трения берется коэффициент внутреннего трения, определяемый из условия связи частиц между собой при сдвиге слоев материала.

Для получения максимальной производительности шнекового устройства необходимо принимать небольшие значения углов подъема винтовых линий шнека (не более 10°). В противном случае может произойти отрыв материала от

внутренней поверхности корпуса устройства из-за преобладающих винтовых поверхностей шнека, между которыми находится продукт.

Для снижения опасности проворачивания транспортируемого материала на внутренней поверхности корпуса устройства устанавливают ребра или делают углубления, располагая их в осевом направлении или в направлении винтовой линии. Площади внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнекового устройства и одной стороны поверхности шнекового витка на длине одного шага шнека можно определить по выражениям:

$$F_{\text{в}} = \pi D(H - \delta), \quad (6)$$

$$F_{\text{о}} = \frac{1}{4\pi} (\pi DL - \pi dl + H^2 \ln \frac{D + 2L}{d + 2l}), \quad (7)$$

где L и l — развертки винтовых линий, соответствующие диаметрам шнека и вала, м.

Крутящий момент на валу шнека и осевое усилие можно определить по выражениям:

$$M_{\text{кр}} = 0,131 n p_{\text{max}} (D^3 - d^3) \text{tg} \alpha_{\text{ср}}; \quad (8)$$

$$S = 0,392 n (D^2 - d^2) p_{\text{max}}, \quad (9)$$

где n — число рабочих шагов (витков) шнека;

p_{max} — максимальное давление, развиваемое шнеком, Па.

Максимальное давление может быть задано по технологическому процессу, а также определено путем приравнивания удерживающего момента массы материала, увлекаемого во вращение рабочими витками шнека, крутящему моменту шнека.

Зная крутящий момент на валу шнека и осевое усилие, находят соответствующие им нормальное и касательное напряжения в опасном сечении вала шнека в зоне питания:

$$\sigma_{\text{сж}} = S / F, \quad (10)$$

$$\tau = M_{\text{кр}} / W_{\text{р}}, \quad (11)$$

где F — площадь поперечного сечения вала шнека, м^2 ;

$W_{\text{р}}$ — полярный момент сопротивления поперечного сечения вала шнека, м^3 .

Эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{н\acute{а}с}}^2 + 4\tau^2}. \quad (12)$$

Последний виток шнека, выходящий в прессовую камеру, находится под действием максимального давления. Этот виток следует рассчитать на прочность.

С небольшим допущением один виток можно представить как кольцевую пластинку, заземленную по внутреннему контуру в теле вала шнека. В этом случае наибольший изгибающий момент на внутреннем контуре такой пластинки, выполненной из стали

$$M_{\text{э}} = \frac{p_{\text{max}} D^2}{32} \times \frac{1,9 - 0,7a^{-4} - 1,2a^{-2} - 5,2 \ln a}{1,3 + 0,7a^{-2}}, \quad (13)$$

а наибольшее напряжение (оно же эквивалентное)

$$\sigma_{\text{и}} = \pm 6M / \sigma^2, \quad (14)$$

где $a = D / d$ — отношение диаметров шнека и вала (практически $a = 1,8-3$).

Шнеки можно изготовлять литыми, точеными, сварными и паяными. В индивидуальном производстве чаще всего шнеки изготовляют сварными, причем винтовую поверхность (перо) шнека составляют из отдельных элементов — вырезанных разомкнутых и выгнутых колец.

Для изготовления шнека диаметром D с заданным диаметром вала d и шагом H необходимо изготовить кольца с наружным диаметром D_0 , внутренним диаметром d_0 и разомкнутыми на угол выреза α_0 (рисунок 1).

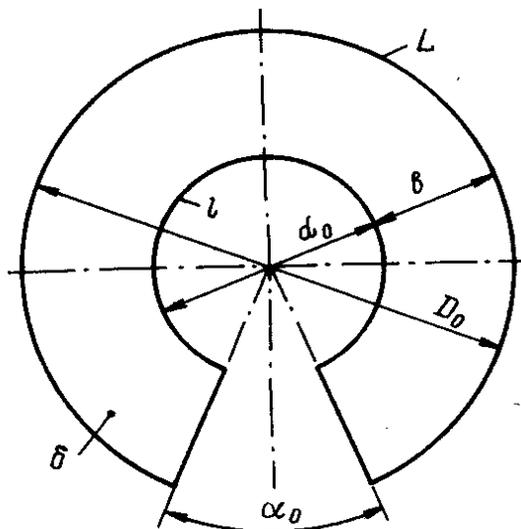


Рисунок 1 — Кольцо-заготовка витка шнека

Вначале определяют ширину винтовой поверхности и длины винтовых линий l и L в пределах одного шага шнека:

$$b = 0,5(D - d); \quad (15)$$

$$l = \sqrt{H^2 + (\pi d)^2}; \quad (16)$$

$$L = \sqrt{H^2 + (\pi D)^2}. \quad (17)$$

Затем определяют угол выреза:

$$\alpha_0 = 2\pi - (L - l) / b. \quad (18)$$

И, наконец, диаметры кольца:

$$D_0 = 2L / (2\pi - \alpha_0); \quad (19)$$

$$d_0 = 2l / (2\pi - \alpha_0). \quad (20)$$

Кольца можно изготавливать также без выреза. Таких колец-заготовок для выполнения шнека заданной длины надо меньше, чем колец с углом выреза α_0 , т. к. одно такое кольцо образует винтовую поверхность на длине шнека:

$$H' = H[1 + \alpha_0 / (2\pi - \alpha_0)], \quad (21)$$

которая, как видно из этого выражения, несколько больше шага шнека.

4.2 Расчет барабана сепаратора

Сепараторы служат для разделения компонентов жидких смесей (эмульсий) по их плотности. Например, молоко, поступающее в сепаратор, разделяется в нем под действием центробежного поля на жир (сливки) и обезжиренное молоко (обрат).

Рабочим органом сепаратора является барабан (рисунок 2), вращающийся с большой угловой скоростью. Внутри барабана находится пакет тонких конических вставок (тарелок), которые интенсифицируют процесс разделения рабочей жидкости. Нижняя цилиндрическая часть с днищем (как одно целое) является корпусом, а верхняя коническая — крышкой, которая центрируется по внутренней поверхности корпуса посадкой на конус. Крышка фиксируется на корпусе кольцом с бортом на внутренней стороне. Кольцо соединяется с цилиндрической частью корпуса посредством трапецеидальной (или прямоугольной) резьбы. Герметичность соединения достигается установкой прокладки.

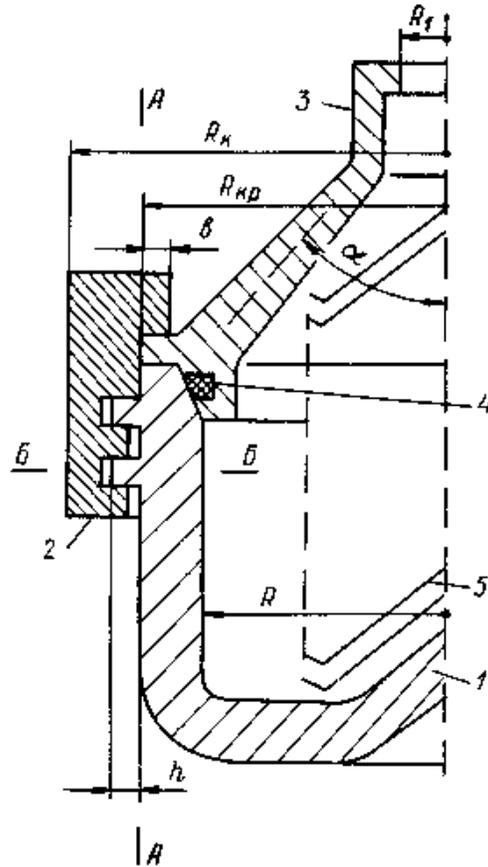


Рисунок 2 — Барабан сепаратора:
 1 — корпус; 2 — кольцо; 3 — крышка; 4 — прокладка; 5 — пакет тарелок;
 А-А и Б-Б — опасные сечения

Возникающие при вращении барабана центробежные силы вызывают достаточно высокие напряжения в составных частях барабана.

Основной частью барабана является корпус, состоящий из цилиндрической обечайки и днища. Каждый из этих элементов в первом приближении может быть рассчитан отдельно без учета краевого эффекта у мест сопряжения.

Цилиндрическая обечайка в рабочем состоянии будет подвержена действию радиальных инерционных сил, вызванных вращением массы самой обечайки и массы рабочей жидкости, находящейся в барабане.

Давление, оказываемое вращающейся жидкостью на обечайку (крышку и днище) барабана,

$$p = -0,5\rho_{\text{ж}} w^2 R^2 (1 - R_1^2 / R^2) = 0,5\rho_{\text{ж}} v^2 \psi, \quad (22)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность рабочей жидкости, кг/м³;

w — угловая скорость вращения барабана, рад/с;

R — радиус внутренней цилиндрической поверхности обечайки, м;

R_1 — радиус внутренней цилиндрической поверхности жидкости, м;

v — линейная скорость жидкости у внутренней поверхности цилиндрической обечайки, м/с;

ψ — степень заполнения барабана жидкостью.

Как видно $\psi < 1$, но при расчете сепаратора можно принимать $\psi = 1$.

Давление жидкости в барабане во время работы сепаратора может достигать достаточно больших значений. Например, в барабанах больших молочных сепараторов оно превышает 2 МПа.

Окружное нормальное напряжение в обечайке в случае, когда радиальным напряжением можно пренебречь, складывается из напряжений, возникающих от давления жидкости и сил инерции массы обечайки:

$$\sigma_t = -0,5\rho_{\text{ж}} v^2 \psi R / \delta + \rho w^2 R^2 = \sigma_0 (0,5\lambda \psi R / \delta + 1), \quad (23)$$

где δ — толщина стенки обечайки, м;

ρ — плотность материала оболочки, кг/м³;

λ — отношение плотностей жидкости и материала обечайки;

σ_0 — произведение линейной скорости в квадрате на плотность обечайки (напряжение от сил инерции самой обечайки), Па.

На днище от давления жидкости действует усилие:

$$Q = 0,25\pi\rho_{\text{ж}} v^2 R^2 \psi^2. \quad (24)$$

Меридиональное напряжение в обечайке:

$$\sigma_m = Q / (2\pi R\delta) = 0,125\rho_{\text{ж}} v^2 (R/\sigma)\psi^2 = 0,125\sigma_0\lambda\psi^2 R/\delta. \quad (25)$$

Сравнивая данное напряжение с окружным напряжением, приходим к выводу, что $\sigma_t > \sigma_m$.

