

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 25.01.2021 18:12:57
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра товароведения, технологии и экспертизы товаров



ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Методические указания по выполнению практических работ
для студентов направления 19.03.02 «Продукты питания из растительного
сырья»

УДК 620.2

Составитель С.Г. Боев

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *Э.А. Пьяникова*

Процессы и аппараты пищевых производств: методические указания по выполнению практических работ /Юго-Зап. гос. ун-т; сост. С.Г. Боев. Курск, 2017. 53 с.: Библиогр.: с.54.

Приводится перечень практических работ, цель их выполнения, материальное обеспечение, вопросы для подготовки, краткие теоретические сведения, задания, рекомендуемая литература.

Предназначены для студентов направления 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья» очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ.л. . Уч.- изд. л. .Тираж экз. Заказ

.Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ, ИХ ОБЪЕМ

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ РАБОТ

РАБОТА №1 РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

РАБОТА №2 РАСЧЕТ ЛОПАСТНОЙ МЕШАЛКИ

РАБОТА №3 РАСЧЕТ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

РАБОТА №4 РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

РАБОТА №5 РАСЧЕТ БАРАБАННОЙ СУШИЛКИ

СПИСОК РЕКОМЕНДАТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

ПРИЛОЖЕНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к выполнению практических работ предназначены для студентов направления 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья» с целью оказания помощи студентам и дополнение знаний полученных на лекциях и при самостоятельном изучении литературных источников, приобретении умений и навыков в самостоятельной научно-исследовательской работе.

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта по направлению. Перечень практических работ, их объем соответствуют учебным планам и рабочим программам дисциплин.

При подготовке к занятиям студенты должны изучить соответствующий теоретический материал по учебной литературе, конспекту лекций, выполнить задания для самостоятельной работы, ознакомиться с содержанием и порядком выполнения практической работы.

Каждое занятие содержит цель его выполнения, материальное обеспечение, теоретические сведения, вопросы для подготовки, в отдельных случаях объекты исследования, задания для выполнения работы в аудитории и дома.

При выполнении практических работ основным методом обучения является самостоятельная работа студентов под руководством преподавателя. Индивидуализация обучения достигается за счет распределения между студентами тем разделов дисциплины для самостоятельной проработки и освещения их на практических занятиях. Разнообразие заданий достигается за счет многовариантных комплектов стандартов, образцов и других средств обучения.

Результаты выполненных каждым студентом заданий обсуждаются в конце занятий. Оценка преподавателем практической работы студента осуществляется комплексно: по результатам выполненного задания, устному сообщению и качеству оформления работы, что может быть учтено в рейтинговой оценке знаний студента.

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ, ИХ ОБЪЕМ

Наименование работ	Объем в часах		
	очная	заочная	сокращенная
Расчет трубопроводов	2	2	2
Расчет лопастной мешалки	4	-	-
Расчет выпарной установки	4	-	-
Расчет кожухотрубчатого теплообменника	4*	-	-
Расчет барабанной сушилки	4	-	-
Итого, часов	18	4	4

Примечание: * - практические работы, проводиться с использованием интерактивных форм ведения занятий.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ РАБОТ

1. Отчеты по каждой теме работы оформляются в тетради для практических работ.

2. Перед оформлением каждой работы студент должен четко написать ее название, цель выполнения, объекты и результаты исследования, теоретические сведения. Если предусмотрено оформление работ в виде таблиц, то необходимо все результаты занести в таблицу в тетради. После каждого задания должно быть сделано заключение с обобщением, систематизацией или обоснованием результатов исследований.

3. Каждую выполненную работу студент защищает в течение учебного семестра.

Выполнение и успешная защита практических работ являются допуском к сдаче теоретического курса на зачете.

РАБОТА №1

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Цель работы: усвоить применение основных уравнений гидростатики и некоторые следствия из них, изучить принцип действия гидравлического пресса; освоить методику расчетов гидравлического сопротивления в трубах.

Вопросы для подготовки

1. Что называют гидростатическим давлением.
2. Что такое барометрическое давление, избыточное давление.
3. Какие приборы используют при измерении давления.
4. Напишите уравнение неразрывности потока.
5. Как рассчитать среднюю скорость для потока жидкости.
6. Как рассчитывают потери напора при транспорте жидкости.
7. Как образуется «кипящий слой».
8. Какую скорость называют скоростью витания

Краткие теоретические сведения

Трубы, соединяющие между собой различные аппараты химических установок. С помощью них происходит передача веществ между отдельными аппаратами. Как правило, несколько отдельных труб с помощью соединений создают единую трубопроводную систему.

Трубопровод – это система труб, объединенных вместе с помощью соединительных элементов, применяемая для транспортировки химических веществ и иных материалов. В химических установках для перемещения ве-

ществ, как правило, используются закрытые трубопроводы. Если речь идет о замкнутых и изолированных деталях установки, то они также относятся к трубопроводной системе или сети.

В состав замкнутой трубопроводной системы могут входить:

1. Трубы.
2. Соединительные элементы труб.
3. Герметизирующие уплотнения, соединяющие два разъемных участка трубопровода.

Все вышеперечисленные элементы изготавливаются отдельно, после чего соединяются в единую трубопроводную систему. Помимо этого трубопроводы могут быть оснащены обогревом и необходимой изоляцией, изготовленной из различных материалов.

Выборе размера труб и материалов для их изготовления осуществляется на основе технологических и конструктивных требований, предъявляемых в каждом конкретном случае. Но для стандартизации размеров труб была проведена их классификация и унификация. Основным критерием стало допустимое давление при котором возможна эксплуатация трубы.

Условный проход DN (номинальный диаметр) – это параметр, который используется в системах трубопровода как характеризующий признак, с помощью которого происходит подгонка деталей трубопровода, таких как трубы, арматура, фитинги и другие.

Номинальный диаметр является безразмерной величиной, однако численно приблизительно равен внутреннему диаметру трубы. Пример обозначения условного прохода: DN 125.

Так же условный проход не обозначается на чертежах и не заменяет собой реальные диаметры труб. Он примерно соответствует диаметру в свету у определенных частей трубопровода (рис. 1.1). Если говорить о числовых значениях условных переходов, то они выбраны таким образом, что пропускная способность трубопровода увеличивается в диапазоне от 60 до 100% при переходе от одного условного прохода к последующему.

Общепринятые номинальные диаметры:

3, 4, 5, 6, 8, 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000.

Размеры этих условных проходов установлены с расчетом на то, чтобы не возникало проблем с припасовкой деталей друг к другу. Определения номинальный диаметр на основе значения внутреннего диаметра трубопровода, выбирается то значение условного прохода, которое ближе всего находится к диаметру трубы в свету.

Номинальное давление PN

Номинальное давление PN – величина, соответствующая максимальному давлению перекачиваемой среды при 20 °С, при котором возможна длительная эксплуатация трубопровода, имеющего заданные размеры.

Номинальное давление является безразмерной величиной.

Как и номинальный диаметр, номинальное давление было градуировано на основе практики эксплуатации накопленного опыта (табл. 1.1).

1	10	100	1000
1,6	16	160	16000
2,5	25	250	2500
4	40	400	4000
6	63	630	6300

Номинальное давление для конкретного трубопровода выбирается на основе реально создаваемого в нем давления, путем выбора ближайшего большего значения. При этом фитинги и арматура в этом трубопроводе также должны соответствовать такой же ступени давления. Толщина стенок трубы рассчитывается исходя из номинального давления и должна обеспечивать работоспособность трубы при значении давления равном номинальному (табл. 1.1).

Допустимое избыточное рабочее давление $p_{e,zul}$

Номинальное давление используется только для рабочей температуры 20°C. С повышением температуры нагрузочные способности трубы снижаются. Вместе с этим соответственно снижается и допустимое избыточное давление. Значение $p_{e,zul}$ показывает максимальное избыточное давление, которое может быть в трубопроводной системе при повышении значения рабочей температуры.

Материалы для трубопроводов

При выборе материалов, которые будут использоваться для изготовления трубопроводов, берутся в расчет такие показатели, как характеристики среды, которая будет транспортироваться по трубопроводу и рабочее давление, предполагаемое в данной системе. Стоит так же учитывать возможность корродирующего воздействия со стороны перекачиваемой среды на материал стенок трубы.

Практически все трубопроводные системы и химические установки производятся из стали. Для общего применения в случае отсутствия высоких механических нагрузок и корродирующего действия для изготовления трубопроводом используется серый чугун или нелегированные конструкционные стали.

В случае более высокого рабочего давления и отсутствия нагрузок с коррозионно активным действием применяется трубопровод из улучшенной стали или с использованием стального литья.

Если корродирующее воздействие среды велико или к чистоте продукта предъявлены высокие требования, то трубопровод изготавливается из нержавеющей стали.

Если трубопровод должен быть устойчив к воздействию морской воды, то для его изготовления используются медно-никелевые сплавы. Также могут применяться алюминиевые сплавы и такие металлы как тантал или цирконий.

Все большее распространение в качестве материала трубопровода получают различные виды пластмасс, что обуславливается их высокой стойкостью к коррозии, малому весу и легкости в обработке. Такой материал подходит для трубопровода со сточными водами.

Фасонные части трубопровода

Трубопроводы, изготовленные из пластичных материалов пригодных для сварки, собираются на месте монтажа. К таким материалам можно отнести сталь, алюминий, термопласты, медь и т.д.. Для соединения прямых участков труб используются специально изготовленные фасонные элементы, например, колена, отводы, затворы и уменьшения диаметров. Эти фитинги могут быть частью любого трубопровода.

Соединения труб

Для монтирования отдельных частей трубопровода и фитингов используются специальные соединения. Также используются для присоединения к трубопроводу необходимой арматуры и аппаратов.

Соединения выбираются в зависимости от:

1. материалов, которые используются для изготовления труб и фасонных элементов. Основным критерий выбора – возможность сварки.
2. условий работы: низкого или высокого давления, а также низкой или высокой температуры.
3. производственных требований, которые предъявляются к трубопроводной системе.
4. наличия разъемных или неразъемных соединений в трубопроводной системе.

Линейное расширение труб и его комплектация

Геометрическая форма предметов может быть изменена как путем силового воздействия на них, так и при изменении их температуры. Данные физические явления приводят к тому, что трубопровод, который монтируется в ненагруженном состоянии и без температурного воздействия, в процессе эксплуатации под давлением или воздействием температур претерпевает некоторые линейные расширения или сжатия, которые негативно сказываются на его эксплуатационных качествах.

В случае, когда нет возможности компенсировать расширение, происходит деформация трубопроводной системы. При этом могут возникнуть повреждения фланцевых уплотнений и тех мест соединения труб между собой.

Тепловое линейное расширение

При компоновке трубопроводов важно учитывать возможное изменение длины в результате повышения температуры или так называемого теплового линейного расширения, обозначаемого ΔL . Данное значение зависит от длины трубы, которая обозначается L_0 и разности температур $\Delta \vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1$ (рис. 1.5).

В вышеприведенной формуле α – это коэффициент теплового линейного расширения данного материала. Этот показатель равен величине линейного расширения трубы длиной 1 м при повышении температуры на 1°C.

Элементы компенсации расширения труб

Отводы труб

Благодаря специальным отводам, которые ввариваются в трубопровод, можно компенсировать естественное линейное расширение труб. Для этого используются компенсирующие U-образные, Z-образные и угловые отводы, а также лирные компенсаторы.

Они воспринимают линейное расширение труб за счет собственной деформации. Однако такой способ возможен только с некоторыми ограничениями. В трубопроводах с высоким давлением для компенсации расширения используются колени под разными углами. Из-за давления, которое действует в таких отводах, возможно усиление коррозии.

Волнистые трубные компенсаторы

Данное устройство состоит из тонкостенной металлической гофрированной трубы, которая называется сильфоном и растягивается в направлении трубопровода.

Данные устройства устанавливаются в трубопровод. Предварительный натяг используется в качестве специального компенсатора расширения.

Если говорить про осевые компенсаторы, то они способны компенсировать только те линейные расширения, которые происходят вдоль оси трубы. Чтобы избежать бокового смещения и внутреннего загрязнения используется внутреннее направляющее кольцо. Для того чтобы защитить трубопровод от внешних повреждений, как правило, используется специальная облицовка. Компенсаторы, которые не содержат внутреннее направляющее кольцо, поглощают боковые сдвиги, а также вибрацию, которая может исходить от насосов.

Изоляция труб

В том случае, если по трубопроводу перемещается среда с высокой температурой, необходима его изоляция во избежание потери тепла. В случае перемещения по трубопроводу среды с низкой температурой изоляцию применяют для предотвращения ее нагрева внешней средой. Изоляция в таких случаях осуществляется с помощью специальных изоляционных материалов, которые размещаются вокруг труб.

В качестве таких материалов, как правило, используются:

1. При низких температурах до 100°С используются жесткие пенопласты, например, полистирол или полиуретан.
2. При средних температурах около 600°С используются фасонные оболочки или минеральное волокно, например, каменная шерсть или стеклянный войлок.
3. При высоких температурах в районе 1200°С – керамическое волокно, например, глиноземное.

Трубы, условный проход которых ниже DN 80, а толщина слоя изоляции меньше 50 мм, как правило, изолируются при помощи изоляционных фасонных элементов. Для этого две оболочки кладутся вокруг трубы и скрепляются металлической лентой, а после этого закрываются жестяным кожухом.

Трубопроводы, которые имеют условный проход больше DN 80, должны снабжаться теплоизоляцией с нижним каркасом. Такой каркас состоит из зажимных колец, распорок, а также металлической облицовки, изготовленной из оцинкованной мягкой стали или нержавеющей листовой стали. Между трубопроводом и металлическим кожухом пространство заполняется изоляционным материалом.

Толщина изоляции рассчитывается путем определения затрат на его изготовление, а также убытков, которые возникают из-за потери тепла, и составляет от 50 до 250 мм.

Теплоизоляция должна наноситься по всей длине трубопроводной системы, включая зоны отводов и колен. Очень важно следить, чтобы не возникали незащищенные места, которые смогут стать причиной тепловых потерь. Фланцевые соединения и арматура должны снабжаться фасонными изоляционными элементами. Это обеспечивает беспрепятственный доступ к месту соединения без необходимости снимать изоляционный материал со всей трубопроводной системы в том случае, если произошло нарушение герметичности.

В том случае, если изоляция трубопроводной системы выбрана правильно, решается множество задач, таких как:

1. Избегание сильного падения температуры в протекающей среде и, как следствие, экономия энергии.
2. Предотвращение падения температуры в газопроводных системах ниже точки росы. Таким образом, удастся исключить образование конденсата, который может привести к значительным коррозионным разрушениям.
3. Избегание выделения конденсата в паровых трубопроводах.