В соответствии с третьей теорией прочности (гипотезой наибольших касательных напряжений) принимаем $\sigma_{\dot{\gamma}} = \sigma_t \leq [\sigma]$, откуда находим толщину стенки корпуса барабана:

$$\delta = 0,5\lambda\psi R\sigma_0 / ([\sigma] - \sigma_0). \quad (26)$$

Для расчета барабана на прочность в месте сопряжения его цилиндрической части с днищем, которое будем считать плоским с жесткой заделкой по внутреннему контуру (где оно переходит в коническую часть с радиусом R_2 — рисунок 3), сначала необходимо найти краевые силы P_0 и краевые моменты M_0 по формулам:

$$P_0 = -\frac{p(2-\mu)}{2k_{\delta}}; \quad \dot{M}_0 = \frac{p(2-\mu)}{2k_{\delta}^2}, \quad (27)$$

где μ — коэффициент Пуансона;

k_{δ} — коэффициент затухания для цилиндрической оболочки, рассчитывается по формуле:

$$k_{\delta} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{r\delta}}, \quad (28)$$

где r — радиус срединной плоскости цилиндрической оболочки.

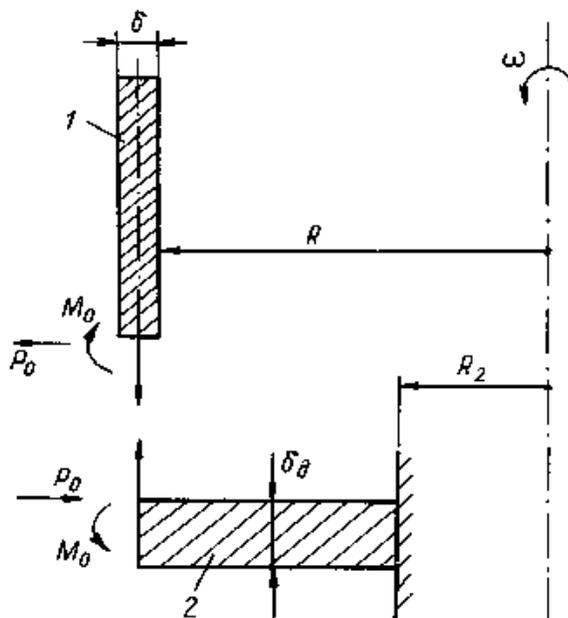


Рисунок 3 — Расчетная схема сопряжения цилиндрической оболочки с дном барабана сепаратора:
1 – стенка; 2 – днище

При принятых условиях днище является массивным. Затем необходимо найти внутренние усилия и моменты в цилиндрической оболочке от действия краевых сил по формулам:

– без учета краевых сил и моментов

$$\left. \begin{aligned} S_{\delta}^p &= 0,5 pr; & T_{\delta}^p &= pr \end{aligned} \right\}; \quad (28)$$

– с учетом краевых сил

$$\left. \begin{aligned} S_{\delta}^{P_0} &= 0; & \dot{O}_{\delta}^{P_0} &= 2k_{\delta}^2 r P_0 \end{aligned} \right\}; \quad (29)$$

– и моментов

$$\left. \begin{aligned} S_{\delta}^{\dot{I}_0} &= 0; & \dot{O}_{\delta}^{\dot{I}_0} &= 2k_{\delta}^2 r \dot{I}_0 \\ \dot{I}_{\delta}^{\dot{I}_0} &= \dot{I}_0 & \hat{E}_{\bar{n}} &= \mu \dot{I}_0 \end{aligned} \right\}. \quad (30)$$

После чего необходимо просуммировать нагрузки и найти меридиональные и кольцевые напряжения. Пользуясь четвертой теорией прочности, необхо-

димо найти эквивалентные напряжения для внутренних и наружных волокон цилиндрической оболочки.

Днище барабана рассматривается как кольцевая пластинка, защемленная по внутреннему контуру и нагруженная давлением вращающейся жидкости и центробежными силами инерции массы плоского кольцевого участка днища. Кроме того, на внешнем контуре, в месте сопряжения с корпусом, действуют краевые нагрузки.

Наиболее нагруженным является внешний корпус плоского кольцевого участка днища, условие прочности для которого имеет вид:

$$\sigma_{\bar{A}} = \rho \omega^2 R^2 (0,175 + 0,825k_1^2 + 0,375\lambda k_2 k_3) < [\sigma], \quad (31)$$

где $k_1 = R_2 / R_{\bar{n}\delta}$ ($R_{\bar{n}\delta} = R + 0,5\delta$); $k_2 = R_2 / \delta_{\bar{A}}$;

k_3 — коэффициент, являющийся функцией отношений геометрических размеров корпуса и кольцевого участка днища, ориентировочно принимается равным 0,254.

Толщину конической крышки барабана, характерные параметры которой показаны на рисунке 3, можно определить по формуле:

$$\delta_{\bar{e}\delta} = [R / (2 \cos \alpha)] \lambda \psi_1 \sigma_0 / ([\sigma] - \sigma_0), \quad (32)$$

где α — угол полураствора конической крышки;

ψ_1 — условная величина, близкая к единице.

Коническую крышку выполняют с переменной толщиной стенки, уменьшающейся по направлению к суженной части.

Ответственной деталью барабана сепаратора является также соединительное кольцо (рисунок 2), которое при завинчивании его ключом прижимает с помощью борта крышку барабана к корпусу. Борт оказывается под действием реакции опоры, создающейся при сборке барабана, и давления жидкости на крышку барабана в вертикальном направлении. Реакция опоры по сравнению с

силой от давления жидкости на крышку составляет обычно незначительную величину, поэтому ее можно не учитывать. Осевую силу от давления жидкости на крышку можно принять равной осевой силе, действующей на днище барабана.

Толщину δ_b борта соединительного кольца определяют из условия работы борта на изгиб в сечении А–А; предварительно задавшись шириной борта b ,

$$\sigma_{\dot{\epsilon}} = I_{\dot{\epsilon}} / W = (Q_b / 2) [6 / (2\pi R_{\dot{\epsilon}\delta} \delta_a^2)] \leq [\sigma_{\dot{\epsilon}}], \quad (33)$$

где $M_{\text{и}}$ — изгибающий момент, Н·м;

W — момент сопротивления, м³;

$R_{\text{кр}}$ — радиус опасного рассматриваемого цилиндрического сечения борта (считаем, что он соответствует наружному радиусу крышки), м;

$[\delta_{\text{и}}]$ — допускаемое напряжение для материала кольца в рассматриваемом опасном сечении при изгибе, Па.

Борт проверяют также на срез по условию:

$$\tau_{\text{н\delta}} = Q / (2\pi R_{\dot{\epsilon}\delta} \delta_a) \leq [\tau_{\text{н\delta}}], \quad (34)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при срезе. Па.

Наружный радиус кольца R_k или наружный радиус резьбы (кольца) R_p можно определить из условия прочности кольца при растяжении его в опасном сечении Б–Б осевыми силами Q :

$$\sigma = (Q / \pi) / (R_k^2 - R_p^2) \leq [\sigma], \quad (35)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при растяжении, Па.

Кроме того, в соединительном кольце в результате центробежной силы, создаваемой массой кольца, возникают напряжения в окружном и радиальном направлениях. Напряжения в радиальном направлении очень малы, поэтому их в расчет не принимают. Величину напряжения в окружном направлении определяют по формуле:

$$\sigma_t = 0,25\rho\omega^2 [(3 + \mu)R_k^2 + (1 - \mu)R_p^2] \leq [\sigma], \quad (36)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Поскольку угол подъема винтовой линии резьбы кольца (корпуса) мал, резьбу можно рассматривать как закрепленную консольную балку длиной h (h — глубина резьбы), высотой $0,5t$ (t — шаг резьбы) и шириной $2\pi R_p z$ (z — число витков резьбы) с нагрузкой Q на ее конце. В таком случае условие прочности будет иметь вид:

$$\sigma_{\dot{\epsilon}}^{\delta} = \dot{I}_{\dot{\epsilon}} / W = Qh \{6 / [2\pi R_p z (t/2)^2]\} \leq [\sigma_{\dot{\epsilon}}], \quad (37)$$

откуда можно найти число витков резьбы:

$$z \geq 12Q_k h / (\pi R_p t^2 [\sigma_{\dot{\epsilon}}^D]). \quad (38)$$

Шаг резьбы взаимосвязан с углом (φ подъема винтовой линии и может быть представлен следующей зависимостью:

$$t = 2\pi R_p \operatorname{tg}\varphi. \quad (39)$$

Если считать, что вся нагрузка воспринимается одним витком, то напряжение смятия, возникающее в резьбе, можно определить по выражению:

$$\sigma_{\text{нн}} = (Q/\pi)/(R_p^2 - R_A^2) \leq [\sigma_{\text{нн}}], \quad (40)$$

где R_v — внутренний диаметр резьбы, м;

$[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение при смятии, Па.

4.3 Расчет параметров рабочих органов молотковых дробилок

Молотковые дробилки применяются в том случае, когда необходимо получить относительно мелко измельченный и однородный продукт без последующего применения сортировочных устройств. Они эффективны при разру-

шении хрупких продуктов (зерно, кость, лед, соль, сахар) и менее эффективны для продуктов с большим содержанием жира. Продукт в молотковых дробилках измельчается от ударов молотков по частицам продукта, а также от ударов частиц о кожух дробилки и в результате истирания частиц.

Наибольшее распространение получили дробилки со свободно подвешенными молотками. Конструктивная схема рабочего органа такой дробилки — ротора — представлена на рисунке 4.