Падение давления в трубопроводных системах и расчет гидравлического сопротивления трубопроводов

Расчет трубопровода производят с целью определения напора, необходимого для преодоления возникающего гидравлического сопротивления, что в свою очередь необходимо для правильного подбора машины для перекачки жидкой или газообразной среды.

В общем случае падение давления в трубе может быть рассчитано по следующей формуле:

$$\Delta p = \lambda \cdot (l/d_1) \cdot (\rho/2) \cdot v^2$$

Δp	–	перепад	давления	на	участке	трубы,	Па
l	–	длина	участка	трубы,			м
λ	–		коэффициент				трения
d_1	–	диаметр	трубы,				м
ρ	–	плотность	перекачиваемой	среды,			кг/м ³
v	–	скорость потока,					м/с

Гидравлическое сопротивление может возникать вследствие различных факторов, и выделяют две основные группы: сопротивления трения и местные сопротивления.

Сопротивление трению обусловлено различного рода неровностями и шероховатостями на поверхности трубопровода, соприкасающегося с перекачиваемой средой. При течении жидкости между ней и стенками трубопровода возникает трение, оказывающее тормозящий эффект и требующее дополнительных затрат энергии на свое преодоление. Создаваемое сопротивление во многом зависит от режима течения перекачиваемой среды.

При ламинарном течении и соответствующих ему низких значениях числа Рейнольдса (Re), характеризующимся равномерностью и отсутствием перемешивания соседних слоев жидкости или газа, влияние шероховатости незначительно. Это связано с тем, что крайний вязкий подслой перекачиваемой среды часто оказывается толще, чем слой, образованный неровностями и выступами на поверхности трубопровода. При таких условиях трубопровод считается гидравлически гладким.

При увеличении числа Рейнольдса толщина вязкого подслоя уменьшается, вследствие чего прерывается перекрытие неровностей подслоем и влияние шероховатости на гидравлическое сопротивление возрастает и становится зависимым как от числа Рейнольдса, так и от средней высоты выступов на поверхности трубопровода.

Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса переводит перекачиваемую среду в режим турбулентного течения, при котором вязкий подслой полностью разрушается, а создаваемое трение зависит только от величины шероховатости.

Расчет потерь на трение ведется по формуле:

$$HT = [(\lambda \cdot l) / d_1] \cdot [w^2 / (2g)]$$

HT – потери напора на сопротивление трению, м

$[w^2 / (2g)]$ – скоростной напор, м

λ – коэффициент трения

l – длина трубопровода, м

d_1 – эквивалентный диаметр трубопровода, м

w – скорость потока, м/с

g – ускорение свободного падения, м/с²

Область течения	Диапазон числа Рейнольдса	Формула коэффициента трения λ
Гладкое течение	$2320 < Re < 10/e$	$\lambda = (0,316/Re^{0,25})$
Смешанное течение	$10/e < Re < 560/e$	$\lambda = 0,11 \cdot [e + (68/Re)]^{0,25}$
Турбулентное течение	$Re > 560/e$	$\lambda = 0,11 \cdot e^{0,25}$

В таблице:

$$e = \Delta/d_э$$

e – относительная шероховатость трубы

Δ – абсолютная шероховатость трубы (мм)

$d_э$ – эквивалентный диаметр трубы (мм)

$$Re = (w \cdot d_э \cdot \rho) / \mu$$

Re – критерий Рейнольдса

w – скорость потока (м/с)

$d_э$ – эквивалентный диаметр трубы (м)

ρ – плотность среды (кг/м³)

μ – динамическая вязкость (Па·с)

Эквивалентный диаметр при расчете трубопроводов

Эквивалентный диаметр используется при расчете трубопроводов нецилиндрической формы (овальные, прямоугольные) и соответствует диаметру круглого трубопровода, создающего аналогичные потери на трение, что и имеющийся трубопровод нецилиндрической формы, при одинаковой их длине. Существуют разнообразные формулы расчета эквивалентного диаметра для различных геометрических форм трубопроводов, но в общем случае применяется следующая формула:

$$d_э = 4F/P$$

$d_э$ – эквивалентный диаметр трубопровода, м

F – площадь поперечного сечения трубопровода, м

P – внутренний периметр поперечного сечения трубопровода, м

Очевидно, что для трубопровода цилиндрической формы эквивалентный и внутренний диаметры будут совпадать. В случае открытых каналов формула расчета эквивалентного диаметра меняется:

$$d_э = 4F/P_c$$

$d_э$ – эквивалентный диаметр канала, м

F – площадь поперечного сечения потока жидкости, м

P_c – смоченный периметр, м

Смоченным периметром называют длину линии соприкосновения потока со стенками канала или трубы, ограничивающими этот поток.

Местные сопротивления создаются различными элементами трубопровода, в которых поток перекачиваемой среды подвергается резким деформациям с изменением направления, скорости или образованием завихрений. Это могут быть задвижки, вентиля, повороты трубопровода, развилки и т.п.

Потери напора в местном сопротивлении рассчитываются следующим образом:

$$H_{\text{мс}} = \zeta_{\text{мс}} \cdot [w^2 / (2g)]$$

$H_{\text{МС}}$ – потери напора в местном сопротивлении, м
 $w^2 / (2g)$ – скоростной напор, м
 $\zeta_{\text{МС}}$ – коэффициент местного сопротивления
 w – скорость потока, м/с
 g – ускорение свободного падения, м/с²

Как видно из формулы, потери напора в местном сопротивлении зависят только от скорости и от коэффициента местного сопротивления, значения которого для упрощения расчета сведены в таблицы для различных видов местных сопротивлений.

Коэффициенты местных сопротивлений в подавляющем большинстве случаев не зависят от скорости потока перекачиваемой среды и определяются в зависимости от характеристик самого местного сопротивления. Ниже приведены значения коэффициентов сопротивления для наиболее распространенных случаев:

Начальные и конечные участки трубы										
Вход из трубы								Выход из трубы		
Острые края				Закругленные края						
0,5				0,2				1		
Плавный отвод трубы										
Коэффициент сопротивления получается перемножением двух величин K1 и K2										
K1 зависит от угла изменения потока										
Угол	20	30	45	60	90	110	130	150	180	
K1	0,31	0,45	0,60	0,78	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40	
K2 зависит от радиуса поворота R и внутреннего диаметра трубы d										

R/d	1	2	4	6	15	30	50		
K2	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03		
Колено (угол 90°)									
Диаметр трубы, мм	12,5	25	37	50	Более 50				
Коэффициент местного сопр.	2,2	2	1,6	1,1	1,1				
Нормальный вентиль (полное открытие)									
Диаметр трубы, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
Коэффициент местного сопр.	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5
Прямоточный вентиль (полное открытие)									
При $Re > 3 \cdot 10^5$									
Диаметр трубы, мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
Коэффициент местного сопр.	1,04	0,85	0,79	0,65	0,6	0,5	0,42	0,36	0,3
При $Re < 3 \cdot 10^5$ (соответствующий коэффициент местного сопротивления помножается на коэффициент k, значение которого зависит от числа Рейнольдса)									
Re	5 000	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000			
k	1,4	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93			
Внезапное расширение трубопровода									

Re	F 1/F2					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
100	1,7	1,4	1,2	1,1	0,9	0,8
1 000	2,0	1,6	1,3	1,05	0,9	0,6
3 000	1,0	0,7	0,6	0,4	0,3	0,2
3 500 и более	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16

В таблице:
 F1 – меньшее из сечений трубопровода
 F2 – большее из сечений трубопровода
 Re – число Рейнольдса

Внезапное сужение трубопровода

Re	F1/F2					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
100	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
1 000	0,64	0,5	0,44	0,35	0,3	0,24
10 000	0,5	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2
100 000 и более	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2

B					таблице:
F1	–	меньшее	из	сечений	трубопровода
F2	–	большее	из	сечений	трубопровода
Re	– число Рейнольдса				

Суммируя приведенные выше уравнения, получаем общее уравнение для расчета напора насоса:

$$H_{об} = H_T + H_{MC} = \left(\frac{\lambda \cdot l}{d_3} \cdot \frac{w^2}{2g} \right) + \sum \zeta_{MC} \cdot \frac{w^2}{2g} = \left(\frac{\lambda \cdot l}{d_3} + \sum \zeta_{MC} \right) \cdot \frac{w^2}{2g}$$

$\sum \zeta_{MC}$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений

Расчет оптимального диаметра трубопроводов

Расчет оптимального диаметра трубопровода – сложная задача, требующая технико-экономических расчетов и учета множества частных факторов. Это связано с тесной взаимосвязанностью параметров проектируемого трубопровода и потока перекачиваемой по нему среды. Увеличение скорости перекачиваемой среды позволяет уменьшить необходимый для поддержания заданного расхода диаметр трубопровода, что снижает его материалоемкость, облегчает и удешевляет монтаж системы. В то же время увеличение скорости неизбежно влечет за собой потери напора, требующие дополнительных затрат энергии на перекачку среды. Чрезмерное снижение скорости так же может повлечь за собой нежелательные последствия.

Формула для расчета оптимального диаметра трубопровода основана на формуле для расхода (для трубы круглого сечения):

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

Q – расход перекачиваемой жидкости, м³/с
d – диаметр трубопровода, м
w – скорость потока, м/с

В задачах на проектирование трубопровода расход чаще всего является величиной заданной. В таком случае неизвестными остаются только диаметр трубопровода и скорость потока. Полный технико-экономический расчет может быть очень трудоемок и сложен, поэтому на практике для расчета оптимального диаметра трубопровода используют значения оптимальных скоростей перекачиваемой среды, взятые из справочных материалов, составленных на опытных данных:

Перекачиваемая среда		Оптимальная скорость в трубопроводе, м/с
ЖИДКОСТИ	Движение самотеком:	
	Вязкие жидкости	0,1 – 0,5

	Маловязкие жидкости	0,5 – 1
	Перекачивание носом:	
	Всасывающий трубопровод	0,8 – 2
	Нагнетательный трубопровод	1,5 – 3
ГАЗЫ	Естественная тяга	2 – 4
	Малое давление (вентиляторы)	4 – 15
	Большое давление (компрессор)	15 – 25
ПАРЫ	Перегретые	30 – 50
	Насыщенные пары при давлении:	
	Более 105 Па	15 – 25
	(1-0,5)·105 Па	20 – 40
	(0,5-0,2)·105 Па	40 – 60

	(0,2-0,05)·105 Па	60 – 75
--	-------------------	---------

Итоговая расчетная формула для оптимального диаметра трубопровода выглядит следующим образом:

$$d = \sqrt{(4Q/\Pi w)}$$

Q – расход перекачиваемой жидкости, м³/с
d – диаметр трубопровода, м
w – скорость потока, м/с

Примеры задач по расчету и подбору трубопроводов с решениями:

Пример №1

Каковы потери напора на местные сопротивления в горизонтальном трубопроводе диаметром 20x4 мм, по которому из открытого резервуара насосом перекачивается вода в реактор с давлением 1,8 бар? Расстояние между резервуаром и реактором составляет 30 м. Расход воды составляет 90 м³/час. Общий напор равен 25 м. Коэффициент трения принять равным 0,028.

Решение:

Скорость потока воды в трубопроводе равна:

$$w = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2) = ((4 \cdot 90) / (3,14 \cdot [0,012]^2)) \cdot (1/3600) = 1,6 \text{ м/с}$$

Найдем потери напора на трение в трубопроводе:

$$H_T = (\lambda \cdot l) / (d_3 \cdot [w^2 / (2 \cdot g)]) = (0,028 \cdot 30) / (0,012 \cdot [1,6]^2) / ((2 \cdot 9,81)) = 9,13 \text{ м}$$

Общие потери составляют:

$$h_n = H - [(p_2 - p_1) / (\rho \cdot g)] - H_T = 25 - [(1,8 - 1) \cdot 10^5] / (1000 \cdot 9,81) - 0 = 16,85 \text{ м}$$

На потери на местные сопротивления приходится:

$$16,85 - 9,13 = 7,72 \text{ м}$$

Пример №2

Вода перекачивается центробежным насосом по горизонтальному трубопроводу со скоростью 1,5 м/с. Общий создаваемый напор равен 7 м. Какова максимальная длина трубопровода, если забор воды идет из открытого резервуара, перекачивается по горизонтальному трубопроводу, имеющему один вентиль и два колена под 90°, и свободно изливается из трубы в другой резервуар? Диаметр трубопровода равен 100 мм. Относительную шероховатость принять равной $4 \cdot 10^{-5}$.

Решение:

Для трубы диаметром 100 мм коэффициенты местных сопротивлений будут составлять:

Для колена под 90° – 1,1; вентиля – 4,1; выхода из трубы – 1.

Затем определим значение скоростного напора:

$$w^2 / (2 \cdot g) = 1,5^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,125 \text{ м}$$

Потери напора на местные сопротивления составят:

$$\sum \zeta_{MC} \cdot [w^2 / (2 \cdot g)] = (2 \cdot 1,1 + 4,1 + 1) \cdot 0,125 = 0,9125 \text{ м}$$

Общие потери напора на сопротивление трению и местные сопротивления найдем из формулы общего напора насоса (геометрическая высота подъема при данных условиях равна 0):

$$h_{\text{п}} = H - (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) - H_f = 7 - ((1-1) \cdot 10^5) / (1000 \cdot 9,81) - 0 = 7 \text{ м}$$

Тогда потери напора на трение составят:

$$7 - 0,9125 = 6,0875 \text{ м}$$

Рассчитаем значение числа Рейнольдса для потока в трубопроводе (динамическую вязкость воды примем $1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, а плотность – 1000 кг/м^3):

$$Re = (w \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho) / \mu = (1,5 \cdot 0,1 \cdot 1000) / (1 \cdot 10^{-3}) = 150000$$

Согласно нему по таблице рассчитаем коэффициент трения (формула расчета выбрана исходя из того, что значение Re попадает в промежуток $2320 < Re < 10/e$, соответствующий гладкому течению):

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25} = 0,316 / 150000^{0,25} = 0,016$$

Выразим и найдем максимальную длину трубопровода из формулы потерь напора на трение:

$$l = (H_{\text{об}} \cdot d_{\text{э}}) / (\lambda \cdot [w^2 / (2g)]) = (6,0875 \cdot 0,1) / (0,016 \cdot 0,125) = 304,375 \text{ м}$$

Пример №3

Дан трубопровод с внутренним диаметром 42 мм. К нему подключен насос, перекачивающий воду с расходом $10 \text{ м}^3/\text{час}$ и создающий напор 12 м. Температура перекачиваемой среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Конфигурация трубопровода представлена на рисунке. Необходимо рассчитать потери напора и проверить способность имеющегося насоса перекачивать воду при заданных параметрах трубопровода. Абсолютную шероховатость труб принять равной $0,15 \text{ мм}$.