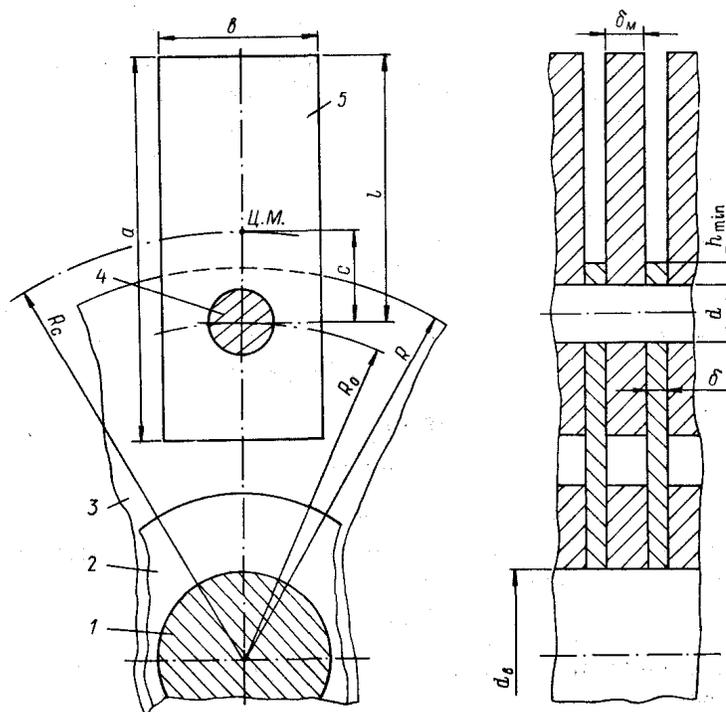


Рисунок 4 — Чертеж ротора с молотками:
1 — вал; 2 — промежуточное кольцо; 3 — диск; 4 — ось; 5 — молоток

На валу ротора собран пакет из колец и дисков, поджатых с одной стороны гайкой. В дисках сделаны отверстия. Молотки устанавливаются между дисками. Ось проходит через отверстия дисков и отверстия молотков, чем осуществляется шарнирное закрепление молотков (подвешивание) на оси. Количество молотков, располагаемых по окружности ротора с постоянным угловым шагом, может равняться четырем и более.

Считается, что первичное разрушение продукта должно происходить при встрече частицы с молотком. Оно возможно при определенной окружной скоро-

сти молотков, минимальное значение которой определяют исходя из закона количества движения и принимая начальную скорость движения частицы перед соприкосновением ее с молотком, равной нулю по выражению:

$$v_{\min} = Pt / m, \quad (41)$$

где P — средняя мгновенная сила сопротивления разрушению частицы, Н;

t — продолжительность удара молотка по частице, с;

m — масса измельчаемой частицы, кг.

При конструировании молотковых дробилок с большими окружными скоростями рабочих органов необходимо считаться с возможным возникновением инерционных сил из-за неуравновешенности ротора, значения которых могут достигать больших величин. Поэтому при изготовлении деталей ротора дробилки необходимо точное выполнение геометрической формы деталей в соответствии с чертежом. Посадочные размеры и диаметры сопряженных деталей необходимо выдерживать по 7-му качеству. Все молотки должны располагаться строго симметрично по окружности дисков.

Наиболее сильные удары происходят при встрече частиц с концами молотков, когда последние занимают наивысшие рабочие положения. Эти удары при неудачной конструкции молотков передаются на всю машину и быстро выводят ее из строя.

Для снижения ударных воздействий на машину ударная реакция молотков должна быть уравновешена на силу удара. Это достигается при условии отсутствия или незначительности ударной реакции в осях подвеса молотков.

Исходя из условия равновесия молотка и закона количества движения в момент удара найдено, что молоток обеспечит безударную работу при соблюдении следующего равенства его конструктивных размеров:

$$r^2 = lc, \quad (42)$$

где r — радиус инерции молотка относительно оси подвеса, м;

l — расстояние от оси отверстия молотка до его рабочего конца, м;

c — расстояние между центром тяжести массы и осью отверстия молотка, м.

Для прямоугольного молотка с одним отверстием квадрат радиуса инерции относительно центра массы

$$r_c^2 = (a^2 + b^2) / 12, \quad (43)$$

и относительно оси подвеса

$$r^2 = r_c^2 + c^2, \quad (44)$$

где a и b — длина и ширина молотка, м.

Принимая, что точка приложения удара находится на конце молотка, имеем зависимость:

$$l = c + 0,5a \quad (45)$$

Расстояние от оси подвеса до центра массы молотка:

$$c = (a^2 + b^2) / 6a \quad (46)$$

Рабочие размеры молотка с двумя отверстиями при соблюдении условия уравновешивания его на силу удара можно определить из следующих зависимостей:

$$r_c^2 = 0,5ac, \quad (47)$$

$$\tilde{n}^2 + \left(\frac{a^2 b}{\pi d^2} - \frac{a}{2} \right) c - \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} - \frac{d^2}{8} = 0,$$

где d — диаметр оси подвеса молотка, м.

Наличие второго отверстия в молотке позволяет путем перестановки использовать при работе еще два его рабочих угла. При этом, однако, надо иметь в виду, что даже износ одного рабочего угла молотка ведет к нарушению условия равновесия на удар со всеми вытекающими последствиями.

Во избежание нарушения устойчивой работы молотковых дробилок рекомендуется, чтобы расстояния от оси подвеса молотка, как до его внешней рабочей кромки, так и до оси ротора не были бы равны или достаточно близки.

Вал ротора, на котором крепятся диски с промежуточными кольцами, выполняется ступенчатым. Первая ступень — под шкив, вторая — под подшипник, третья — резьбовая и четвертая — под диски и кольца. Увеличение диаметра вала d_B от ступени к ступени можно ориентировочно оценить коэффициентом $1,2^n$:

$$d_B = d_0 1,2^n, \quad (48)$$

где d_0 — диаметр вала в опасном сечении, м;

n — число ступеней вала.

Считая в первом приближении, что вал будет испытывать переменные нагрузки и малые изгибающие моменты, его диаметр можно определить по формуле:

$$d_0 = 0,052 \sqrt{N/w}, \quad (49)$$

где N — передаваемая валом мощность, кВт;

w — угловая скорость вала, рад/с.

При расчете дисков ротора, учитывая центробежные силы как от массы дисков, так и от массы молотков, находят суммарное напряжение на образующей центрального отверстия по формуле:

$$\sigma = \sigma_{i\max} + \sigma_t \quad (50)$$

где $\sigma_{i\max}$ — максимальное окружное напряжение в диске постоянного сечения на образующей центрального отверстия, Па;

σ_t — окружное напряжение на образующей центрального отверстия, учитывающее массу молотков, Па.

Максимальное окружное напряжение в стальном диске можно определить из выражения:

$$\sigma_{\max} = \rho w^2(0,0825R^2 + 0,175r_0^2) \quad (51)$$

где ρ — плотность материала диска, кг/м³;

R — наружный радиус диска, м;

r_0 — радиус центрального отверстия диска, м.

Окружное напряжение от сил инерции молотков в стальном диске на образующей центрального отверстия определяется из следующей зависимости:

$$\sigma_t = P_{\text{и}} R_0 z / [\delta \pi (R_0^2 - r_0^2)] \quad (52)$$

где $P_{\text{и}}$ — центробежная сила инерции молотка (без учета отверстия в нем), Н;

R_0 — радиус окружности расположения центров осей подвеса молотка, м;

z — число отверстий в диске под оси подвеса (число молотков);

δ — толщина диска, м.

Центробежная сила инерции молотка:

$$P_{\text{и}} = m_{\text{м}} w^2 R_{\text{с}} \quad (53)$$

где $m_{\text{м}}$ — масса молотка, кг;

$R_{\text{с}}$ — радиус окружности расположения центров массы молотков, м.

Диаметр оси подвеса молотков определяют из условия его работы как двухопорной балки на изгиб по формуле:

$$d = 1,363 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{с}} \delta_{\text{л}}}{[\sigma_{\text{с}}]}} \quad (54)$$

где $\delta_{\text{л}}$ — толщина молотка, м;

$[\sigma_{\text{с}}]$ — допускаемое напряжение при изгибе, Па.

Толщина молотка принимается 210 мм.

Перемычки между отверстиями под оси подвеса и наружной кромкой диска проверяют на сопротивление смятию и срезу по формулам:

$$P_{\text{и}} / (\delta d) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (55)$$

$$0,5P_{\text{н}} / (\delta h_{\text{min}}) \leq [\sigma_{\text{ср}}], \quad (56)$$

где h_{min} — размер перемычки, м.

Вал, диски и оси под молотки изготавливают из обычных конструкционных сталей, а молотки — из легированной термически обработанной вязкой износостойчивой стали, например, 30ХГСА. Термообработка стали этой марки заключается в ее нагреве до 880 °С с дальнейшим охлаждением в масле и отпуске при 225 °С. После такой термообработки молотки имеют твердость 39–47,5 HRCэ.

Допускаемые напряжения при смятии и срезе для дисков, изготовленных из углеродистых сталей с временным сопротивлением разрыву 490–590 МПа, при спокойном режиме можно принимать до 150 МПа. Обычно их принимают:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 59\text{--}88 \text{ МПа}, \quad (57)$$

$$[\sigma_{\text{ср}}] = (0,2\text{--}0,3)\sigma_{\text{т}} \text{ или } [\sigma_{\text{ср}}] = 0,8 [\sigma],$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала при растяжении (значения $\sigma_{\text{т}}$ и $[\sigma]$ для некоторых материалов приведены в приложении Г).

4.4 Расчет вертикального фильтра

Наиболее часто используются в практике следующие типы фильтров: вертикальный с нижним подводом воздуха, вертикальный с боковым подводом воздуха (решетчатый), горизонтальный.

Принципиальная схема вертикального фильтра представлена на рисунке 5.

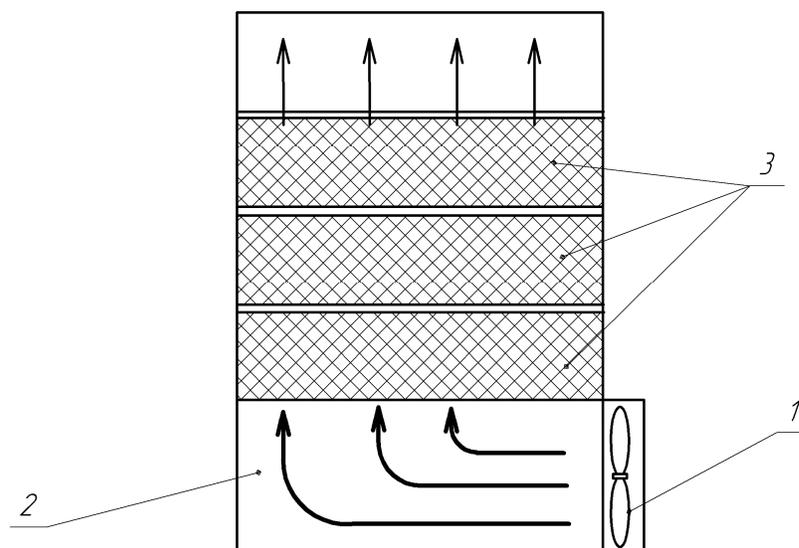


Рисунок 5 — Принципиальная схема вертикального фильтра:
 1 — вентилятор; 2 — расширительная камера; 3 — кассеты с сорбентом

Технологический процесс очистки воздуха от токсичных соединений происходит следующим образом. Загрязненный воздух вентилятором 1 нагнетается в расширительную камеру 2. Далее проходя через кассеты с сорбентом 3, очищается от токсичных соединений и, через выходной патрубок, отводится либо в помещение, если предусмотрена рециркуляция, либо в вентсистему, и далее в атмосферу. Камера выше блока кассет может быть использована для установки ультрафиолетовых излучателей.