Решение:

Рассчитаем скорость течения жидкости в трубопроводе:

$$w = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2) = (4 \cdot 10) / (3,14 \cdot 0,042^2) \cdot 1/3600 = 2 \text{ м/с}$$

Соответствующий найденной скорости скоростной напор будет равен:

$$w^2 / (2 \cdot g) = 2^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,204 \text{ м}$$

Перед расчетом потерь на трение в трубах необходимо рассчитать коэффициент трения. В первую очередь определим относительную шероховатость трубы:

$$e = \Delta / d_{\text{э}} = 0,15 / 42 = 3,57 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Критерий Рейнольдса для потока воды в трубопроводе (динамическая вязкость воды при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, а плотность – 998 кг/м^3):

$$Re = (w \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho) / \mu = (2 \cdot 0,042 \cdot 998) / (1 \cdot 10^{-3}) = 83832$$

Выясним режим течения воды:

$$10/e = 10 / 0,00357 = 2667$$

$$560/e = 560 / 0,00357 = 156863$$

Найденное значение критерия Рейнольдса попадает в промежуток $2667 < 83832 < 156863$ ($10/e < Re < 560/e$), следовательно, коэффициент трения должен быть рассчитан по следующей формуле:

$$\lambda = 0,11 \cdot (e + 68/Re)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,00375 + 68/83832)^{0,25} = 0,0283$$

Потери напора на трение в трубопроводе составят:

$$H_T = (\lambda \cdot l) / d_3 \cdot [w^2 / (2 \cdot g)] = (0,0283 \cdot (15+6+2+1+6+5)) / 0,042 \cdot 0,204 = 4,8 \text{ м}$$

Далее необходимо рассчитать потери напора на местные сопротивления. Из схемы трубопровода следует, из местных сопротивлений присутствуют два вентиля, четыре прямоугольных колена и один выход из трубы.

В таблицах нет значений коэффициентов местных сопротивлений для нормальных вентилях и прямоугольных колен при диаметре трубы 42 мм, поэтому воспользуемся одним из методов приближенного расчета интересующих нас значений.

Возьмем табличные значения коэффициентов местных сопротивлений нормального вентиля для диаметров 40 и 80 мм. Положим, что график значений коэффициентов на этом промежутке представляет собой прямую линию. Составим и решим систему уравнений с целью найти график функции зависимости коэффициента местного сопротивления от диаметра трубы:

$$4,9 = a \cdot 40 + b \qquad a = -0,0225$$

$$4 = a \cdot 80 + b \qquad b = 5,8$$

Искомое уравнение имеет вид:

$$\zeta = -0,0225 \cdot d + 5,8$$

При диаметре 42 мм коэффициент местного сопротивления будет равен:

$$\zeta = -0,0225 \cdot 42 + 5,8 = 4,855$$

Аналогично найдем значение коэффициента местного сопротивления для прямоугольного колена. Возьмем табличные значения для диаметров 37 и 50 мм и составим и решим систему уравнений, вновь сделав аналогичное допущение о характере графика на данном участке:

$$1,6 = a \cdot 37 + b \qquad a = -0,039$$

$$1,1 = a \cdot 50 + b \qquad b = 3,03$$

Искомое уравнение имеет вид:

$$\zeta = -0,039 \cdot d + 3,03$$

При диаметре 42 мм коэффициент местного сопротивления будет равен:

$$\zeta = -0,039 \cdot 42 + 3,03 = 1,392$$

Для выхода из трубы коэффициент местного сопротивления принимается равным единице.

Потери напора на местные сопротивления составят:

$$\sum \zeta_{MC} \cdot [w^2 / (2g)] = (2 \cdot 4,855 + 4 \cdot 1,392 + 1) \cdot 0,204 = 3,3 \text{ м}$$

Суммарные потери напора в системе составят:

$$4,8 + 3,3 = 8,1 \text{ м}$$

Согласно полученным данным делаем вывод, что данный насос подходит для перекачивания воды по данному трубопроводу, так как создаваемый им напор больше суммарных потерь напора в системе, и скорость тока жидкости укладывается в границы оптимума.

Пример №4

Участок прямого, горизонтального трубопровода с внутренним диаметром 300 мм подвергся ремонту путем замены участка трубы длиной 10 м трубой с внутренним диаметром 215 мм. Общая длина ремонтируемого участка трубопровода составляет 50 м. Заменяемый участок расположен на расстоянии 18 м от начала. По трубопроводу течет вода при 20 °С со скоростью 1,5 м/сек. Необходимо выяснить как изменится гидравлическое сопротивление ремонтируемого участка трубопровода. Коэффициенты трения для труб диаметром 300 и 215 мм принять равными 0,01 и 0,012 соответственно.

Решение:

Исходный трубопровод создавал потерю напора только на трение жидкости о стенки при перекачке. Замена участка трубы привела к появлению двух местных сопротивлений (резкое сужение и резкое расширение проходного канала) и участка с изменившимся диаметром трубы, на котором потери на трение будут иными. Оставшаяся часть трубопровода не подверглась изменению, а следовательно их можно не рассматривать в пределах данной задачи.

Рассчитаем расход воды через трубопровод:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot w = (3,14 \cdot 0,3^2) / 4 \cdot 1,5 = 0,106 \text{ м}^3/\text{сек}$$

Поскольку расход не меняется по длине трубопровода, мы можем определить скорость потока на участке трубы, подвергшемся замене:

$$w = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2) = (4 \cdot 0,106) / (3,14 \cdot 0,215^2) = 2,92 \text{ м/с}$$

Полученное значение скорости потока в замененном участке трубы укладывается в оптимальный диапазон.

Для определения коэффициентов местного сопротивления предварительно рассчитаем критерии Рейнольдса для разных диаметров труб и соотношение площадей поперечных сечений этих труб. Критерий Рейнольдса для трубы диаметром 300 мм трубопроводе (динамическая вязкость воды при 20 °С составляет $1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, а плотность – 998 кг/м³):

$$e = (w \cdot d_3 \cdot \rho) / \mu = (1,5 \cdot 0,3 \cdot 1000) / (1 \cdot 10^{-3}) = 450000$$

Критерий Рейнольдса для трубы диаметром 215 мм трубопроводе (динамическая вязкость воды при 20 °С составляет $1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, а плотность – 998 кг/м³):

$$Re = (w \cdot d_2 \cdot \rho) / \mu = (1,5 \cdot 0,215 \cdot 1000) / (1 \cdot 10^{-3}) = 322500$$

Отношение площадей поперечных сечений труб равно:

$$((\pi \cdot d_1^2) / 4) / ((\pi \cdot d_2^2) / 4) = 0,215^2 / 0,3^2 = 0,51$$

По таблицам найдем значения коэффициентов местных сопротивлений, округлив отношение площадей до 0,5. Для внезапного расширения он составит 0,25, для внезапного сужения также 0,25.

Потери напора на местные сопротивления составят:

$$\sum \zeta_{\text{МС}} \cdot [w^2/(2g)] = 0,25 \cdot [1,5^2/(2 \cdot 9,81)] + 0,25 \cdot [2,92^2/(2 \cdot 9,81)] = 0,137 \text{ м}$$

Теперь рассчитаем потери на трение в замененном участке трубопровода для исходного и нового отрезка трубы. Для трубы диаметром 300 мм они составят:

$$H_T = (\lambda \cdot l)/d_3 \cdot [w^2/(2g)] = (0,01 \cdot 10)/0,3 \cdot [1,5^2/(2 \cdot 9,81)] = 0,038 \text{ м}$$

Для трубы диаметром 215 мм:

$$H_T = (\lambda \cdot l)/d_3 \cdot [w^2/(2g)] = (0,012 \cdot 10)/0,215 \cdot 2,92^2/(2 \cdot 9,81) = 0,243 \text{ м}$$

Отсюда делаем вывод, что потери на трение в трубопроводе возрастут на:

$$0,243 - 0,038 = 0,205 \text{ м}$$

Суммарное увеличение потерь на трение в трубопроводе составит:

$$0,205 + 0,137 = 0,342 \text{ м}$$

Задания

Задание 1. Законспектировать краткие теоретические сведения

Задание 2. Ответить письменно на вопросы.

РАБОТА №2

РАСЧЕТ ЛОПАСТНОЙ МЕШАЛКИ

Цель работы: рассчитать тип и мощность электродвигателя для привода лопастной мешалки, установленной в вертикальном аппарате, для перемешивания жидкости с твердыми частицами.

Вопросы для подготовки

1. Для перемешивания каких смесей. применяют лопастные мешалки.
2. Какие мешалки вращаются с большей частотой – лопастные или пропеллерные.
3. Какой процесс называется гомогенизацией.
4. Напишите формулу критерия мощности для мешалки.
5. Как осуществляется циркуляционное перемешивание.
6. Как осуществляется перемешивание сыпучих материалов в промышленности.

Краткие теоретические сведения

Для расчета обычно задают: рабочий объем, диаметр D , высоту H аппарата и его рабочие параметры (p - рабочее давление, t - температура, c - концентрация распределяемой среды); фазовое состояние перемешиваемой

среды и ее физико-механические свойства (ρ - плотность, m_c - динамическая вязкость), а также ее состав по жидкой или твердой фазе.

Расчет выполняют в следующем порядке:

1. В зависимости от назначения процесса перемешивания, вязкости среды (m) и ее фазового состояния выбирают тип перемешивающего устройства и его окружную скорость w (м/с).

2. Зная диаметр аппарата D , определяют диаметр мешалки d_m (таблица 1).

3. По типу и диаметру d_m перемешивающего устройства определяют частоту вращения n (об/с) по таблицам

4. Определяют мощность (Вт), необходимую для перемешивания

$$N_m = K_n \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_m^5, \quad (1.8)$$

Где K_n - критерий мощности, определяемый по графикам в зависимости от величины центробежного критерия Рейнольдса Re ; ρ - плотность перемешиваемой среды, $кг / м^3$; n - частота вращения мешалки, об/с; d_m - диаметр мешалки, м.

$$Re_m = \frac{\rho \cdot n \cdot d_m^2}{m_c}, \quad (1.9)$$

Где m_c - динамическая вязкость, Па·с.

5. Рассчитывают номинальную мощность (Вт) на валу электродвигателя:

$$N_{э} = \frac{N_m + N_T}{\eta_{п}}, \quad (1.10)$$

где N_T - мощность, затрачиваемая на трение в уплотнении, часто ею пренебрегают из-за малого значения; $\eta_{п}$ - КПД привода, определяемый в зависимости от конструкций последнего (для нормализованных приводов $\eta = 0,9-0,96$)

6. По значению мощности N и угловой скорости w с учетом конструкции аппарата выбирают тип и размеры нормализованного привода.

7. Рассчитывают диаметр вала (d) перемешивающего устройства, что ориентировочно можно выполнить по формуле:

$$d = 1,71 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{t_{доп}}}, \quad (1.11)$$

где $M_{кр}$ - расчетный крутящий момент, Нм; $t_{доп}$ - допустимое напряжение на кручение для выбранного материала вала; Па.

$$M_{кр} = \frac{N_m}{\omega}, \quad (1.12)$$

Где w - угловая скорость, $с^{-1}$.

При числах оборотов более 5 с^{-1} вал проверяют на жесткость и виброустойчивость.

8. Проверяют мешалку на прочность в опасном сечении из условия работы ее на изгиб. Например, для лопастной мешалки используют формулу:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{\text{и}}]_{\text{доп}}, \quad (1.13)$$

где $M = 0,0813 \frac{N_{\text{м}}}{n}$ - изгибающий момент, действующий на лопасть в

месте присоединения к ступице, Н? м; $W = \frac{b \cdot S^2}{6}$ - расчетный момент сопротивления соответствующего сечения лопасти при изгибе ее в направлении сечения, м^3 .

Лопастные мешалки.

Площадь лобовой поверхности лопасти, вытесняющей жидкости, в общем случае определяется выражением:

$$F_{\text{л}} = b \cdot h \cdot \sin \beta, \quad (1.14)$$

Где b – длина (вылет) лопасти, м; h – высота лопасти, м; β - угол наклона лопасти к направлению движения.

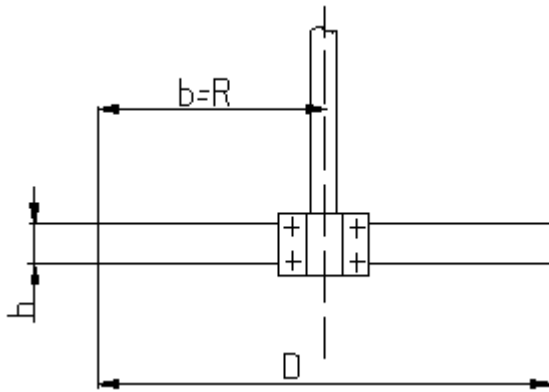


Рисунок 11 - Схема горизонтальной лопастной мешалки

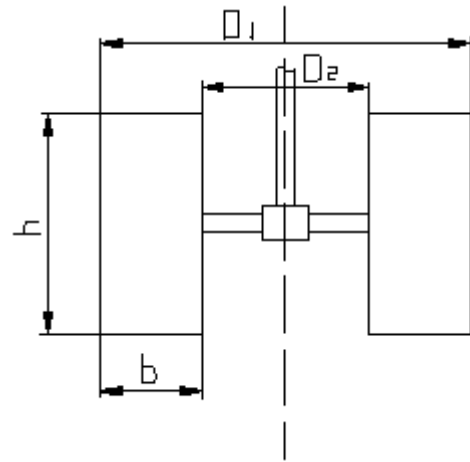


Рисунок 12 - Схема вертикальной лопастной мешалки

Окружная скорость в м/с центра тяжести лопасти:

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot r_0 \cdot n}{30}, \quad (1.15)$$

Где r_0 - расстояние от центра тяжести лопасти до оси вращения, м; n – частота вращения мешалки, об/мин.

Масса жидкости, вытесняемая лопастью:

$$G = F_{\text{л}} \cdot \omega_0 \cdot \rho \cdot g, \quad (1.16)$$

Где ρ - плотность жидкости, $\text{кг} / \text{м}^3$.