Расчет ведем в такой последовательности.

1. Определяем величину поверхности контакта «воздух-сорбент»:

$$S_{\hat{e}} = \frac{Q_{\tilde{N}}}{v}; \quad (58)$$

где $Q_{\tilde{N}}$ — секундная производительность вентилятора, м³/с;

v — скорость сорбции, м/с.

2. Приведенный диаметр поверхности контакта:

$$d_{\hat{e}} = \sqrt{\frac{4S_{\hat{e}}}{\pi}}, \text{ м} . \quad (59)$$

3. Показатель деления струи:

$$\hat{E} = \frac{d_{\hat{e}}}{d_0}, \quad (60)$$

где d_0 — диаметр частицы сорбента.

4. Показатель сжатия струи:

$$\lambda = \frac{\pi^3}{\hat{E}}. \quad (61)$$

5. Величина поверхности воздушных каналов:

$$S_{\hat{a}\hat{e}} = S_{\hat{E}} \lambda, \text{ м}^2. \quad (62)$$

6. Приведенный диаметр воздушных каналов:

$$d_{\hat{a}\hat{e}} = \sqrt{\frac{4S_{\hat{a}\hat{e}}}{\pi}}, \text{ м}. \quad (63)$$

7. Поверхность продольного контакта:

$$S_{\text{ПК}} = \pi d_{\text{БК}} h_{\text{СЛ}}, \text{ м}^2. \quad (64)$$

8. Приведенный диаметр поверхности продольного канала:

$$d_{\text{п}\hat{e}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{п}\hat{e}}}{\pi}}, \text{ м}. \quad (65)$$

9. Отношение чисел Рейнольдса:

$$\lambda_{\text{Re}} = \frac{1}{\eta} \sqrt{\frac{S_{\text{п}\hat{e}}}{S_{\hat{a}\hat{e}}}}. \quad (66)$$

10. Начальная скорость:

$$v_i = \frac{\lambda_{\text{Re}} v_{\hat{e}} d_{\text{п}\hat{e}}}{d_{\hat{a}\hat{e}}}, \text{ м/с}. \quad (67)$$

11. Скорректированный расход:

$$Q_{\text{СК}} = v_{\text{Н}} S_{\text{БК}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (68)$$

12. Удельные потери на трение (начальное):

$$R_i = 0,11 \left[\bar{\Delta} + \frac{68\gamma}{V_i d_r} \right]^{0,25} \frac{\rho V_i}{2d}, \text{ Па/м}, \quad (69)$$

где $\bar{\Delta}$ — отношение диаметра бугорков к диаметру трубы;
 γ — кинематическая вязкость воздуха ($\gamma = 1,5 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$);
 $V_{\text{н}}$ — начальная скорость воздуха, м/с;
 d_r — диаметр, м;
 ρ — плотность воздуха.

13. Удельные потери на трение (конечные):

$$R_{\hat{e}} = 0,11 \left[\bar{\Delta} + \frac{68\gamma}{V_{\hat{e}} d_r} \right]^{0,25} \frac{\rho V_{\hat{e}}}{2d}, \text{ Па/м}, \quad (70)$$

где $V_{\hat{e}}$ — конечная скорость воздуха, м/с.

14. Давление:

$$P_1 = \frac{V_i^2}{2} \rho + R_{\hat{e}} d_h, \text{ Па}, \quad (71)$$

$$P_2 = \frac{V_{\hat{e}}^2}{2} \rho + R_i d_h, \text{ Па}, \quad (72)$$

$$P_3 = \left[\left(\frac{V_i}{V_{\hat{e}}} \right)^2 / \lambda \right] \cdot P_2, \text{ Па}, \quad (73)$$

где V_i — начальная скорость воздуха, м/с;
 $V_{\hat{e}}$ — конечная скорость воздуха, м/с;
 ρ — плотность воздуха;
 R_i — сила трения начальная, Па/м;
 $R_{\hat{e}}$ — сила трения конечная, Па/м;
 d_h — приведенный диаметр частиц сорбента по высоте, м.

$$d_h = \frac{d_i \hat{\epsilon}}{K_h}, \quad (74)$$

где K_h — показатель сжатия струи по высоте;

$$K_h = \frac{h}{d_0}, \quad (75)$$

где h — высота слоя сорбента, м;

d_0 — диаметр частиц сорбента, м.

15. Мощность:

$$N_1 = \frac{P_1 Q_{\hat{\epsilon}}}{3600 \times 1020}, \text{ кВт}; \quad (76)$$

$$N_2 = \frac{P_2 Q_{\hat{\eta}}}{3600 \times 1020}, \text{ кВт}; \quad (77)$$

$$N_3 = \frac{P_3 Q_{\hat{\eta}}}{3600 \times 1020}, \text{ кВт}, \quad (78)$$

где P_1, P_2, P_3 , — давления, Па;

$Q_{\text{ск}}$ — скорректированная секундная производительность фильтра, м³/с;

Q_c — секундная производительность фильтра, м³/с.

16. Поверхность:

$$S_1 = \sqrt{\frac{\rho Q_{\hat{\epsilon}}^3}{2N_1}}, \text{ м}^2; \quad (79)$$

$$S_2 = \sqrt{\frac{\rho Q_{\hat{\eta}}^3}{2N_2}}, \text{ м}^2; \quad (80)$$

$$S_3 = \sqrt{\frac{\rho Q_{\hat{\eta}}^3}{2N_3}}, \text{ м}^2, \quad (81)$$

где ρ — плотность воздуха;

$Q_{\text{ск}}$ — скорректированная секундная производительность фильтра, м³/с;

Q_c — секундная производительность фильтра, м³/с;

N_1, N_2, N_3 — мощности, кВт.

17. Объем расширительной камеры

$$V_2 = \frac{P_1 V_1}{P_2}, \text{ м}^3, \quad (82)$$

где P_1, P_2 — давления, Па;

V_1 — начальный объем, м³;

$$V_1 = S_{\text{к}} h,$$

$S_{\text{к}}$ — поверхность контакта, м²;

h — высота слоя сорбента, м.

18. Высота расширительной камеры:

$$h_{\text{дê}} = \frac{V_2}{S_{\text{ê}}}, \text{ м}, \quad (83)$$

где V_2 — объем расширительной камеры, м³;

$S_{\text{ê}}$ — поверхность контакта, м².

19. Требуемая мощность вентилятора:

$$N_{\text{â}} = \frac{N_3}{\eta_1 \eta_2}, \text{ кВт}, \quad (84)$$

где N_3 — мощность, кВт;

η_1 — КПД вентилятора, кВт;

η_2 — КПД передачи, кВт.

20. Требуемая мощность электродвигателя:

$$N_{\text{ââ}} = \frac{N_{\text{â}}}{\eta_3 \eta_4}, \text{ кВт}, \quad (85)$$

где $N_{\text{â}}$ — мощность вентилятора, кВт;

η_3 — КПД электродвигателя, кВт;

η_4 — КПД передачи, кВт.

21. Требуемая мощность электродвигателя с учетом запуска:

$$N'_{\text{дв}} = N_{\text{дв}} \eta_5, \text{ кВт}, \quad (86)$$

где $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя, кВт;

η_5 — коэффициент учитывающий перегрузку при пуске.

22. Показатель скорости:

$$K_v = \frac{V_1}{\sqrt{\frac{2P_3}{\rho}}}, \quad (87)$$

где V_1 — начальная скорость воздуха, м/с;

P_3 — давление, Па;

ρ — плотность воздуха.

23. Показатель очистки:

$$\eta = \frac{4V_{\text{к}}}{d_{\text{пр}} \left(k + \frac{V_{\text{к}}}{h} \right)}, \quad (88)$$

где $V_{\text{к}}$ — конечная скорость воздуха, м/с;

$d_{\text{пр}}$ — приведенный диаметр поверхности воздушных каналов, м;

$$k = \frac{V_1 - V_{\text{к}}}{h}.$$

24. Удельные затраты мощности:

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{дв}}}{Q_{\text{пр}} \eta}, \quad \frac{\hat{A} \hat{\rho}}{i^3 \hat{n} \cdot \hat{i} \cdot \hat{i}}, \quad (89)$$

где п.о. — показатель очистки.

4.5 Расчет трубчатых теплообменных аппаратов жесткой конструкции

Общие положения

Из теплового расчета конструктору известны следующие параметры будущего аппарата: площадь поверхности теплообмена, пропускная способность (производительность), скорость движения продукта, размеры труб, все теплофизические константы участвующих в теплообмене элементов, коэффициенты и другие параметры, характеризующие данный тепловой процесс.

Длина пучка труб для осуществления теплообменного процесса может быть представлена зависимостью:

$$L' = (0,25F / V) (d_{\text{в}}^2 / d_{\text{р}})v, \quad (90)$$

где F — площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

V — пропускная способность пучка труб, $\text{м}^3/\text{с}$;

$d_{\text{в}}$ и $d_{\text{р}}$ — внутренний и расчетный диаметры трубы, м ;

v — скорость движения продукта в трубах пучка, $\text{м}/\text{с}$.

Число ходов в аппарате определяют как отношение:

$$j = L' / L, \quad (91)$$

где L — выбранная длина аппарата, м .

За расчетный диаметр принимают внутренний или наружный диаметр трубы в зависимости от того, по какой стороне трубы коэффициент теплоотдачи меньше. При примерно равных условиях за расчетный принимают средний диаметр трубы.

Трубы в трубной решетке размещают тремя способами: по сторонам правильных шестиугольников (по вершинам равносторонних треугольников — рисунок б), по сторонам квадратов и по концентрическим окружностям.

Для получения компактного теплообменника с наименьшим размером в поперечном сечении расстояние между осями труб (шаг расположения труб) принимают минимальным. Значение минимального шага расположения труб

зависит от способа крепления их в трубной решетке, самым распространенным из которых является способ развальцовки. Пайка и заливка концов труб мягким припоем применяется для медных труб.