Неподвижная лопасть приводится во вращение с заданной частотой и, сообщив при этом скорость жидкости w_0 , совершает работу равную живой силе движущейся массы жидкости:

$$T = \frac{G \cdot \omega_0^2}{2 \cdot g} = \frac{F_{\text{л}} \cdot \omega_0^3 \cdot \rho}{2}, \quad (1.17)$$

Где T – работа, кгс? м/с.

При одной и той же площади лобовой поверхности $F_{\text{л}}$ лопасть совершает различную работу, которая зависит от отношения b/h , поэтому действительная работа в кгс? м/с, затрачиваемая для приведения во вращение одной лопасти с частотой n об/мин:

$$T_1 = \frac{j \cdot F_{\text{л}} \cdot \omega_0^3 \cdot \rho}{2}, \quad (1.18)$$

Где j – коэффициент, зависящий от формы лопасти.

Для прямоугольных лопаток j определяется отношением b/h

,1 ,15 ,19 ,29 ,4

Для промежуточных значений b/h коэффициент j находят методом прямолинейной интерполяции.

Для горизонтальных прямоугольных лопастей при $b = D/2$, где D –

диаметр окружности, сметаемой лопастью мешалки и $\omega_0 = \frac{3 \cdot \omega}{4}$, где w – окружная скорость конца лопасти. Мощность, потребляемую мешалкой в пусковой период, определяют по уравнению:

$$N_z = \frac{2 \cdot z \cdot T_1}{102 \cdot \eta} = \frac{27 \cdot \varphi \cdot 2 \cdot z \cdot F_{\text{л}} \cdot \omega_0^3 \cdot \rho}{64 \cdot 2 \cdot 102 \cdot \eta} = 60 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varphi \cdot z}{\eta} \cdot F_{\text{л}} \cdot D^3 \cdot n^3 \cdot \rho, \quad (1.19)$$

Где N_z – кВт; z – число пар лопаток мешалки; h – механический КПД передаточного механизма; w – м/с; D – м.

$$b = \frac{D_2 - D_1}{2}$$

Для вертикальных прямоугольных лопаток при $b = \frac{D_2 - D_1}{2}$, где D_2 – D_1 – диаметр окружности, описываемой соответственно наружной и внутренней сторонами мешалки; мощность в кВт, потребляемая мешалкой в пусковой период:

$$N_{\text{в}} = 18 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varphi \cdot z \cdot h}{\eta} \cdot (D_2^4 - D_1^4) \cdot n^3 \cdot \rho, \quad (1.20)$$

Мощность, потребляемая в пусковой период для якорной мешалки рассчитывают по формуле:

$$N_{я} = 15,3 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{\varphi \cdot z}{\eta} \cdot (R_2^5 - R_1^5) \cdot n^3 \cdot \rho, \quad (1.21)$$

Где $N_{я}$ - кВт; R_2 и R_1 - радиус кривизны соответственно наружной и внутренней частей якоря, м.

Пропеллерные мешалки.

Если допустить, что поток жидкости движется параллельно валу пропеллера, как цилиндр с основанием в виде круга, описываемого винтом (ометаемая поверхность), то можно принять, что площадь этого круга:

$$F_{ом} = 0,8 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}, \quad (1.22)$$

Где 0,8 – коэффициент, который вводится для учета сужения струи под действием лопастей пропеллера; D_1 - диаметр окружности, описываемой крайней точкой лопасти, м.

Фактическая осевая скорость w_0 перемешиваемой жидкости, шаг винта H и частота вращения n (об/мин) связаны зависимостью (из теории пропеллерных мешалок):

$$\omega_0 = \frac{H \cdot n \cdot \cos^2 \theta}{80}, \quad (1.23)$$

Где θ - угол подъема винтовой линии.

Лопасть пропеллера можно представить в виде винтовой поверхности; жидкость при вращении пропеллера можно уподобить гайке, которая при каждом обороте винта должна подняться на высоту, равную шагу H . В действительности жидкость частично скользит в обратном направлении. Это обстоятельство учитывает введение коэффициента $K_1 = 0,7 - 0,8$. При расчете можно принимать среднее значение этого коэффициента; $K_1 = 0,75$. Поэтому действительную высоту подъема жидкости в течении одного оборота можно считать равной:

$$H_d = K_{ср} \cdot H = 0,75 \cdot H, \quad (1.24)$$

Угол подъема винтовой линии практически принимают равным $25 - 45^\circ$. Частота вращения пропеллерных мешалок довольно велика и колеблется в пределах 400 - 1750 об/мин, уменьшаясь с уменьшением диаметра D . При перемешивании вязких жидкостей, жидкостей, содержащих взвеси, а также образующих пену, частота вращения пропеллерных мешалок колеблется в пределах 150 - 500 об/мин.

Наличие в аппаратах, снабженных пропеллерными мешалками, различных устройств, оказывающих сопротивление вращению жидкости (неподвижные лопасти, змеевики, гильзы и т.д.), приводит к повышению расхода электроэнергии.

При расположении вала пропеллерной мешалки под некоторым углом к оси аппарата ($10 - 20^\circ$ к вертикали) интенсивность перемешивания резко

возрастает, поэтому рекомендуют устанавливать пропеллерные мешалки наклонно к оси аппарата.

Величина шага H , как известно, является различной для разных сечений лопасти. Имеются винты и с постоянной шагом. Для вычисления шага обычно используют формулу

$$H = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \operatorname{tg} \theta = \pi \cdot D_1 \cdot \operatorname{tg} \theta, \quad (1.25)$$

где D_1 - диаметр винта.

В перемешивающих устройствах пропеллер вращается на месте, т.е. не совершает поступательного движения, поэтому скорость вызываемого его вращением движения перемешиваемой жидкости обусловлена только осевой скоростью просасывания жидкости через винт.

При кратности перемешивания жидкости K (в минуту) осевая ее скорость, м/с:

$$\omega_0 = \frac{K \cdot V}{60 \cdot F_{\text{ом}}}, \quad (1.26)$$

Где G – количество перемешиваемой жидкости, кг/мин; V - объем перемешиваемой жидкости, м³/мин.

Частоту вращения (об/мин) пропеллерной мешалки можно определить из уравнения (1.20.) с учетом (1.21) :

$$n = \frac{60 \cdot \omega_0}{H \cdot \cos^2 \theta} = \frac{60 \cdot \omega_0}{\pi \cdot D_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos^2 \theta} = \frac{191 \cdot \omega_0}{D_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta} = \frac{191 \cdot \omega_0}{D_1 \cdot a_1}, \quad (1.27)$$

Где $a_1 = \sin \theta \cdot \cos \theta$

Пусть частота вращения (об/сек) пропеллера $n_c = n/60$, тогда мощность, расходуемая пропеллерной мешалкой, кВт:

$$\begin{aligned} N &= \frac{K_{\text{ср}} \cdot \rho \cdot F_{\text{ом}}}{102 \cdot \eta} \cdot H^3 \cdot n_c^3 \cdot \cos^4 \theta = \frac{0,75 \cdot 0,8\pi^4}{102 \cdot 0,75 \cdot 4} \cdot \sin^3 \theta \cdot \cos \theta \cdot D_1^5 \cdot n_c^3 \cdot \rho = \\ &= 0,2 \cdot \sin^3 \theta \cdot \cos \theta \cdot D_1^5 \cdot n_c^3 \cdot \rho \end{aligned} \quad (1.28)$$

Обозначив $\sin^3 \theta \cdot \cos \theta = a$, окончательно получим:

$$N = 0,2 \cdot a_2 \cdot D_1^5 \cdot n_c^3 \cdot \rho, \quad (1.29)$$

Значения a_1 и a_2 для углов θ подъема винтовой линии приведены в таблице.

Расчет и построение лопастей пропеллерной мешалки выполняют аналогично расчету судовых винтов.

Турбинные мешалки.

Мощность в кВт, расходуемая турбинными мешалками:

$$N = \frac{0,736 \cdot K_1 \cdot v}{75} \cdot \rho \cdot n^2 \cdot d^3, \quad (1.31)$$

Эта формула справедлива только в ламинарной области при:

$$Re = \frac{n \cdot d^2}{\nu} \leq 3 \cdot 10^3, \quad (1.32)$$

В этих формулах: K_1 - опытный коэффициент; ν - кинематическая вязкость перемешиваемой жидкости, m^2/s ; n - частота вращения ротора мешалки, s^{-1} ; d - диаметр турбинной мешалки, m .

$$Re = \frac{n \cdot d^2}{\nu} \geq 10^4$$

При турбулентном режиме, когда $Re \geq 10^4$, справедливо уравнение:

$$N = \frac{0,736 \cdot K_2}{75} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5, \quad (1.33)$$

где N - потребляемая мощность, кВт; K_2 - опытный коэффициент.

Пневматическое перемешивание.

Пневматическое перемешивание методом барботирования заключается в следующем. С помощью расположенных на дне аппарата трубок с отверстиями (так называемых барботеров) через всю массу обрабатываемой жидкости пропускают воздух, который приводит смешиваемую среду в движение.

Давление воздуха или газа, используемого для барботирования, должно быть достаточным для создания нужного напора в трубопроводе и преодоления местных сопротивлений и гидростатического сопротивления столба перемешиваемой жидкости. Поэтому при расчете пневматических устройств для перемешивания определяют необходимое давление и расход воздуха или газа.

Давление воздуха или газа в Па определяют по формуле:

$$P = \left[H \cdot \rho_{ж} \cdot g + \frac{\omega^2 \cdot \rho_{в}}{2} \cdot (1 + \sum \xi) + P_0 \right] \cdot 10^{-4}, \quad (1.34)$$

где H - высота столба перемешивающей жидкости, m ; $\rho_{в}$ и $\rho_{ж}$ - плотность соответственно воздуха (газа) и перемешивающих жидкости в kg/m^3 ; ω - скорость воздуха в трубопроводе (обычно принимают $\omega = 20-40$ m/s); $\sum \xi$ - сумма коэффициентов гидравлических и местных сопротивлений; P_0 - давление над жидкостью в аппарате, Па.

Если длина воздушных или газовых трубопроводах неизвестна, то ориентировочно давление в Па можно считать по формулам:

$$P = (1,2 \cdot H \cdot \rho_{ж} \cdot g + P_0) \cdot 10^{-4}, \quad (1.35)$$

Расход воздуха или давление газа в m^3/s на перемешивание (в пересчете на атмосферное давление) находят по уравнению:

$$V_{в} = 0,28 \cdot 10^{-8} \cdot K \cdot F \cdot P, \quad (1.36)$$

Где $K = 24 - 60$ - опытный коэффициент, зависящий от интенсивности перемешивания (при слабом перемешивании $K = 24 - 30$, при среднем – $K = 35 - 45$, при интенсивном $K = 45 - 60$); F - площадь поверхности жидкости в аппарате перед перемешиванием, м^2 ; P – давление воздуха (или газа), Па.

При расчете барботёров минутный расход воздуха на 1 м^2 свободной поверхности смешиваемой жидкости в аппарате можно принимать равным: при слабом перемешивании $0,4\text{ м}^3$, при среднем – $0,8\text{ м}^3$, при интенсивном – $1,0\text{ м}^3$.

Пневматическое перемешивание не требует сложных приспособлений при наличии сжатого воздуха достаточно барботера, присоединенного к воздухопроводу. Пневматическое перемешивание следует применять, когда необходимо сравнительно медленное или глубокое перемешивание жидкостей вязкостью до $0,2\text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Перемешивание острым паром применяют, когда необходимо одновременно перемешивать и обогреть жидкость. Однако, использование пневматического перемешивания связано с относительно большим расходом энергии, а также с возможностью окисления и испарения продукта. Эти недостатки в значительной мере ограничивают применение пневматическое перемешивание в химической промышленности.

ю изоляции, защитой от случайных прикосновений.

Задания

Задание 1. Ответить письменно на вопросы.

Задание 2. Законспектировать краткие теоретические сведения.

РАБОТА №3

РАСЧЕТ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: овладеть методикой расчета выпарной установки и принципами их подбора в зависимости от технологической необходимости, максимальной эффективности их применения.

Вопросы для подготовки

1. Чем различаются выпаривание и испарение.
2. Что называют удельным расходом греющего пара.
3. Чем отличается многокорпусная выпарка от простой.
4. Чем вызвано явление самоиспарения. Когда оно наблюдается
5. Назовите известные вам виды температурных потерь.
6. Можно ли уменьшить тепературные потери. Каким образом.

7. В каких случаях целесообразно применять аппараты с принудительной циркуляцией раствора.
8. Как устроен тепловой насос.
9. Какие выгоды обеспечивает он при выпаривании.

Краткие теоретические сведения

Выпаривание - это процесс концентрирования растворов твёрдых веществ при температуре кипения путём частичного удаления растворителя в парообразном состоянии. Выпариванию подвергают водные растворы твёрдых веществ, и удаляемый растворитель представляет собой водяной пар, так называемый вторичный пар.

Концентрирование растворов методом выпаривания – один из наиболее распространённых технологических процессов в химической, пищевой, металлургической и других отраслях промышленности. Число действующих выпарных установок исчисляется многими сотнями.

Единой классификации выпарных аппаратов не существует, но целесообразными являются классификации по поверхности нагрева и свойствам используемых теплоносителей. Наибольшее распространение получили аппараты, обогреваемые конденсирующимся водяным паром, реже – топочными газами и высокотемпературными органическими теплоносителями, очень редко – электрическим током.

Наиболее простыми являются выпарные аппараты в виде вертикальных полых цилиндров или чашеобразные. Аппараты бывают:

- С внутренними вертикальными нагревательными камерами;
- С наружными циркуляционными трубами;
- С подвесной нагревательной камерой;
- С соосными и выносными нагревательными камерами;
- Плёночные аппараты.

Также бывают аппараты с естественной и принудительной циркуляцией. Движущей силой естественной циркуляции является разность гидростатических давлений жидкости в циркуляционной трубе или кольцевом канале и парожидкостной смеси.

В данном курсовом проекте мной рассмотрен выпарной аппарат с выносной греющей камерой и кипением в трубках. Выпариваемым раствором является сульфат аммония.

Место постройки проектируемой установки - город Ижевск. Последний корпус этой трёхкорпусной выпарной установки работает под разрежением.

Преимуществами такой выпарной установки являются:

1. благодаря вакууму может быть создана большая полезная разность температур, что и даёт возможность осуществить многократное использование тепла и этим снизить расход пара на выпаривание;

2. низкая температура кипения в последних корпусах служит большей гарантией от пригорания и разложения продукта в случае упаривания растворов органических веществ;

3. большая гибкость выпарной установки в работе и приспособляемость к колебаниям нагрузки, так как конденсатор служит буфером, воспринимающим эти колебания.

Недостатки этой установки:

1. несколько более сложное оборудование, так как необходимо иметь барометрический конденсатор смешения для создания вакуума;

2. несколько большая площадь здания для установки под разряжением;

3. потеря вторичного пара из последнего корпуса, используемого лишь частично в виде тепла охлаждающей воды в смеси с конденсатом при температуре около 50°C ;

4. пониженная температура вторичного пара последних корпусов, это требует увеличения поверхности нагрева теплообменной аппаратуры, обогреваемой экстра-паром из выпарной установки.

2. Описание технологической схемы выпарной установки.

Исходный разбавленный раствор из промежуточной ёмкости Е1 подаётся центробежным насосом в теплообменник Т, где исходный раствор подогревается до температуры кипения экстра-паром, отведённым из первого корпуса. Затем раствор подаётся в первый корпус выпарной установки АВ1.

Тип всех корпусов выпарной установки – выпарной аппарат с выносной греющей камерой и кипением в трубках. Здесь выпариваемый раствор поднимается по трубкам камеры, через подъёмную циркуляционную трубу поступает в сепаратор, откуда отделившийся вторичный пар, пройдя через брызгоуловитель, покидает аппарат. Раствор же опускается по нижней циркуляционной трубе в нижнюю часть нагревательной камеры, вновь поднимается по её трубам и т. д. Исходный раствор вводится в спускную циркуляционную трубу, а упаренный - отводится из нижней части сепаратора.

Первый корпус обогревается водяным паром, поступающим с ТЭЦ. Вторичный пар, образующийся при концентрировании раствора в первом корпусе, направляется в качестве греющего во второй корпус АВ2. Как уже было ранее сказано, часть вторичного пара - экстра-пар – направляется в качестве греющего в теплообменник Т и на бытовые нужды. Во второй корпус АВ2 направляется частично сконцентрированный раствор из первого корпуса. Аналогично третий корпус АВ3 обогревается вторичным паром второго и в нем производится концентрирование раствора, поступившего из второго корпуса.

Самопроизвольный переток раствора и вторичного пара в следующие корпуса возможен благодаря общему перепаду давлений, возникающему в результате создания вакуума конденсацией вторичного пара последнего корпуса в барометрическом конденсаторе смешения КБ, где заданное давление поддерживается подачей охлаждающей воды и отсосом неконденси-

рующей паро-воздушной смеси вакуум-насосом. Смесь охлаждающей воды и конденсата выводится из конденсатора при помощи барометрической трубы с гидрозатвором. Образующийся в третьем корпусе концентрированный раствор центробежным насосом подаётся в промежуточную ёмкость упаренного раствора E2.

Конденсат греющего пара из выпарных аппаратов выводится с помощью конденсатоотводчиков.

3. Теплотехнический расчёт выпарных аппаратов.

3.1. Расчёт общего количества выпаренной воды.

$$W = S_0 * (1 - a_0 / a_3) = 12000 * (1 - 7/49) = 10285,7 \text{ кг/ч}$$

Предположим, что с учётом отвода экстра-пара в первом корпусе выпаренная вода между корпусами распределилась следующим образом:

$$W_2 = W_3 = (W - E_1) / 3 = (10285,7 - 300) / 3 = 3328,5 \text{ кг/ч}$$

$$W_1 = W_2 + E_1 = 3328,5 + 300 = 3628,5 \text{ кг/ч}$$

Найдём концентрации a_1 и a_2 :

$$W_1 = S_0 * (1 - a_0 / a_1)$$

$$a_1 = a_0 / (1 - W_1 / S_0) = 7 / (1 - 3628,5 / 12000) = 10,04\% \text{ масс.}$$

$$W_1 + W_2 = S_0 * (1 - a_0 / a_2)$$

$$a_2 = a_0 / (1 - (W_1 + W_2) / S_0) = 7 / (1 - 6957 / 12000) = 16,67\% \text{ масс.}$$

3.2. Расчет депрессий.

3.2.1. Гидравлические депрессии между корпусами принимаем равными $1,5^\circ \text{C}$.

3.2.2. Температурные депрессии.

Для корпусов 1 и 2 депрессии берутся в предположении, что давления в них мало отличаются от атмосферного: d_1 и d_2 берутся при a_1 и a_2 как стандартные.

$$a_1 = 10,04\% \text{ масс. } d_1 = 100,4 - 100,0 = 0,4^\circ \text{C} \text{ (1, стр. 37)}$$

$$a_2 = 16,67\% \text{ масс. } d_2 = 1,2^\circ \text{C} \text{ (1, стр. 37)}$$

Для третьего корпуса значения t_3 , d_3 и q_3 находятся строго, т. к. здесь точно известны концентрация a_3 и давление P_3 : по правилу Бабо, если нужно, то с поправкой Стабникова В.Н.

Согласно правилу Бабо, отношения давления паров растворителя над раствором P к давлению паров над чистым растворителем P_s при температуре кипения раствора не зависит от рабочего давления и температуры его кипения:

$$P/P_s = (P/P_s)_{ст} = \text{const}$$

Т. о. Температура кипения раствора 49% $(\text{NH}_4)_2 \text{SO}_4$ при атмосферном давлении

$$t = 107^\circ \text{C. (3, стр. 510) } P_{ст} = 1,294 \text{ бар} = 1,294 * 10^5 \text{ Па (2, стр. 17)}$$

$$\text{Const} = (P/P_s)_{ст} = 9,81 * 10^4 / 1,294 * 10^5 = 0,758$$

Тогда $P_s = P / \text{const} = 0,197 / 0,758 = 0,260$ бар

По (2, стр. 23) находим искомую температуру кипения раствора, равную температуре кипения воды: $t_3 = 64,08^\circ \text{P C}$. Найдём $q_{3:3} = 0,197$ бар, то по (2, стр. 23) $q_3 = 58,7^\circ \text{C}$.

Тогда $d_{3\text{реал}} = t_3 - q_3 = 64,08 - 58,7 = 5,38^\circ \text{C}$.

3.3. Суммарная полезная разность температур:

$D_c = T_1 - q_3 - d_1 - d_2 - d_3 - 1 - d_{2-r} = 147,1 - 58,7 - 0,4 - 1,2 - 5,38 - 1 = 80,42^\circ \text{C}$

d_{2-r} примерно от 1 до 3 C. Принимаем $d_{2-r} = 1 \text{C}$

где давление греющего пара 0,4МПа (= 3,94ат), то по (2, стр.43) $T_1 = 147,1^\circ \text{C}$.

$D_2 + D_3 + 1 D_c = D$

$D_1 : D_2 : D_3 = 1 : 1,1 : 1,5$

$D_1 = 22,34^\circ \text{C}$

$D_2 = 24,57^\circ \text{C}$

$D_3 = 33,51^\circ \text{C}$.

3.4. Заполнение предварительной таблицы.

Значения давлений и энтальпий взяты из (2, стр. 17).

Параметр		Предварит. Вар.			Окончат. Вар.		
		1к	2к	3к	1к	2к	3к
1 Темп. гр. Пара	T °C	147,1	118,8	83,6	150,0	127,0	92,0
2 Полезн.разность темп.	D °C	22,34	24,57	33,51	18,6	29,0	48,8
3 Темп.кип р-ра	T °C	124,76	89,4	43,4	131,4	98,0	43,4
4 Темп.депрессия	d °C	2,9	4,3	4,7	2,9	4,3	4,7
5 Темп.вт. пара	q °C	120,3	85,1	38,7	128,5	93,7	38,7
6 Гидр.депрессия	d °C	1,5	1,5		1,5	1,5	
7 Давл.гр. пара	P _{гр} МПа	0,476	0,192	0,056	0,476	0,247	0,076

8 Давл.вт. пара	P МПа	0,199	0,058	0,007	0,262	0,081	0,007
9 Энтальпия гр.п.	H _к кДж/кг	2748,6	2706,3	2650,6	2708,4	2718,5	2664,4
10 Энтальп.вт. пара	I кДж/кг	2708,4	2653,5	2572,2	2721,4	2668,2	2572,2
11 Конц.р-ра	A %	14,29	18,18	25,00	13,6	17,1	25,0

3.5. Уточнение значений W_1, W_2, W_3 .

Уточнение значений W_1, W_2, W_3 на основе величин, содержащихся в предварительном варианте таблицы, путём совместного решения системы уравнений:

$$Q_1 = D_1 (h_1 - c_{k1} T_1) = S_0 c_0 (t_1 - t_0) + W_1 (i_1 - c_p t_1)$$

$$Q_2 = (W_1 - E_1) (h_2 - c_{k2} T_2) = S_1 c_1 (t_2 - t_1) + W_2 (i_2 - c_p t_2)$$

$Q_3 = W_2 (h_3 - c_{k3} T_3) = S_2 c_2 (t_3 - t_2) + W_3 (i_3 - c_p t_3)$, которые описывают тепловые балансы корпусов (кроме первого корпуса) и дополненный уравнением:

$$W = W_1 + W_2 + W_3.$$

$$\text{Пусть } X_1 = h_1 - c_{k1} T_1 = 2117,1 \text{ кДж/кг}$$

$$X_2 = h_2 - c_{k2} T_2 = 2208,4 \text{ кДж/кг}$$

$$X_3 = h_3 - c_{k3} T_3 = 2300,5 \text{ кДж/кг}$$

$$Y_1 = t_1 - t_0 = 21,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Y_2 = t_2 - t_1 = -33,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Y_3 = t_3 - t_2 = -46,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Z_1 = i_1 - c_p t_1 = 2193,3 \text{ кДж/кг}$$

$$Z_2 = i_2 - c_p t_2 = 2279,9 \text{ кДж/кг}$$

$$Z_3 = i_3 - c_p t_3 = 2390,8 \text{ кДж/кг, где } C_0 \text{ – теплоёмкость исходного раство-}$$

ра (10% $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ при температуре кипения $t_0 = 101,5 \text{ } ^\circ\text{C}$): $C_0 = 3,65 \text{ кДж/кгК}$ (4, стр.59).

По (3, стр.535) находим:

$$c_{k1} = 1,005 \text{ ккал/кгК} = 4,21 \text{ кДж/кгК (при } 150,0 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$c_{k2} = 1,002 \text{ ккал/кгК} = 4,19 \text{ кДж/кгК (при } 118,8 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$c_{k3} = 1,000 \text{ ккал/кгК} = 4,19 \text{ кДж/кгК (при } 83,6 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$c_p = 4,18 \text{ кДж/кгК}$$

$$\text{Т.о., } W_1 = \frac{X_2 E_2}{(X_2 + c_p Y_2)} + \frac{S_0 c_0 Y_2}{(X_2 + c_p Y_2)} + Z_2 \frac{W_2}{(X_2 + c_p Y_2)} = 1,1031 W_2 + 2009,7$$

$$W_2 = \frac{Y_3 S_0 c_0}{(X_3 + c_p Y_3 + Z_3)} + \frac{Z_3 W}{(X_3 + c_p Y_3 + Z_3)} - (c_p Y_3 + Z_3) * W_1 / (X_3 + c_p Y_3 + Z_3) = -0,4887 W_1 + 5630,7$$

Решая систему уравнений, получим:

$$W_1 = 5342 \text{ кг/ч}$$

$$W_2 = 3021 \text{ кг/ч}$$

$$W_3 = 3638 \text{ кг/ч.}$$

3.6. Расчёт предварительных значений тепловых потоков:

$$Q_1 = \frac{S_0 c_0 (t_1 - t_0) + W_1 (i_1 - c_p t_1)}{=} = 20000 * 3,65 * 21,7 + 5342 * 2193,3 = 13,3 * 10^6 \text{ кДж/ч} = 3,69 * 10^6 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = (W_1 - E_1) (h_2 - c_{k2} T_2) = (5342 - 3000) * 2208,4 = 5,17 * 10^6 \text{ кДж/ч} = 1,44 * 10^6 \text{ Вт}$$

$$Q_3 = W_2 (h_3 - c_{k3} T_3) = 3021 * 2300,5 = 6,95 * 10^6 \text{ кДж/ч} = 1,93 * 10^6 \text{ Вт.}$$

3.7. Расчёт комплексов $A_1, A_2, A_3, B_{01}, B_{02}, B_{03}$.

3.7.1. А-комплекс, включающий теплофизические величины и зависящие от температур Т.

Примем высоту труб $H = 4000 \text{ мм} = 4 \text{ м}$.

Для вертикальных труб:

$$A = 0,94 (13r^2 g / mH)^{1/4}$$

Справочные данные: l, r, m - (3, стр.512); r - (3, стр. 523).

Ускорение свободного падения $g = 9,82 \text{ м/с}^2$. Заполним таблицу:

$T, \text{ } ^\circ\text{C}$	150,0	118,8	83,5
$\text{кг/м}, \rho^3$	917	943	972
$\text{Вт/м}^* \text{К}, \lambda$	$68,4 * 10^{-2}$	$68,6 * 10^{-2}$	$67,5 * 10^{-2}$
$\text{Па} * \text{с}, \mu$	$185 * 10^{-6}$	$231 * 10^{-6}$	$355 * 10^{-6}$
$r, \text{ кДж/кг}$	2120	2207	2297

A, Дж/см ² К ^{3/4}	8765,9	1513,8	1377,4
--	--------	--------	--------

3.7.2. Во – коэффициенты отражающие свойства кипящего раствора и зависящие от давлений а, следовательно, и температур кипения в корпусах:

$$B_{0i} = B_{0iB} * j^{3,33}, \text{ где } B_{0iB} = 46p^{0,57},$$

j - относительный коэффициент теплоотдачи для водных растворов неорганических веществ. j при пузырьковом кипении (NH₄)₂SO₄ при атмосферном давлении найдем из графика зависимости j-а. График 1 строим на основании данных таблицы (1, стр. 40):

$$\text{при } a=10\% \quad j = 0,84$$

$$a=20\% \quad j = 0,68$$

На основании данных графика, заполняем таблицу:

a, %	14,29	18,18	25,00
P, Бар	2,1	0,6	0,1
B _{0iB}	70,2	34,4	12,4
φ	0,77	0,72	0,60
B _{0i}	29,4	11,5	2,26

3.8. Выбор конструкционного материала для выпарного аппарата.

Выбираем конструкционный материал, стойкий в среде кипящего раствора хлорида натрия в интервале изменения концентраций от 10 до 25%(5, стр. 309). В этих условиях химически стойкой является сталь марки Х18Н10Т. Скорость коррозии её менее 0,1мм/год (точечная коррозия). Коэффициент теплопроводности l = 16,4 Вт/м*К (5, стр. 101).