В случае применения вальцованных соединений с наружным диаметром труб более 19 мм минимальный шаг расположения труб принимают по условию:

$$l_{\min} = (1,25-1,35) d_{\text{н}}. \quad (92)$$

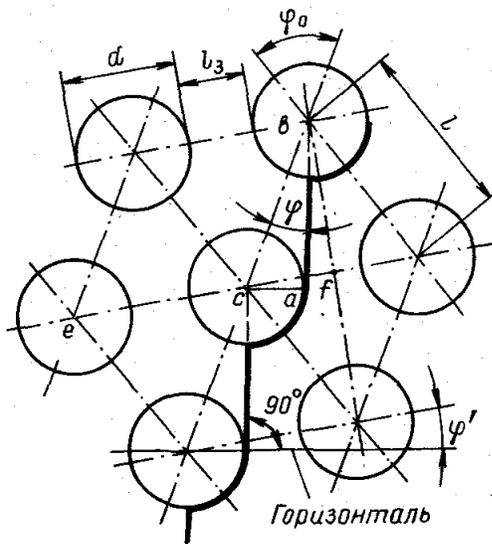


Рисунок 6 — Схема расположения труб по вершинам равносторонних треугольников (по сторонам правильных шестиугольников) и обтекания их конденсатом

Причем ширина простенка должна быть в свою очередь связана условием:

$$l_3 = (l - d_{\text{н}}) \geq 6 \text{ мм}, \quad (93)$$

где $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубы.

Большее значение шага выбирают для труб меньшего диаметра.

Внутренний диаметр корпуса аппарата при расположении труб по сторонам правильных шестиугольников определяют по выражению:

$$D_{\text{в}} = l / (n_{\text{д}} - 1) + d_{\text{н}} + 2(l - d_{\text{н}}), \quad (94)$$

где $n_{\text{д}}$ — число труб, расположенных по диагоналям наибольшего шестиугольника.

Зная количество труб, расположенных на стороне наибольшего шестиугольника — $n_{\text{с}}$, определяем количество труб, расположенных на его диагонали, а именно:

$$n_d = 2n_c - 1. \quad (95)$$

Общее количество труб в аппарате:

$$n_0 = 0,75(n_d^2 - 1) + 1 = 3n_c(n_c - 1) + 1. \quad (96)$$

Диаметр аппарата, найденный по выражению (94), округляется до ближайшего из унифицированных диаметров.

Когда общее количество труб в аппарате превышает число 127, появляется возможность размещения дополнительного числа труб на шести сегментных площадках. Это количество труб составляет 10–18 % от числа труб, размещенных в пределах наибольшего шестиугольника.

В многоходовых аппаратах необходимо предусмотреть распределение труб по ходам и устройство его соответствующих перегородок в камерах. При этом общее количество труб в пределах данного диаметра трубной решетки уменьшится, так как часть плиты окажется занятой перегородками.

Чаще всего применяются хордовые (параллельные) и радиальные перегородки.

В случае наличия перегородок внутренний диаметр аппарата определяется зависимостью:

$$D_{\hat{a}} = 1,13l \sqrt{\frac{n_0}{\psi} \sin \varphi_0}, \quad (97)$$

где ψ — коэффициент заполнения трубной решетки (для одноходовых аппаратов $\psi = 0,8-0,9$, для многоходовых — $\psi = 0,6-0,8$);

φ_0 — угол, образуемый центральными линиями трубных рядов, угловой градус.

При размещении труб по концентрическим окружностям коэффициент заполнения трубной решетки необходимо уменьшить на 5–10 %, а при размещении по сторонам квадратов — на 15 %.

При конструировании многоходовых аппаратов необходимо вычертить трубную решетку в масштабе (по ГОСТу), нанести расположение перегородок в каждой камере, уточнить расположение труб и конструктивно определить окончательные размеры аппарата. На чертеже необходимо указать общее количество труб, диаметр трубы, длину аппарата и другие размеры.

Толщина трубной решетки может быть определена так же, как и толщина плоского днища, но с учетом ослабления ее отверстиями по формуле:

$$h = \sqrt{\frac{Kp(D_{\text{а}}^2 - n_0 d_{\text{а}}^2)}{[\sigma_{\text{с}}]\chi}} + \delta \quad (98)$$

где K — коэффициент закрепления ($K \approx 0,162$);

p — перепад давлений по сторонам трубной решетки, Па;

$[\sigma_{\text{и}}]$ — допускаемое напряжение при изгибе, Па;

χ — коэффициент ослабления трубной решетки отверстиями.

Коэффициент ослабления решетки определяется по выражению:

$$\chi = (l - d_{\text{н}}) / l. \quad (99)$$

Толщина трубной стальной решетки, исходя из надежной развальцовки труб, должна быть больше, чем найденная по следующему выражению:

$$h_{\text{min}} = 0,005 + 0,125d_{\text{н}}. \quad (100)$$

Кроме того, рекомендуется проверить ромбический участок трубной решетки на изгиб (рисунок 6) по уравнению:

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{P}{3,6(1 - 0,7d_{\text{i}} / l')(\delta / l')^2} \leq [\sigma_{\text{с}}], \quad (101)$$

где l' — среднее арифметическое сторон fe и fb ,

$$l' = 0,5(fe + fb) = 0,5(l + 0,5l + l\cos 30^\circ) = 1,183l.$$

Проверяют также прочность крепления труб в трубной решетке в зависимости от способа их крепления по уравнениям:

- при развальцовке труб

$$S = S_T / (\pi d_H n_0), \quad (102)$$

- при пайке или приварке труб

$$\sigma_{cp} = S_T / (\pi d_H h_H n_0) < [\sigma_{cp}], \quad (103)$$

где S — усилие, приходящееся на единицу длины периметра развальцовки, Н/м (должно быть меньше 40–70 кН/м в зависимости от количества пазов для развальцовки);

S_T — суммарное усилие в трубах, Н;

σ_{cp} и $[\sigma_{cp}]$ — расчетное и допускаемое напряжения среза в сварном или паяном шве, Па;

h_H — глубина пропайки или проварки, м.

Во время работы в трубах и корпусе аппарата возникают усилия и напряжения, обусловленные разностями давлений и температур в различных его зонах.

Величину осевой силы, стремящуюся оторвать одну часть аппарата от другой вследствие разности давлений внутри и вне аппарата, определяют по выражению:

$$Q^p = S_T^p + S_K^p = 0,785 (D_B^2 - n_0 d_H^2) p_M + 0,785 n_0 d_B^2 p_T, \quad (104)$$

где S_T^p и S_K^p — величины осевых сил в трубах и корпусе аппарата, возникающих от разности давлений, Н;

p_M — давление рабочего тела в межтрубном пространстве, Па;

p_T — давление продукта в трубном пространстве, Па.

Осевые силы в трубах и корпусе, возникающие от разности давлений в трубном и межтрубном пространствах, определяют по выражениям:

$$S_T^p = Q^p f_T E_T / (f_T E_T + f_K E_K), \quad (105)$$

$$S_K^p = Q^p f_K E_K / (f_K E_K + f_T E_T).$$

Осевые силы в трубах и корпусе аппарата, возникающие вследствие действия температур (трубы оказываются под воздействием более высоких температур, чем корпус), определяют по выражению:

$$S^t = \frac{(\alpha_{\text{т}} \Delta t_{\text{т}} - \alpha_{\text{к}} \Delta t_{\text{к}}) f_{\text{т}} A_{\text{т}} f_{\text{к}} A_{\text{к}}}{(1 + \alpha_{\text{к}} \Delta t_{\text{к}}) (f_{\text{т}} A_{\text{т}} + f_{\text{к}} A_{\text{к}})}.$$

Эти силы одинаковы по величине, но различны по направлению. Для корпуса — сила положительна, а для труб — она отрицательна (трубы оказываются сжатыми).

В выражениях (103), (104) и (105) приняты обозначения: S^t — осевая сила в трубах и корпусе, Н; $\alpha_{\text{т}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ — термические коэффициенты линейного расширения материалов труб и корпуса, $1/^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{т}}$ и $\Delta t_{\text{к}}$ — разности температур между рабочими (средними) температурами труб или корпуса и температурой окружающей среды в момент сборки или монтажа аппарата, $^\circ\text{C}$; $f_{\text{т}}$ и $f_{\text{к}}$ — площади поперечных сечений всех труб (колец) и корпуса (кольца), м^2 ; $E_{\text{т}}$ и $E_{\text{к}}$ — модули упругости первого рода для материалов труб и корпуса при рабочей температуре, Па.

Напряжения в трубах и корпусе можно определить (с учетом знаков усилий) по выражениям:

$$\sigma_{\text{т}} = (S_{\text{т}}^p + S^t) / f_{\text{т}}. \quad (106)$$

Они не должны превышать допустимых напряжений для соответствующих материалов.

При окончательной компоновке горизонтального трубчатого аппарата необходимо учитывать условия отекания с труб конденсата [8]. Аппарат надо располагать так, чтобы углы, составленные одной диагональю шестиугольника с вертикалью, а другой — с горизонталью (рисунок 6), определялись по равенствам:

$$\varphi = \arcsin ac / bc = \arcsin d / 2l; \quad (107)$$

$$\varphi' = 30^\circ - \varphi.$$

4.6 Расчет и конструирование фланцевых соединений

Общие положения

Применение фланцевых соединений в аппаратах вызывается технологией изготовления как отдельных элементов аппаратов, так и аппаратов в целом, а также условиями их монтажа и эксплуатации, в процессе которых их необходимо разбирать и собирать. Технологические отверстия в аппаратах должны быть прочно и плотно соединены с технологическими трубопроводами; отверстия для монтажа и осмотра (люки и лазы) — надежно заглушены.

Фланцевые соединения при рабочих параметрах давления и температуры должны быть герметичными, прочными, технологичными, должны позволять быструю и многократную разборку и сборку.

Фланцевое соединение, состоящее из двух фланцев и зажимаемой между ними прокладки, является наиболее распространенным видом разъемного соединения частей аппарата. Стягивание фланцев производится либо только болтами, либо гайками на болтах или шпильках.

Поверхность фланца, предназначенная для соприкосновения с прокладкой, называется привалочной. Она обычно выступает (возвышается) над плоскостью фланца. Обрабатывается она более чисто, чем остальная поверхность фланца. Наиболее распространенными формами привалочных поверхностей являются следующие: плоские без рисок и с двумя — четырьмя рисками треугольного сечения, с выступом на одном фланце и с впадиной на другом — самоцентрирующиеся (широкопривалочные), с шипом на одном фланце и с пазом на другом (узкопривалочные).