3.9. Расчёт поверхности теплообмена.

3.9.1. Расчёт комплексов для нахождения поверхности нагрева корпусов.

В случае равенства поверхностей обмена отдельных корпусов основное расчетное уравнение имеет вид:

$$Dc = 1/F^{4/3} S(Qi/Ai)^{4/3} + 1/FS(Qid^{ct}/l^{ct}) + 1/F^{0,3} S(Qi/B0i)^{0,3},$$

где d^{ct} = 2мм = 0,002м - толщина стенки трубок. Заполним вспомогательную таблицу:

№	(Qi/Ai) ^{4/3}	Qid ^{ct} /l ^{ct}	(Qi/B0i) ^{0,3}
1	3160,3	464,8	33,9
2	9324,1	180,7	33,8
3	15680,6	242,8	60,2
Σ	28165,1	888,2	127,8

3.9.2 Расчёт поверхности теплообмена.

Ведем в таблице:

F	1/F ^{4/3} S(Qi/Ai) ^{4/3}	1/FS(Qid ^{ct} /l ^{ct})	1/FS(Qid ^{ct} /l ^{ct})	Dc
60	119,91	14,80	32,66	167,4
70	97,63	12,68	31,02	141,3
80	81,71	11,10	29,67	122,5

90	69,83	9,87	28,53	108,2
100	60,68	8,88	27,54	97,1
110	53,44	8,07	26,68	88,2
120	47,58	7,40	25,92	80,9
130	42,77	6,83	25,24	74,8
140	38,74	6,34	24,62	69,7

На основании табличных данных строим график зависимости D_c от F , по которому определяем по известной $D_c=96,4^0 \text{ C}$ истинную $F: F = 100,7 \text{ м}^2$.

Тогда $D_1 = 18,6^0 \text{ C}$

$D_2 = 29,0^0 \text{ C}$

$D_3 = 44,8^0 \text{ C}$

Тогда $D_c=D_1+D_2+D_3= 96,4^0 \text{ C}$.

3.10. Заполнение окончательного варианта таблицы.

Давления и энтальпии были взяты из (2, стр. 17).

Таблица сошлась.

3.11. Уточнение значений W_1, W_2, W_3 .

Уточнение значений W_1, W_2, W_3 на основе величин, содержащихся в окончательном варианте таблицы (см.3.5.).

Пусть

$X_1 = h_1 - c_{k1} T_1 = 2076,9 \text{ кДж/кг}$

$X_2 = h_2 - c_{k2} T_2 = 2186,5 \text{ кДж/кг}$

$X_3 = h_3 - c_{k3} T_3 = 2278,1 \text{ кДж/кг}$

$Y_1 = t_1 - t_0 = 29,9^0 \text{ C}$

$Y_2 = t_2 - t_1 = -33,4^0 \text{ C}$

$Y_3 = t_3 - t_2 = -54,6^0 \text{ C}$

$Z_1 = i_1 - c_p t_1 = 2172,3 \text{ кДж/кг}$

$Z_2 = i_2 - c_p t_2 = 2258,6 \text{ кДж/кг}$

$Z_3 = i_3 - c_p t_3 = 2390,9 \text{ кДж/кг}$,

где C_0 – теплоёмкость исходного раствора (10 % NaCl при температуре кипения $t_0 = 101,5^0 \text{ C}$): $C_0 = 3,65 \text{ кДж/кгК}$ (4, стр.59).

По (3, стр.535) находим:

$c_{k1} = 1,005 \text{ ккал/кгК} = 4,21 \text{ кДж/кгК}$ (при $150,0^0 \text{ C}$)

$c_{k2} = 1,002 \text{ ккал/кгК} = 4,19 \text{ кДж/кгК}$ (при $118,8^0 \text{ C}$)

$c_{k3} = 1,000 \text{ ккал/кгК} = 4,19 \text{ кДж/кгК}$ (при $83,6^0 \text{ C}$)

$c_p = 4,18 \text{ кДж/кгК}$

Т.о., $W_1 = \frac{X_2 E_2}{(X_2 + c_p Y_2)} + \frac{S_0 c_0 Y_2}{(X_2 + c_p Y_2)} + Z_2 W_2 / (X_2 + c_p Y_2) = 1,1033 W_2 + 2014,7$

$W_2 = \frac{Y_3 S_0 c_0}{(X_3 + c_p Y_3 + Z_3)} + \frac{Z_3 W}{(X_3 + c_p Y_3 + Z_3)} - (c_p Y_3 + Z_3) * W_1 / (X_3 + c_p Y_3 + Z_3) = -0,4870 W_1 + 5563,0$

Решая систему уравнений, получим:

$W_1 = 5303 \text{ кг/ч}$

$W_2 = 2980 \text{ кг/ч}$

$$W_3 = 3717 \text{ кг/ч.}$$

3.12. Расчёт окончательных значений тепловых потоков:

$$Q_1 = S_0 c_0 (t_1 - t_0) + W_1 (i_1 - c_p t_1) = 20000 * 3,65 * 29,9 + 5303 * 2172,3 = 13,7 * 10^6 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_2 = (W_1 - E_1) (h_2 - c_{k2} T_2) = (5303 - 3000) * 2186,5 = 5,05 * 10^6 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_3 = W_2 (h_3 - c_{k3} T_3) = 2980,4 * 2278,1 = 6,79 * 10^6 \text{ кДж/ч.}$$

3.13. Оценка погрешности определения.

$$\text{Для } Q_1: |(Q_1 - Q_{1\text{вт}}) / Q_{1\text{вт}}| = |(13,3 - 13,7) / 13,7| = 2,9\%$$

$$Q_2: |(Q_2 - Q_{2\text{вт}}) / Q_{2\text{вт}}| = |(5,17 - 5,05) / 5,05| = 2,4\%$$

$$Q_3: |(Q_3 - Q_{3\text{вт}}) / Q_{3\text{вт}}| = |(6,95 - 6,79) / 6,79| = 2,4\%$$

Погрешность менее 5%, следовательно, считаем, что приближения сошлись.

3.14. Расход греющего пара в первом корпусе.

$$D_1 = Q_1 / (h_1 - c_{k1} T_1) = 13699720 / 2076,9 = 6596 \text{ кг/ч}$$

3.15. Выбор стандартного выпарного аппарата.

$$F_{\text{раб}} = F / y,$$

Где $y = 0,75$ - коэффициент использования.

$$F_{\text{раб}} = 100,7 / 0,75 = 134,3 \text{ м}^2.$$

Выбор стандартного выпарного аппарата (кафедральный стенд ПАХ-Та):

- .. Номинальная поверхность теплообмена 160 м^2
- .. Действительная поверхность теплообмена при диаметре трубок $38 * 2$ и $L = 4000 \text{ мм}$: 154 м^2
- .. Количество труб 361
- .. Диаметр греющей камеры $D1 = 1000 \text{ мм}$
- .. Диаметр сепаратора $D2 = 1400 \text{ мм}$
- .. Высота до брызгоотделителя $H1 = 1600 \text{ мм}$
- .. Диаметр циркуляционной трубы $D3 = 700 \text{ мм}$
- .. Диаметр и высота трубы вскипания $D4 = 700 \text{ мм}$ и $H4 = 2000 \text{ мм}$
- .. Расстояние между осями 1600 мм
- .. Расстояние между болтами на опорах $B1 = 1540 \text{ мм}$
- .. Расстояние между болтами на опорах $B2 = 1390 \text{ мм}$
- .. Высота аппарата $H = 10550 \text{ мм}$
- .. Избыточное расчётное давление: в греющей камере 3; 6; в сепараторе—0,92; 1; 3; 6.
- .. Завод изготовитель УзХимМаш.

3.16. Расчёт тепловой изоляции аппарата.

Тепловая изоляция аппарата применяется для уменьшения потерь тепла в окружающую среду и расхода греющего пара.

Расчёт толщины тепловой изоляции рассматривается при установившемся тепловом потоке $q_1 = \text{const}$, где q_1 – тепловой поток, отнесённый к единице высоты греющей камеры. При расчёте принимают, что потери в окружающую среду равны не более $Q_0 = (0,03 - 0,05) Q_1$.

Тогда $q_1 = 0,05Q_1/l$, где $l = 4\text{ м}$ – высота кипятильных труб, $Q_1 = 13,7 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч} = 3,81 \cdot 10^6 \text{ Дж/с}$.

$$q_1 = 0,05 \cdot 3,81 \cdot 10^6 / 4 = 4,76 \cdot 10^4 \text{ Дж/(с*м)}.$$

Перенос теплоты из межтрубного пространства греющей камеры в окружающую среду – многостадийный процесс.

3.16.1. Теплоперенос при конденсации греющего пара.

В межтрубном пространстве имеет место конденсация греющего пара, поэтому

$$q_1 = a_{\text{конд}} \cdot p D_{\text{вн}} (t_{\text{гп}} - q_1) = A (t_{\text{гп}} - q_1)^{3/4} \cdot p D_{\text{вн}},$$

$$a_{\text{конд}} = 2,035 A' (r_{\text{гп}} / l)^{1/4} \cdot (t_{\text{гп}} - q_1)^{-1/4};$$

$$A = 2,035 A' (r_{\text{гп}} / l)^{1/4},$$

$A' = (l_{\text{конд}} 3r_{\text{конд}} / 2m_{\text{конд}})^{1/4}$, где $l_{\text{конд}}$, $r_{\text{конд}}$, $m_{\text{конд}}$ – физические параметры конденсата греющего пара, причём A' – табулирован (8, стр.40), выбираем $A' = 196$ при температуре 150^0 С .

$r_{\text{гп}} = 2120 \text{ кДж/кг}$ – теплота парообразования греющего пара при температуре 150^0 С .

$$\text{Т.о., } A = 10,8 \cdot 10^3$$

$D_{\text{вн}} = 1\text{ м}$ – внутренний диаметр стенок греющей камеры.

3.16.2. Теплоперенос через стенку греющей камеры и слой изоляционного материала.

Стационарный теплоперенос теплопроводностью через стенку греющей камеры и слой изоляционного материала представляется как

$$q_1 = p(q_1 - q_2) / ((1/2l_{\text{ст}} \ln(D^*)_{\text{н}} / D_{\text{вн}}),$$

$$q_1 = p(q_2 - q_3) / ((1/2l_{\text{из}} \ln(D^*)_{\text{из}} / D_{\text{н}}),$$

где q_1 , q_2 , q_3 – температуры внутренней стенки, стенки между изоляционным материалом и стенкой, наружной поверхности изоляционного материала;

$q_3 = 40^0 \text{ С}$ – выбирается исходя из условий безопасности обслуживания установки.

$l_{\text{ст}}$, $l_{\text{из}}$ – теплопроводность стенки греющей камеры и изоляционного материала:

$$l_{\text{ст}} = 16,4 \text{ Вт/мК}$$

$l_{\text{из}} = 0,0098 \text{ Вт/мК}$ – теплопроводность для совелита – 85% магнезии и 15% асбеста (8, стр.44).

$D_{\text{н}} = 1,020 \text{ м}$ – наружный диаметр стенок греющей камеры

$D_{\text{из}}$ – наружный диаметр изоляции.

3.16.3. Теплоперенос от наружной поверхности изоляции в окружающую среду.

$$q_1 = a_i (q_3 - t_{\text{ср}}) p D_{\text{из}},$$

где $t_{\text{ср}} = 20,3^0 \text{ С}$ – температура окружающей среды,

a_0 - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающей среде, который складывается из коэффициентов теплоотдачи за счёт естественной конвекции (a_0') и за счёт излучения (a_0'').

$$a_0 = a_0' + a_0'',$$

$$\text{где } a_0'' = c(((273+q_3)/100)^4 - ((273+t_{cp})/100)^4) / (q_3-t_{cp})$$

$c = \epsilon C_\chi$ - константа излучения, зависящая от рода материала и состояния поверхности излучения:

$$.43); .8, \text{ стр(поверхности изоляции степень чёрноты- } \epsilon=0,96$$

$C_\chi = 5,7 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$ - коэффициент излучения абсолютно чёрного тела,

$$c = 0,96 * 5,7 = 5,5 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$$

$$\text{Тогда } a_0'' = 5,5(96,0 - 74,0)/19,7 = 6,1 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

$$a_0' = N * ((q_3 - t_{cp}) / D_{из}^m)^n$$

Найдём произведение критериев Прандтля и Грасгофа $Gr * Pr$:

Критерий Прандтля для воздуха в диапазоне температур 10-500⁰ С при атмосферном давлении остаётся практически постоянным и равным 0,722.

Критерий Грасгофа $Gr = g D_{из}^3$ где $b = 1/(273+30,2) = 0,0033$ - коэффициент объёмного расширения воздуха, $n = m/r = 0,014 * 10^{-3} \text{ м}^2$ кинематическая вязкости воздуха при температуре 30,2 -/с⁰ С, $m = 0,018 * 10^{-3} \text{ Н*с/м}^2$ динамическая вязкость воздуха при температуре 30,2 -⁰ г = 1,2928 кг/м С (9, стр. 107);³ плотность воздуха при тех же условиях (9, стр.33), $l = 4 \text{ м}$.

Для определения величины критерия Грасгофа необходимо располагать значением $D_{из}$, который, собственно, является искомым в проводимом расчёте. Однако для расчёта не требуется точного значения произведения $Gr * Pr$ и достаточно лишь располагать порядком этой величины. В связи с этим в выражения для критерия Грасгофа вместо $D_{из}$ можно подставить значение наружного диаметра корпуса аппарата $D_n = 1,020 \text{ м}$.

Тогда критерий Грасгофа $Gr = 9,81 * (1,020)^3 * 0,014 * 10 * (0,0033 * (40 - 20,3))^{-3} = 3,4 * 10^{10}$.

$$\text{Произведение критериев Прандтля и Грасгофа } Gr * Pr = 2,4 * 10^9.$$

Т.к. произведение критериев Прандтля и Грасгофа $(Gr * Pr) > 2 * 10^7$, то $n = 1/3$; $m = 0$; $N = 1,450$ (1, стр.20).

$$\text{Тогда } a_0' = 1,450 * (40 - 20,3)^{0,33} = 3,9 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

$$\text{Следовательно, } a_0 = a_0' + a_0'' = 3,9 + 6,1 = 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

3.16.4. Расчёт толщины изоляции.

Толщину тепловой изоляции находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции от поверхности изоляции в окружающую среду:

$$a_0 (q_3 - t_{cp}) = (l_{из} / d_{из} .))(q_2 - q_3$$

θ Причём q_2 - температура наружной поверхности аппарата, ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с

термическим сопротивлением слоя изоляции λ_2 принимают равной температуре греющего пара 150°C .

Тогда $d_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} (q_2 - q_3) / \alpha_0 (q_3 - t_{\text{ср}}) = 0,098 * (150 - 40) / 10(40 - 20,3) = 0,055\text{м}$
 $= 55\text{мм}$

Принимаем толщину тепловой изоляции $0,055\text{м}$ и для других корпусов.

Задания

Задание 1. Изучить краткие теоретические сведения, произвести расчеты.

Задание 2. Ответить на контрольные вопросы.

РАБОТА №4

РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Цель работы: овладеть методикой расчета широко распространенных рекуперативных теплообменников, определение тепловой нагрузки. На основании проведенных расчетов выбрать материал для трубок и корпуса теплообменного аппарата, а также толщину стенок корпуса и трубок.

Вопросы для подготовки

1. На какие группы можно разделить теплообменные аппараты.
2. Почему невыгодно использовать кожухотрубный аппарат для теплообмена между двумя жидкостями.
3. Назовите наиболее компактные теплообменные аппараты.
4. Из каких разделов состоит проектный расчет теплообменного аппарата.
5. С какой целью выполняют проверочный расчет теплообменника.

Краткие теоретические сведения

Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый теплообменник для теплообмена между двумя водно-органическими растворами. Горячий раствор в количестве $G_1=6,0$ кг/с охлаждается от $t_{1н}=112,5$ °C до $t_{1к}=40$ °C. Начальная температура холодного раствора ($G_2=21,8$ кг/с) равна $t_{2н}=20$ °C. Оба раствора -- коррозионно-активные жидкости с физико-химическими свойствами, близкими к свойствам воды. Горячая жидкость при средней температуре $t_1=76,3$ °C имеет следующие физико-химические характеристики: $\rho_1=986$ кг/м³; $\lambda_1=0.662$ Вт/(м*К); $\mu_1=0.00054$ Па*с;

$$c_1 = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Расчет теплообменника проводят последовательно в соответствии с общей блок-схемой (см. рис. 2.2).

- Определение тепловой нагрузки:

$$Q = 6,0 \cdot 4190 (112,5 - 40) = 1\,822\,650 \text{ Вт}.$$

- Определение конечной температуры холодного раствора из уравнения теплового баланса:

$$t_{2к} = t_{2н} + Q/(G_2 C_2) = 20 + 1\,822\,650 / (21,8 \cdot 4180) = 40,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

где 4180 Дж/(кг·K) -- теплоемкость c_2 холодного раствора при его средней температуре $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Остальные физико-химические свойства холодной жидкости при этой температуре: $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_2 = 0,618 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\mu_2 = 0,000804 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

- Определение среднелогарифмической разности температур:

$$t_{\text{ср лог}} = [(112,5 - 40) - (40 - 20)] / \ln(72,5/20) = 40,8 \text{ град}.$$

- Ориентировочный выбор теплообменника. Решение вопроса о том, какой теплоноситель направить в трубное пространство, обусловлено его температурой, давлением, коррозионной активностью, способностью загрязнять поверхности теплообмена, расходом и др. В рассматриваемом примере в трубное пространство с меньшим проходным сечением (см. параметры многоходовых теплообменников в табл. 1.3) целесообразно направить теплоноситель с меньшим расходом, т. е. горячий раствор. Это позволит выровнять скорости движения теплоносителей и соответствующие коэффициенты теплоотдачи, увеличивая таким образом коэффициент теплопередачи. Кроме того, направляя поток холодной жидкости в межтрубное пространство, можно отказаться от теплоизоляции кожуха теплообменника.

Примем ориентировочное значение $Re_{1\text{оп}} = 15\,000$, что соответствует развитому турбулентному режиму течения в трубах. Очевидно, такой режим возможен в теплообменнике, у которого число труб, приходящееся на один ход, равно:

$$\text{для труб диаметром } d_H = 20 \times 2 \text{ мм} \\ \frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d Re_{\text{оп}} \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,016 \cdot 15000 \cdot 0,00054} = 59$$

$$\text{для труб диаметром } d_H = 25 \times 2 \text{ мм} \\ \frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d Re_{\text{оп}} \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,021 \cdot 15000 \cdot 0,00054} = 45$$

Поскольку в данном примере свойства теплоносителей мало отличаются от свойств воды, примем минимальное ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, соответствующее турбулентному течению (см. табл. 1.1): $K_{\text{оп}} = 800 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$. При этом ориентировочное значение поверхности теплообмена составит

$$F_{\text{оп}} = 1\,822\,650 / (40,8 \cdot 800) = 55,8 \text{ м}^2.$$

Как видно из табл. 2.3, теплообменники с близкой поверхностью имеют диаметр кожуха 600--800 мм. При этом только многоходовые аппараты с числом ходов $z=4$ или 6 имеют соотношения n/z , близкие к 50.

В многоходовых теплообменниках средняя движущая сила несколько меньше, чем в одноходовых, вследствие возникновения смешанного взаимного направления движения теплоносителей. Поправку для среднелогарифмической разности температур определим по уравнению (1.7):

$$P = (40 - 20)/(112,5 - 20) = 0,216$$

;

$$R = (112,5 - 40)/(40 - 20) = 3,625 \quad \eta = \sqrt{3,625^2 + 1} = 3,76$$

$$\delta = (3,625 - 1)/\ln((1 - 0,216)/(1 - 3,625 \cdot 0,216)) = 2,044$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\frac{3,76}{2,044}}{\ln[2 - 0,216(1 + 3,625 - 3,76)] / [2 - 0,216(1 + 3,625 + 3,76)]} = 0,813$$

$$t_{cp} = 40,8 \cdot 0,813 = 33,2 \text{ град.}$$

С учетом поправки ориентировочная поверхность составит:

$$F_{op} = 1\,822\,650 / (33,20 \cdot 800) = 68,7 \text{ м}^2.$$

Теперь целесообразно провести уточненный расчет следующих вариантов (см. табл. 2.3):

$$1K: D=600 \text{ мм}; d_H = 25 \times 2 \text{ мм}; z=4; n/z=206/4=51,5;$$

$$2K: D = 600 \text{ мм}; d_H = 20 \times 2 \text{ мм}; z=6; n/z = 316/6 = 52,7;$$

$$3K: D=800 \text{ мм}; d_H = 25 \times 2 \text{ мм}; z=6; n/z = 384/6=64,0.$$

5. Уточненный расчет поверхности теплопередачи.

Вариант 1К:

$$Re_1 = \frac{4G_1}{\pi d \left(\frac{n}{z}\right) \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,021 \cdot 51,5 \cdot 0,00054} = 13,081$$

Pr =

$$c_1 \cdot \mu_1 / \lambda_1 = (4190 \cdot 0,00054) / 0,662 = 3,42$$

В соответствии с формулой (2.12) коэффициент теплоотдачи к жидкости, движущейся по трубам турбулентно, равен:

$$\frac{0,662}{0,021} \cdot 0,023 \cdot (13081)^{0,8} \cdot (3,42)^{0,4} = 2330$$

$$\alpha_1 = Wt / (m^2 \cdot K).$$

Поправкой $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ здесь можно пренебречь, так как разность температур t , и t_{cm1} не велика (менее $t_{cp} = 33,2$ град).

Площадь сечения потока в межтрубном пространстве между перегородками (см. табл. 2.3):

$$S_{мтр} = 0,045 \text{ м}^2; \text{ тогда}$$

$$Re_2 = 21,8 \cdot 0,025 / (0,045 \cdot 0,000804) = 15\,064;$$

$$R_{Г2} = 4180 \cdot 0,000804 / 0,618 = 5,44.$$

В соответствии с формулой (2.16) коэффициент теплоотдачи к жидкости, движущейся в межтрубном пространстве, составит:

$$\alpha_2 = (0,618 / 0,025) \cdot 0,24 \cdot (15064)^{0,6} - (5,44)^{0,36} = 3505 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Оба теплоносителя -- мало концентрированные водные растворы; поэтому в соответствии с табл. 2.2 примем термические сопротивления загрязнений одинаковыми, равными $r_{31} = r_{32} = 1/2900 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Повышенная коррозионная активность этих жидкостей диктует выбор нержавеющей стали в качестве материала труб. Теплопроводность нержавеющей стали примем равной $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений равна

$$r_{д/л} = 0,002 / 17,5 + 1/2900 + 1/2900 = 0,000804 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = 1 / (1/2330 + 1/3505 + 0,000804) = 659 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемая поверхность составит

$$F = 1822650 / (33,2 \cdot 659) = 83,4 \text{ м}^2.$$

Из табл. 2.3 следует, что из выбранного ряда подходит теплообменник с трубами длиной 6,0 м и номинальной поверхностью $F_1^{\wedge} = 97 \text{ м}^2$. При этом запас

$$\eta = (97 - 83,4) \cdot 100 / 83,4 = 16,4\%.$$

Масса теплообменника (см. табл. 2.8) $M_{1к} = 3130 \text{ кг}$.

Вариант 2К. Аналогичный расчет дает следующие результаты: $Re_1 = 16770$, $\alpha_1 = 3720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $Re_2 = 11308$, $\alpha_2 = 3687 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $K = 744 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. F

$= 74,1 \text{ м}^2$. Из табл. 2.3 следует, что теплообменник длиной 4,0 м имеет недостаточный запас поверхности ($\eta < 10\%$), поэтому для данной задачи он непригоден. Теплообменник длиной 6,0 м, поверхностью 119 м^2 , не имеет преимуществ по сравнению с вариантом 1К, так как при большей массе ($M_{2к} = 3380 \text{ кг}$) он заведомо будет иметь большее гидравлическое сопротивление.

Вариант 3К. Результаты расчета: $Re_1 = 10540$, $\alpha_1 = 1985 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

$Re_2 = 9694$, $\alpha_2 = 2707 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $K = 596 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $F = 92,4 \text{ м}^2$. Из табл. 2.3 следует, что теплообменник с трубами длиной 4,0 м, номинальной поверхностью $F_{3к} = 121 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\eta = 30,9\%$. Его масса

$M_{3к} = 3950 \text{ кг}$ больше, чем в варианте 1К, однако в полтора раза меньшая длина l_c^* труб выгодно отличает его от варианта 1К. Помимо большей компактности такой теплообменник должен иметь меньшее гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве. Стремясь получить еще меньшую длину труб, целесообразно рассмотреть дополнительный вариант -- 4К

Вариант 4К. $D = 800 \text{ мм}$, $d_H = 20 \times 2 \text{ мм}$, $z = 6$, $n/z = 618/6 = 103$.

Результаты расчета: $Re_1 = 8560$, $\alpha_1 = 2030 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $Re_2 = 7754$,

$$\alpha_2 = 2941 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$K = 611 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), F = 90,3 \text{ м}^2.$$

Из табл. I Приложения видно, что теплообменник с трубами длиной 3,0 м, номинальной поверхностью $F_{4К} = 116 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\eta = 28,5\%$. Его масса $M_{4К} = 3550 \text{ кг}$, что на 400 кг меньше, чем в варианте 3К.

Дальнейшее сопоставление трех конкурентоспособных вариантов (1К, 3К и 4К) проводят по гидравлическому сопротивлению.

Задания

Задание 1. Произвести тепловой конструкторский расчет кожухотрубного и пластинчатого теплообменного аппарата, подключенного по схеме противотока при следующих данных: Производительность $Q = 105 \text{ МВт}$ Начальная температура греющей воды $t_{C'01} = 160$ Конечная температура греющей воды $t_{C''01} = 98$ Начальная температура нагреваемой воды $t_{C'02} = 5$ Конечную температуру нагреваемой воды задать самостоятельно.

РАБОТА №5 РАСЧЕТ БАРАБАННОЙ СУШИЛКИ

Цель работы: овладеть методикой расчета барабанной сушилки и ее выбором в зависимости от требований технологического процесса.

Краткие теоретические сведения

Барабанные сушильные установки непрерывного действия применяются для сушки кусковых, кристаллических и зерновых материалов сушильным агентом. Последним могут служить топочные газы, получаемые от сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива в смеси с воздухом, или воздух, предварительно нагретый в калорифере.

Принципиальная схема противоточной барабанной сушильной установки представлена на рис.1.

Основным аппаратом является наклонно установленный вращающийся цилиндрический барабан БС, на корпус которого надеты два бандаж и зубчатый венец. Наклонное положение его – $(0,5-6^\circ \text{ к горизонту})$ – необходимо для облегчения перемещения материала по барабану. Бандажами барабан опирается на свободно вращающиеся ролики, установленные на рамках опорной и опорно-упорной станций. Два упорных ролика, установленные на раме опорно-упорной станции, ограничивают осевое смещение барабана.

Барабан вращается вокруг своей оси со скоростью 1-8 об/мин. Внутри корпуса в зависимости от свойств высушиваемого материала устанавливаются различные насадки, способствующие равномерному распределению материала по сечению барабана и интенсивному перемешиванию его в процессе сушки. Благодаря развитой поверхности соприкосновения сушильного агента с материалом, обеспечивается интенсивный тепло- и массообмен.

Влажный материал из бункера Б1 с помощью дозатора Д подаётся во вращающийся сушильный барабан БС. Противотоком материалу в сушилку подаётся сушильный агент – воздух, нагретый предварительно в паровом пластинчатом калорифере К. Со стороны выхода воздуха располагают циклон Ц для очистки воздуха от пыли и вентилятор В, с помощью которого осуществляется транспортировка сушильного агента через сушильную установку. Вытяжной вентилятор, обычно, устанавливают за циклоном, так как при этом его ротор защищается от износа частицами высушенного материала. После циклона производится дополнительное мокрое пылеулавливание в аппарате мокрой очистки МП. Водная суспензия из аппарата мокрой очистки поступает в отстойник О, где отстаивается. Осадок из отстойника направляется в сушильный барабан. Высушенный материал из барабана поступает в промежуточный бункер Б2, а из него на ленточный транспортёр ЛТ.

Целью расчёта сушильной установки является определение размеров сушильного барабана, расчёт и выбор вспомогательного оборудования, входящего в технологическую схему установки, расчёт материальных потоков, затрат тепла и энергии.