Значение прокладки заключается в том, чтобы уплотнить зазор между привалочными поверхностями и воспрепятствовать утечке жидкости или газа через этот зазор. Прокладка должна быть достаточно эластичной, чтобы при минимальном сжатии надежно уплотнять соединение и сохранять герметичность при деформации привалочных поверхностей, вызываемой затягом болтов;

не изменять своей эластичности во время эксплуатации; не портить привалочные поверхности.

Выбор прокладочного материала зависит от давления, температуры и свойств герметизируемого вещества.

Наиболее распространенными материалами для прокладки являются пенька, картон, резина, паронит, асбест, а также металлы и сплавы. Пенька, а также простой и пропитанный картон применяются только для воды и пассивных сред при давлениях не более 0,4 МПа и температурах, не превышающих 120 °С; паронит применяется преимущественно для воды и пара при давлениях до 5 МПа и температурах до 450 °С. Резина простая и комбинированная являются хорошим прокладочным материалом для уплотнения соединения при герметизации веществ, не разрушающих и не растворяющих ее. Обычные сорта резины пригодны для давления до 1 МПа и температур до 100 °С, специальные — до 200 °С. Для аппаратуры и трубопроводов высокого давления применяются металлические прокладки.

Форма прокладок различна. В простейшем и наиболее обычном виде прокладка представляет кольцо, вырезанное из листа прокладочного материала, имеющее прямоугольное сечение. Сечение кольцевой прокладки может быть круглым, овальным и др. В результате сжатия в прокладках возникает напряжение, минимально необходимая величина которого называется посадочным напряжением.

Качество прокладки учитывается коэффициентом давления, показывающим во сколько раз величина остаточного давления на прокладку должна быть больше рабочего давления, чтобы обеспечить герметичность соединения.

Более толстые прокладки являются более мягкими, и посадочное напряжение получается для них меньшим.

На работу прокладки влияют форма привалочных поверхностей и поворот сечения фланца, в результате которого внешняя часть прокладки оказывается сжатой сильнее, чем внутренняя. Поэтому различают геометрическую b , приве-

денную b' и эффективную b_0 ширину прокладки. На рисунке 7 даны схемы фланцевых соединений с плоской кольцевой прокладкой толщиной δ . В случае применения фланцев с плоскими привалочными поверхностями без выступов приведенная ширина прокладки $b' = 0,5b$; при применении фланцев с одним выступом на привалочной поверхности — $b' = 0,125(b_1 + 3b)$; при применении фланцев с выступами на обеих привалочных поверхностях — $b' = 0,25(b_1 + b)$ и др.

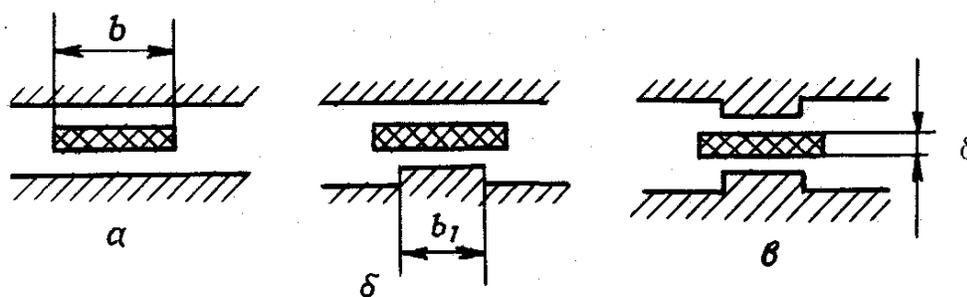


Рисунок 7 — Схема размещения кольцевых прокладок между привалочными поверхностями без выступов (а), с одним выступом (б) и с двумя выступами (в)

Эффективная ширина прокладки определяется из выражений $b_0 = b'$, если $b' \leq 6,25$ мм; $b_0 = 2,48\sqrt{b'}$, если $b' > 6,25$ мм.

Расчет фланцевого соединения включает расчет количества болтов с учетом их прочности и расчет толщины фланцев, которые проводят на условное давление (принимается в зависимости от заданного рабочего давления). Для проведения расчета количества болтов требуется конструктивный выбор формы и материала прокладки.

Нагрузку на болты определяют, во-первых, для рабочих условий, когда аппарат находится под давлением, и, во-вторых, для условий при сборке (монтаже) аппарата, когда давление в аппарате отсутствует, но производится затяжка болтов, обеспечивающая начальное сжатие прокладки, необходимое для получения герметического соединения.

Нагрузку на болты при рабочих условиях находят по формуле:

$$Q^p = 0,785D^2p + \pi Db_0mp, \quad (109)$$

где p — условное (или рабочее) давление;

D — расчетный диаметр прокладки;

m — коэффициент давления на прокладку.

Первое слагаемое приведенной формулы представляет собой нагрузку, воспринимаемую болтами от внутреннего давления. Второе слагаемое представляет собой нагрузку, воспринимаемую болтами от остаточного давления на прокладку, необходимого для сохранения уплотнения фланцевого соединения в рабочем состоянии. Остаточная нагрузка зависит от конструкции привалочных поверхностей, конструкции и качества прокладки.

Расчетный диаметр прокладки принимается в зависимости от приведенной ширины прокладки b' : если $b' < 6,25$ мм, то расчетный диаметр прокладки равен ее среднему диаметру D_{cp} ; если $b' > 6,25$ мм, то D равен разности значений наружного диаметра поверхности контакта, между прокладкой и фланцем и удвоенной эффективной ширины прокладки.

Нагрузку на болты при их затяжке, необходимую для начального смятия прокладки, рассчитывают по формуле:

$$Q_6' = \pi D b_0 \sigma_n, \quad (110)$$

где σ_n — посадочное напряжение прокладки.

Для расчета болтов принимают большее из значений нагрузок на болты от давления в аппарате или от затяжки болтов, когда давление в аппарате отсутствует. Обычно при низких давлениях и твердых прокладках значение нагрузки на болты от их затяжки больше нагрузки на болты от давления в аппарате, а при значительных давлениях и мягких прокладках — наоборот.

Количество болтов (шпилек) определяют по выражению:

$$N = Q_6 / q_6, \quad (111)$$

где Q_6 — наибольшая нагрузка на болт;

q_6 — допускаемая нагрузка на один болт.

Допускаемую нагрузку на один болт определяют по выражению:

$$q_6 = 0,785(d_1 - \delta_c)^2, \quad (112)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы болта или шпильки, м;

δ_c — конструктивная прибавка от 1 до 2 мм;

$[\delta]$ — допускаемое напряжение при растяжении, Па.

Допускаемое напряжение при растяжении для болтов при расчете фланцевых соединений с мягким уплотнительным материалом рекомендуется принимать меньше предела прочности материала болтов в 5; 6,5; и 8 раз в зависимости от тщательности их выполнения.

Количество болтов фланцевого соединения, найденное в результате расчета, округляют в большую сторону, принимая кратным четырем.

Толщина круглого приварного фланца, испытывающего напряжение изгиба, может быть рассчитана по формуле:

$$\delta = 0,75 \sqrt{\frac{Q(D_{\dot{a}} - D_{\dot{a}})D_{\dot{a}}}{n(\pi D_{\dot{a}} - nd_0)d_0[\sigma_{\dot{e}}]}} + 0,012, \quad (113)$$

где D_6 — диаметр окружности расположения центров болтов;

n — окончательно принятое число болтов;

d_0 — диаметр отверстия под болт;

$[\sigma_{\text{и}}]$ — допускаемое напряжение при изгибе фланца (принимается меньше $\sigma_{\text{в}}$ в 5–6 раз).

При конструировании фланцевых соединений необходимо руководствоваться следующими правилами:

- не следует располагать отверстия на фланцах по главным осям аппаратуры и арматуры;
- прокладку необходимо размещать до шпилек или болтов;
- чем выше давление, тем уже должна быть прокладка;

- гайка должна опираться только на фланец, а не на галтель или сварной шов, не должна быть перекошена;
- при высоких температурах рабочей среды вместо болтов лучше применять шпильки, т. к. они более гибки (эластичны);
- диаметр болтов предпочтительнее выбирать от 12 до 16 мм;
- лучше брать меньшее количество болтов большего диаметра, чем наоборот;
- нормальный шаг болтов выбирать от 3,5 до 4 диаметров болта;
- внешний диаметр фланца принимать равным диаметру болтовой окружности плюс два диаметра болта, плюс 5–10 мм;
- рекомендуемое минимальное давление для расчета фланцевого соединения принимается равным 0,25 МПа, если даже аппарат работает без давления.

Необходимо рассчитать фланцевое соединение крышки с корпусом аппарата. Внутренний диаметр аппарата 500 мм. Давление в аппарате не превышает $p = 0,3$ МПа, а температура не более 80 °С. Толщина стенки аппарата $\delta = 4$ мм.

Исходя из справочных данных (ГОСТ 12820–80), ориентировочно принимаем: внутренний диаметр фланца 530 мм; наружный диаметр привалочной поверхности 570 мм; наружный диаметр фланца 640 мм; диаметр болтовой окружности $D_6 = 600$ мм; толщину фланца $\delta = 20$ мм; размер выступа привалочной поверхности 4 мм; толщину прокладки $\delta_n = 5$ мм; диаметр болта $d = 14$ мм.

Из этих данных находим геометрическую ширину прокладки:

$$b = 0,5(570 - 530) = 20 \text{ мм.}$$

Принимаем привалочные поверхности плоскими с двумя рисками. Приведенная и эффективная ширина прокладки соответственно

$$b' = 0,5 \times 20 = 10 \text{ мм; } b_0 = 2,48 \sqrt{10} = 7,84 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр прокладки, таким образом,

$$D = 570 - 2 \times 7,84 \approx 554 \text{ мм.}$$

В качестве прокладочного материала выбираем мягкую резину, находим коэффициент удельного давления ($m = 1$) и посадочное напряжение (1,35 МПа).

Нагрузка на болты от давления:

$$Q_6^p = 0,785 \times 554^2 \times 0,3 \times 10^6 + 3,14 \times 0,554 \times 0,008 \times 1 \times 0,3 \times 10^6 = 75930 \text{ Н.}$$

Нагрузка на болты от затяжки:

$$Q_6^p = 3,145 \times 0,554 \times 0,008 \times 1,35 \times 10^6 = 16440 \text{ Н.}$$

Болты будем изготавливать из стали 10. При значении предела прочности болтов, равном примерно 300 МПа, допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 300 \times 10^6 / 6,5 \approx 46 \times 10^6 \text{ Па.}$$

Допускаемая нагрузка на один болт:

$$q_6 = 0,785(0,0114 - 0,0014)^2 \times 46 \times 10^6 = 2925 \text{ Н.}$$

Определяем количество болтов:

$$n = 75930 / 2925 \approx 26 .$$

Количество болтов из условия надежного сжатия прокладки, т. е. расположения их по болтовой окружности на расстоянии четырех диаметров:

$$n = 3,14 \times 0,6 / (4 \times 0,014) = 33,6.$$

Принимаем количество болтов, равное 28.

Фланцы изготавливаем из стали Ст3, для которой можно принять $[\sigma_{и}] = 80$ МПа.

Толщина фланца:

$$\delta = 0,75 \sqrt{\frac{75930(0,6 - 0,53)0,6}{28(3,14 \times 0,6 - 28 \times 0,016)0,016 \times 80 \times 10^6}} + 0,012 = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм} .$$

Толщину фланца окончательно принимаем (в соответствии со стандартом) равной 25 мм.

Конструкция фланцевого соединения по расчетным данным представлена на рисунке 8.

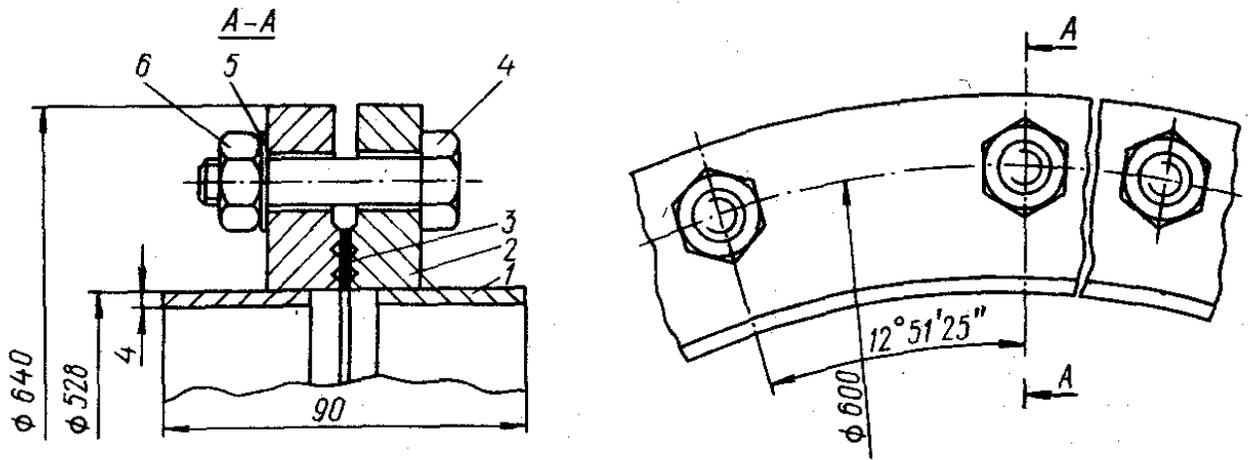


Рисунок 8 — Конструкция фланцевого соединения:
 1 — стенка аппарата; 2 — фланец; 3 — прокладка; 4 — болт М16×60 ГОСТ 7805–70;
 5 — шайба 16.01.019 ГОСТ 11371–78; 6 — гайка М16.5 ГОСТ 5915–70

4.7 Расчет и конструирование опор аппаратов

Опоры служат для установки аппаратов на фундаменты и несущие конструкции. Только простые резервуары не имеют опор и устанавливаются непосредственно на фундамент. Размеры и форма опор зависят в основном от величины и характера нагрузок, от материала, из которого сделан аппарат, массы аппарата, а также от расположения аппарата в пространстве. Если аппарат подвержен сотрясениям и динамическим усилиям, то его опоры делаются массивными.

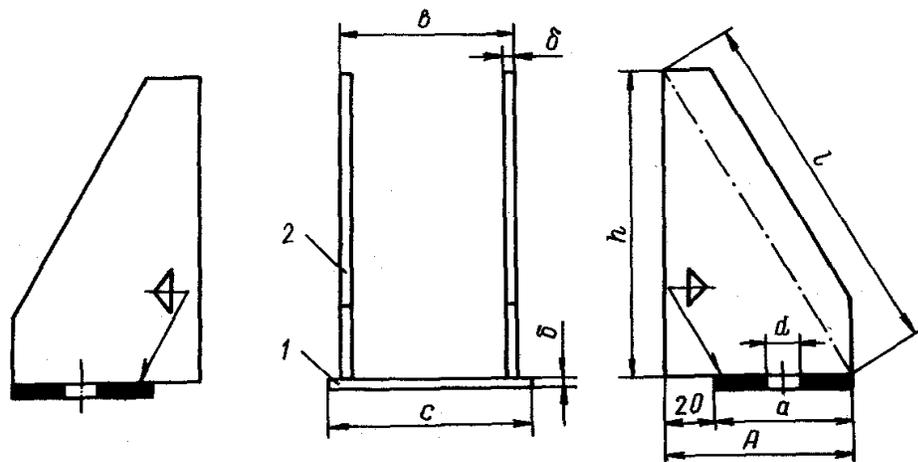


Рисунок 9 — Опора вертикального аппарата: 1 — основание; 2 — ребро

Опоры вертикальных аппаратов обычно свариваются из кусков листовой стали (рисунок 9). Такая конструкция наиболее распространена. Для того чтобы распределить реактивное усилие на большую площадь стенки сосуда и избежать ее смятия, между опорой и стенкой больших или тонкостенных аппаратов помещают (приваривают) металлическую прокладку.

Количество опор на вертикальных аппаратах берут от двух до четырех, количество ребер, ввариваемых в каждую опору, зависит от нагрузки, приходящейся на опору.

Поверхность опор, опирающихся на кирпичные или бетонные фундаменты, должна быть достаточной для того, чтобы в фундаменте не возникли напряжения выше допускаемых (2 МПа — для бетонов, и 0,7–0,8 МПа — для кирпичных кладок), т. е. должно соблюдаться условие:

$$F \geq G_{\max} / [\sigma_{\phi}], \quad (114)$$

где G_{\max} — максимальный вес аппарата во время испытания, когда аппарат и вся его аппаратура заполнены водой, Н;

$[\sigma_{\phi}]$ — допускаемое напряжение для фундамента, Па.

Отношение катетов ребра опоры примерно должно быть 1:2 (рисунок 9).

При числе опор n нагрузка, приходящаяся на одну опору,

$$G = G_{\max} / n. \quad (115)$$

Толщина ребра опоры определяется по зависимости:

$$\delta = 2,24G / (km [\sigma_{\text{сж}}]A), \quad (116)$$

где k — коэффициент, зависящий от гибкости ребра по его гипотенузе;

m — число ребер в каждой опоре;

$[\sigma_{\text{сж}}]$ — допускаемое напряжение при сжатии, Па;

A — вылет опоры, м.

Величиной коэффициента k приходится задаваться в пределах 0,2–1. Радиус инерции ребра $r = 0,2896$.

Гибкость ребра по его гипотенузе находится по выражению:

$$\lambda = l/r = l/0,289\delta, \quad (117)$$

где δ — толщина ребра, м.

По значению λ , определяют коэффициент k_r , который должен быть равен принятому или превышать его. В случае необходимости после изменения принятых величин расчет произвести еще раз.

Фланговые швы опор проверяются на срез по условию:

$$G / (0,7hL) \leq [\sigma_{ш}], \quad (118)$$

где h — размер катета сварного шва, м;

L — общая длина швов, м;

$[\sigma_{ш}]$ — допускаемое напряжение материала шва (80 МПа).

Произведем расчет опор для аппарата.

Наибольшая масса вертикального аппарата (при гидравлическом испытании) составляет 2400 кг. Аппарат выполнен из углеродистой стали 30. Рабочая температура в аппарате не превышает 120 °С.

Рассчитать и сконструировать опоры аппарата при условии установки его на кирпичный фундамент.

Принимаем $G_{\phi} = 0,7 \times 10^6$ Па.

Поверхность опор:

$$F \geq 2400 \times 9,81 / (0,7 \times 10^6) = 0,0336 \text{ м}^2.$$

Принимаем количество опор $n = 3$. Тогда нагрузка на одну опору

$$G = 2400 \times 9,81 / 3 = 7850 \text{ Н}.$$

Опоры будем изготавливать из стали Ст3, для которой при заданных условиях работы аппарата допускаемое напряжение на сжатие можно принять равным допускаемому напряжению на растяжение, т. е. 100 МПа.

Пусть каждая опора будет изготовлена с одним ребром ($m = 1$). Опорная площадь одной опоры равна 112 см^2 . Принимая отношение вылета опоры к ее ширине $a : c = 0,8$, получим $a = 100 \text{ мм}$; $c = 120 \text{ мм}$. Вылет опоры $A = 110 \text{ мм}$.

Примем коэффициент $k = 0,3$. Тогда толщина ребра

$$\delta = 2,24 \times 7850 / (0,3 \times 1 \times 100 \times 10^6 \times 0,11) = 0,0053 \text{ м} = 5,3 \text{ мм}.$$

Найдем гибкость ребра:

$$\lambda = 0,25 / (0,289 \times 5,3 \times 10^{-3}) = 163.$$

Принимаем коэффициент $k = 0,28$. Тогда толщина ребра

$$\delta = 2,24 \times 7850 / (0,28 \times 1 \times 100 \times 10^6 \times 0,11) = 0,0057 \text{ м} = 5,7 \text{ мм},$$

а гибкость ребра

$$\lambda = 0,25 / 0,289 \times 5,7 \times 10^{-3} = 152.$$

Коэффициент k_r получается больше принятого коэффициента k . Расчет окончен.

Принимаем толщину ребра $\delta = 6 \text{ мм}$. Конструируем и вычерчиваем опору.

Проверяем фланговые швы на срез:

$$7850 / (0,7 \times 0,004 \times 2 \times 0,22) = 6,4 \times 10^6 \text{ Па} < 80 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Условие выполнено.

5 ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

5.1 Разработать шнековый смеситель технологического процесса производства комбикормов

Исходные данные к проекту: производительность $\Pi = 0,167$ кг/с, максимальное давление $P_{\max} = 150$ кПа, коэффициент внутреннего трения продукта $f = 0,3$, плотность продукта $\rho = 900$ кг/м³; техническое описание оборудования; технологическая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

1 Обоснование темы курсового проекта;

2 Технологический процесс производства комбикормов;

3 Обзор конструкций шнековых смесителей (патентный поиск);

4 Расчет и описание конструкторской части:

4.1 Расчет шнека;

4.2 Расчет корпуса смесителя;

4.3 Расчет привода смесителя.

5 Техника безопасности при эксплуатации;

Заключение;

Список использованных источников;

Приложения.

Перечень графических материалов:

- сборочный чертеж установки — 1 лист (A1);
- детализация 1,5 листа (A1);
- кинематическая схема установки — 1 лист (A2).

5.2 Разработать молотковую дробилку для технологического процесса производства комбикормов

Исходные данные к проекту: масса измельчаемой частицы $m = 3 \times 10^{-5}$ кг; продолжительность удара молотка по частице продукта $t = 10^{-5}$ с, сила сопротивления частицы разрушению $P = 120$ Н, передаваемая мощность $N = 10$ кВт; техническое описание оборудования; технологическая, техническая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

- 1 Обоснование темы курсового проекта;
- 2 Технологический процесс производства комбикормов;
- 3 Обзор конструкций дробилок (патентный поиск);
- 4 Расчет и описание конструкторской части:
 - 4.1 Расчет параметров молотковой дробилки;
 - 4.2 Расчет корпуса дробилки;
 - 4.3 Расчет привода дробилки.
- 5 Техника безопасности при эксплуатации;

Заключение;

Список использованных источников;

Приложения.

Перечень графических материалов:

- сборочный чертеж установки – 1 лист (A1);
- детализовка 1,5 листа (A1);
- кинематическая схема установки – 1 лист (A2).

5.3 Разработать трубчатый теплообменник для технологического процесса получения сливок

Исходные данные к проекту: необходимая теплопередающая поверхность $F = 10 \text{ м}^2$, пропускная способность аппарата $V = 10,8 \text{ дм}^3/\text{с}$; скорость движения продукта по трубам $v = 0,25 \text{ м/с}$, наружный, внутренний и расчетный диаметры труб равны: $d_n = 38 \text{ мм}$; $d_b = 34 \text{ мм}$ и $d_p = 38 \text{ мм}$. Давление в трубном и межтрубном пространствах $p_t = 1,4 \times 10^3$ и $p_m = 3,9 \times 10^5 \text{ Па}$; техническое описание оборудования; технологическая, техническая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

- 1 Обоснование темы курсового проекта;
- 2 Технологический процесс получения сливок;
- 3 Обзор оборудования для получения сливок;
- 4 Расчет и описание конструкторской части:
 - 4.1 Расчет теплообменника;
 - 4.2 Расчет корпуса;
 - 4.3 Расчет фланцевых соединений.
5. Техника безопасности при эксплуатации;

Заключение;

Список использованных источников;

Приложения.

Перечень графических материалов:

- сборочный чертеж установки – 1 лист (A1);
- детализовка 1,5 листа (A1);
- принципиальная схема установки – 1 лист (A2).

5.4 Разработать фильтр вертикальный, напорный для обеспечения микроклимата в производственном помещении

Исходные данные к проекту: тип фильтра — вертикальный напорный; производительность 500 м³; степень очистки 0,7; техническое описание оборудования; технологическая, техническая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

1 Обоснование темы курсового проекта;

2 Технологический процесс создания микроклимата;

3 Обзор оборудования для очистки воздуха;

4 Расчет и описание конструкторской части:

4.1 Расчет параметров фильтра;

4.2 Расчет корпуса;

4.3 Расчет привода.

5 Техника безопасности при эксплуатации;

Заключение;

Список использованных источников;

Приложения.

Перечень графических материалов:

- ✓ сборочный чертеж установки – 1 лист (A1);
- ✓ деталировка 1,5 листа (A1);
- ✓ функциональная схема установки — 1 лист (A2).

5.5 Разработать сусловарочный аппарат для технологического процесса производства пива

Исходные данные к проекту: аппарат, состоит из цилиндрического корпуса и полусферического днища и крышки, находится под действием избыточного давления $p = 600$ кПа; диаметр обечайки $D_b = 1,4$ м; материал оболочек — сталь 20; рабочая температура не более 150 °С; техническое описание оборудования; технологическая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

- 1 Обоснование темы курсового проекта;
 - 2 Технологический процесс производства пива;
 - 3 Обзор сусловарочных аппаратов (патентный поиск);
 - 4 Расчет и описание конструкторской части:
 - 4.1 Расчет корпуса;
 - 4.2 Расчет фланцевых соединений;
 - 4.3 Расчет опор аппарата.
 - 5 Техника безопасности при эксплуатации;
- Заключение;
- Список использованных источников;
- Приложения.

Перечень графических материалов:

- сборочный чертеж установки — 1 лист (A1);
- детализовка 1,5 листа (A1);
- принципиальная схема установки — 1 лист (A2).

5.6 Разработать сепаратор для технологического процесса сепарирования молока

Исходные данные к проекту: барабан изготовлен из стали 40Х; предел текучести для данного материала $\sigma_T = 00$ МПа; частота вращения барабана $n = 8000$ мин⁻¹, плотность рабочей жидкости $\rho_{ж} = 1050$ кг/м³; внутренний радиус барабана $R = 160$ мм; радиус внутренней цилиндрической поверхности $R_1 = 55$ мм; толщина стенки цилиндрической обечайки $\delta = 12$ мм; угол полурасствора конической крышки $\alpha = 141^\circ$; наружный радиус соединительного кольца $R_k = 175$; техническое описание оборудования; технологическая, техническая и справочная литература по дисциплине.

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение;

1 Обоснование темы курсового проекта;

2 Технологический процесс сепарирования;

3 Обзор конструкций сепараторов (патентный поиск);

4 Расчет и описание конструкторской части:

4.1 Расчет барабана сепаратора;

4.2 Расчет фланцевых соединений;

4.3 Расчет опор аппарата.

5 Техника безопасности при эксплуатации;

Заключение;

Список использованных источников;

Приложения.

Перечень графических материалов:

- ❖ сборочный чертеж установки – 1 лист (А1);
- ❖ деталировка 1,5 листа (А1);
- ❖ принципиальная схема установки – 1 лист (А2).

Список рекомендуемой литературы

1. *Демский, А.Б. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий / А.Б Демский [и др.]. — М.: Колос, 1970. — 432 с.
2. Драгилев, А.И. Технологическое оборудование предприятий перерабатывающих отраслей АПК / А.И. Драгилев, В.С. Дроздов. — М. : Колос, 2001. — 352 с.
3. Ермолаева, Г.А. Технология и оборудование производства пива и безалкогольных напитков / Г.А. Ермолаева, Р.А. Колчева. — М. : ИРПО : Изд. центр «Академия», 2000. — 416 с.
4. Золотин, Ю.П. Оборудование предприятий молочной промышленности / Ю.П. Золотин [и др.]. — М.: Агропромиздат, 1985.
5. *Кононюк, А.Е. Справочник конструктора оборудования пищевых производств / А.Е. Кононюк, В.А. Басанько. — К.: Техника, 1981.
6. *Куликов, В.Н. Оборудование элеваторной и зерноперерабатывающей промышленности / В.Н. Куликов, М.Е. Миловидов. — М.: Агропромиздат, 1991.
7. *Митин, В.В. Курсовое и дипломное проектирование оборудования предприятий мясной и молочной промышленности / В.В. Митин. — М.: Колос, 1992. — 272 с.
8. *Николаенков, А.И. Использование устройств для очистки и рециркуляции воздуха в производственных помещениях АПК : рекомендации / А.И. Николаенков, В.В. Носков. — Мн. : БГАТУ, 2005 — 72 с.
9. *Пелеев, А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности : учебник для вузов / А.И. Пелеев. — М.: Пищепромиздат, 1963. — 684 с.
10. *Расчет и оценка параметров оборудования для обеззараживания воздуха предприятий АПК. — Мн. : БГАТУ, 2001 — 21 с.
11. *Расчет экономического ущерба от выбросов токсичных газов цехов технических фабрик мясоперерабатывающих предприятий АПК : метод. указания. — Мн. : БГАТУ, 2002 — 9 с.
12. *Стахеев, И.В. Пособие по курсовому проектированию процессов и аппаратов пищевых производств : учеб. пособие для вузов / И.В. Стахеев. — Мн. : Вышэйшая школа, 1975. — 288 с.
13. *Харламов, С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств / С.В. Харламов. — М. : Агропромиздат, 1991 — 256 с.

Примечание: литература, обозначенная знаком * имеется в библиотеке БГАТУ.

Пример оформления основных надписей на листах конструкторской и текстовой документации

								<i>Литера</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб.</i>										
<i>Руковод.</i>										
<i>Консульт.</i>								<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Зав.</i>										

а)

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>										
<i>Руковод.</i>										
<i>Кон-</i>										
<i>Зав. каф.</i>										

б)

										<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						

в)

Рисунок Б1 — Основная надпись:

- а) для первого листа конструкторской документации (форма 1) по ГОСТ 2.104–98;
- б) для первого листа текстовой документации (форма 2) по ГОСТ 2.106–98;
- в) для последующих листов текстовой и конструкторской документации (форма 2а)

Приложение Г

Некоторые механические свойства сталей

Некоторые механические свойства стали группы А по ГОСТ 380–71

Марка стали	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа	Марка стали	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа
Ст0	315–460	185	Ст4	490–520	275
Ст1	315–390	–	Ст5	530–560	275
Ст2	335–410	215		570–610	275
	375–390	235		590–620	305
Ст3	400–420	235	Ст6	630–655	305
	430–460	235		665–705	305
	410–430	255		685–725	–
Ст4	440–470	255	Ст7	735–775	–
	480–510	255		785 и более	–

Некоторые механические свойства углеродистой качественной конструкционной стали

Марка стали (ГОСТ 1050–74)	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа	Марка стали (ГОСТ 1050–74)	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа
10	335	205	30	490	295
15	376	225	35	530	315
20	410	245	40	570	335
25	450	275	45	600	355

Номинальные допускаемые напряжения при растяжении для некоторых сталей в зависимости от температуры стенки

Температура стенки, °С	Номинальные допускаемые напряжения, МПа, для сталей марок				
	Ст2	10	Ст3	20	X18H10T X18H12T
20	125	125	135	145	145
250	105	110	120	130	125
300	95	100	105	115	120
400	–	75	–	90	110
450	–	50	–	65	105

Составители: д.с.х.н. Николаенков Александр Иванович;
к.т.н. Ловкис Виктор Болеславович,
ст. преподаватель Носко Вячеслав Владимирович.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

по дисциплине «Основы расчета и САПР машин и аппаратов»

для студентов специальности 1-74 06 02

«Техническое обеспечение процессов

хранения и переработки сельскохозяйственной продукции»

Ответственный за выпуск Ловкис В.Б.