Рассчитать барабанную сушильную установку непрерывного действия с подъёмно-лопастными перевалочными устройствами для сушки сернокислого аммония воздухом, подогретым в калорифере, при следующих условиях:

1. Производительность установки по влажному материалу $G_1 = 10000$ кг/час;
2. Начальная влажность материала $W_1 = 12$ %;
3. Конечная влажность материала $W_2 = 2$ %;
4. Размер кусков материала $d = 0-3$ мм;
5. Температура воздуха на входе в сушилку t_1 C;°= 140
6. Температура воздуха на выходе из сушилки t_2 C;°= 60
7. Температура материала до сушки t_1 C;°= 18
8. Температура материала после сушки t_2 C;°= 60
9. Уд. потери тепла в окружающую среду $q_n = 22,6$ кДж/кг;
10. Давление греющего пара, обогревающего калорифер $P_{г. п.} = 0,7$ МПа;
11. Место строительства – Луганская обл.;
12. Сушилка противоточная;
13. Барометрическое давление 745 мм.рт.ст.

1 Технологический расчёт сушилки

1. Определяем количество влаги W :]1[, испаряемой в сушилке

$$W = G_1 \times \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}, \text{кг/с}$$

$$W = \frac{10000}{3600} \times \frac{12 - 2}{100 - 2} = 0,275 \text{кг/с}$$

2. Производительность сушилки по высушенному материалу, G_2 , составляет:

$$G_2 = G_1 - W, \text{ кг/с}$$

$$G_2 = 2,7 - 0,275 = 1,995 \text{ кг/с}$$

3. Удельный расход тепла на нагревание высушенного материала, q_m , равен:

$$q_m = \frac{G_2 \times C_2 \times (\theta_2 - \theta_1)}{W}, \text{ Дж/кг}$$

где C_2 К (прил. 1); – теплоёмкость высушенного материала, Дж/(кг

C_2 К); – 965 Дж/(кг

θ_1 и θ_2 $^{\circ}\text{C}$ – начальная и конечная температура материала,

Удельную теплоёмкость химического соединения при отсутствии экспериментальных данных можно ориентировочно рассчитать по уравнению:

$$M \times C = n_1 \times C_1 + n_2 \times C_2 + \dots,$$

где M – молекулярная масса химического соединения;

C К); – его массовая удельная теплоёмкость, Дж/(кг

n_1, n_2, \dots - число атомов элементов, входящих в соединение;

C_1, C_2, \dots [Дж/(кг·К)], значения которых приведены в табл. 1.1, \dots - атомные теплоёмкости, Дж/(кг·атом

Таблица 1.1. –

Элемент	К)·Атомная теплоёмкость элементов для химических соединений кДж/(кг·атом	
	В твёрдом состоянии	В жидком состоянии
С	7,5	11,7
Н	9,6	18,0
В	11,3	19,7
Si	15,9	24,3
О	16,8	25,1
F	20,95	29,3
P	22,6	31,0
S	22,6	31,0
Остальные	26,0	33,5

$$q_m = \frac{1,995 \times 965 \times (60 - 18)}{0,275} = 294000 \text{ Дж/кг}$$

4. , учитывая, что в сушилке отсутствуют транспортные устройства и не производится дополнительный подвод тепла в сушилку: Δ Определяем величину внутреннего баланса сушильной камеры,

$$D = C_B \theta_1 - (q_m + q_n), \text{ Дж/кг}$$

где C_B θ_1 (т.е. это теплоемкость воды при температуре θ_1 -- удельная теплоёмкость влаги, удаляемой из материала, Дж/(кг \cdot К)).

$$D = 4190 \cdot 8 - (294000 + 22600) = -195980 \text{ Дж/кг}$$

Дальнейший расчёт производится отдельно для летних и зимних условий.

1.5 Летние условия.

Средние параметры наружного воздуха для Одессы (в летнее время): температура t_0 $^{\circ}\text{C}$ и относительная влажность $\phi = 22,2_0 = 59\%$ (прил. 2).

На I - x – диаграмме (рис. 2) находим точку A , характеризующую состояние наружного воздуха, и определяем его параметры – влагосодержание, x_0 , и энтальпию, I_0 :

$$x_0 = 0,01 \text{ кг/кг сухого воздуха};$$

$$I_0 = 48700 \text{ Дж/кг сухого воздуха.}$$

Проводим из точки A вертикаль $x_0 = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_1 $^{\circ}\text{C}$ в точке B , определяющей состояние воздуха на входе в сушилку:

$$x_1 = x_0 = 0,01 \text{ кг/кг сухого воздуха};$$

$$I_1 = 172^3 \text{ Дж/кг сухого воздуха.}$$

Из точки B проводим линию теоретического процесса сушки $I_1 = \text{const}$. На этой линии берём произвольную точку e и проводим из неё горизонталь до пересечения в точке f с линией $x_0 = x_1 = \text{const}$. Длина отрезка $ef = 37$ мм.

Определяем отношение масштабов I - x – диаграммы:

$$m = \frac{m_I}{m_x} = \frac{13793}{0,00066667} = 2069 \cdot 10^3$$

и находим длину отрезка eE :

$$eE = ef \cdot \frac{D}{m}, \text{ мм}$$

$$eE = 37 \cdot \frac{-195980}{2069 \cdot 10^3} = -3,5 \text{ мм}$$

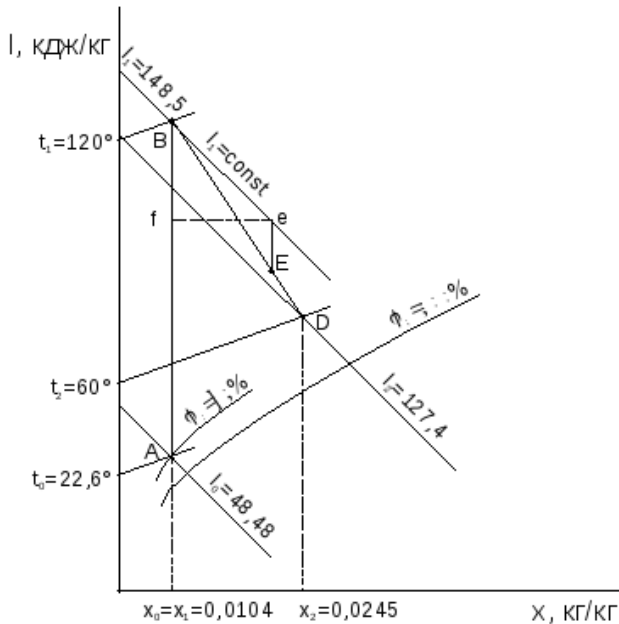


Рисунок 2. – Изображение процесса сушки на $I - x$ диаграмме (летние условия).

Откладываем отрезок eE из точки e вниз (так как он отрицателен) и через точки B и E проводим прямую до пересечения с изотермой t_2 в точке D , характеризующей состояние воздуха на выходе из сушилки:

$$x_2 = 0,04 \text{ кг/кг сухого воздуха;}$$

$$I_2 = 10 \cdot 163^3 \text{ Дж/кг сухого воздуха.}$$

Определяем удельный расход воздуха, l , по формуле:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0}, \text{кг/кг} \quad (7)$$

$$l = \frac{1}{0,04 - 0,01} = 33,3 \text{ кг/кг}$$

Расход сухого воздуха на сушку, L , составляет:

$$L = l \cdot W, \text{кг/с} \quad (8)$$

$$L = 33,3 \cdot 0,275 = 9,16 \text{ кг/с}$$

Расход влажного воздуха, поступающего в калорифер, $L_{\text{вл.о}}$:

$$L_{\text{вл.о}} = L(1 + x_0), \text{кг/с} \quad (9)$$

$$L_{\text{вл.о}} = 9,16 \cdot (1 + 0,01) = 9,25 \text{ кг/с}$$

Расход влажного воздуха, выходящего из сушилки, $L_{\text{вл.2}}$:

$$L_{\text{вл.2}} = L(1 + x_2), \text{кг/с} \quad (10)$$

$$L_{\text{вл.2}} = 9,16 \cdot (1 + 0,04) = 9,53 \text{ кг/с}$$

Находим объемный расход воздуха:

$$V_{\text{вл.}} = \frac{L_{\text{вл.}}}{\rho_{\text{вл.}}}, \text{м}^3/\text{с}$$

где $\rho_{\text{вл.}}$ – плотность влажного воздуха определяем по формуле

$$\rho_{\text{вл.}} = \frac{P - 0,378 \cdot \varphi \cdot P_H}{287 \cdot T}, \text{кг/м}^3$$

где P – общее давление, Па;

– относительная влажность; φ

P_H – давление насыщенного водяного пара при данной температуре, Па. Нужно учесть, что если температура влажного воздуха выше температуры насыщения водяного пара при общем давлении P , то $P_H = P$;

T – температура воздуха, К.

Объёмный расход влажного наружного воздуха, поступающего в калорифер, $V_{\text{вл. о}}$:

$$V_{\text{вл. о}} = \frac{L_{\text{вл. о}}}{\rho_{\text{вл. о}}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (11)$$

где $\rho_{\text{вл. о}}$ – плотность влажного наружного воздуха, поступающего в калорифер, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$\rho_{\text{вл. о}}$ определяем:

$$\rho_{\text{вл. о}} = \frac{P - 0,378 \cdot \varphi_0 \cdot P_{H0}}{287 \cdot T_0}, \text{ кг}/\text{м}^3 \quad (12),$$

где P – общее давление, Па ($P = 745$ мм рт. ст., переводим в Па);

φ_0 – относительная влажность наружного воздуха;

P_{H0} – давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха t_0 , Па. Значение P_{H0} ;]2; табл. LVI[можно найти в литературе

$$P_{H0} = 0,029 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 2775 \text{ Па};$$

T_0 – температура наружного воздуха, К.

$$\rho_{\text{вл. о}} = \frac{745 \cdot 33,3 - 0,378 \cdot 0,59 \cdot 2775}{287 \cdot (22,2 + 273)} = 1,16 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Тогда

$$V_{\text{вл. о}} = \frac{9,25}{1,16} = 7,97 \text{ м}^3/\text{с}$$

Объёмный расход влажного воздуха на выходе из калорифера $V_{\text{вл. 1}}$, рассчитываем аналогично, принимая температуру воздуха равной t_1 , а относительную влажность φ_1 определяем по формуле:

$$\varphi_1 = \frac{j_0 \cdot P_{H0}}{P_{\text{max}}} \quad (13)$$

где P_{max} – барометрическое давление, равное 745 мм рт. ст., т.к. $t_1 > t_{\text{нас}} = 99,4$

$$\varphi_1 = \frac{0,59 \cdot 2775}{745 \cdot 33,3} = 0,016 = 1,6 \%$$

$$V_{\text{вл. 1}} = \frac{L_{\text{вл. о}}}{\rho_{\text{вл. 1}}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\rho_{\text{вл. 1}}$ – плотность воздуха на выходе из калорифера. Рассчитываем аналогично $\rho_{\text{вл. о}}$, но в этом случае, поскольку температура влажного воздуха выше температуры насыщения водяного пара при общем барометрическом давлении $P = 745$ мм.рт.ст. (т.е. $t_1 = 140 > t_{\text{нас}} = 99,4$ °С), то давление насыщенного водяного пара при температуре $140 = 99,4$

$$\rho_{\text{вл.1}} = \frac{745 \times 33,3 - 0,378 \times 0,016 \times (745 \times 33,3)}{287 \times (140 + 273)} = 0,83 \text{ кг/м}^3$$

Тогда

$$V_{\text{вл.1}} = \frac{9,25}{0,83} = 11,15 \text{ м}^3/\text{с}$$

Объёмный расход влажного воздуха на выходе из сушильного барабана, $V_{\text{вл.2}}$, рассчитываем при температуре воздуха t_2 °С и относительной влажности $\phi = 60\% = 0,6$.

$$V_{\text{вл.2}} = \frac{L_{\text{вл.2}}}{\rho_{\text{вл.2}}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\rho_{\text{вл.2}} = 1,037 \text{ кг/м}^3$ при t_2 °С, рассчитываем аналогично $\rho_{\text{вл.1}}$.

$$V_{\text{вл.2}} = \frac{9,53}{1,033} = 9,22 \text{ м}^3/\text{с}$$

Удельный расход тепла на нагревание воздуха в калорифере, q , равен:

$$q = l(I_1 - I_0), \text{ Дж/кг} \quad (14)$$

$$q = 33,3 \times (172 - 48,7) \times 10^3 = 4106000 \text{ Дж/кг}$$

Расход тепла на сушку, Q , составляет:

$$Q = q \times W, \text{ Вт} \quad (15)$$

$$Q = 4106000 \times 0,275 = 1129000 \text{ Вт}$$

1.6 Зимние условия.

Находим параметры наружного воздуха для зимних условий (прил. 2): t_0 °С, $\phi = -7,0\% = 0,059$. Влагосодержание и теплосодержание наружного воздуха в точке А лучше определить аналитически, так как при отрицательных температурах воздуха определение их по диаграмме затруднительно и ошибочно.

Влагосодержание наружного воздуха x_0 , определим по формуле:

$$x_0 = 0,622 \times \frac{j_0' \times P'_{H0}}{P - j_0' \times P'_{H0}}, \text{ кг/кг} \quad (16)$$

где P'_{H0} – давление насыщенного водяного пара при температуре t'_0 , Па;

P – общее давление, Па ($P = 745 \text{ мм рт. ст.}$)

Значения P'_{H0} приведены в табл. 1.2

Таблица 1.2. –

t °С,	P_H , мм рт. ст.	t °С,	P_H , мм рт. ст.	t °С,	P_H , мм рт. ст.
-1	4,216	-8	2,321	-15	1,238
-2	3,879	-9	2,125	-16	1,128
-3	3,566	-10	1,946	-17	1,027
-4	3,276	-11	1,78	-18	0,935

-5	3,008	-12	1,627	-19	0,85
-6	2,761	-13	1,486	-20	0,772
-7	2,532	-14	1,357	-30	0,284

При t'_0 $C^\circ = -7,0$ $P'_{H0} = 2,532$ мм рт. ст. = 337,5 Па

$$x'_0 = 0,622 \times \frac{0,59 \times 37,5}{745 \times 33,3 - 0,59 \times 37,5} = 0,002 \text{ кг/кг}$$

Энтальпию наружного воздуха, I'_0 : [1], определяем по формуле

$$I'_0 = (1000 + 1,97 \times 10^3 \times x'_0) \times x'_0 + 2493 \times 10^3 \times x'_0, \text{ Дж/кг} \quad (17)$$

$$I'_0 = (1000 + 1,97 \times 10^3 \times 0,002) \times (-7,0) + 2493 \times 10^3 \times 0,002 = -2041,72 \text{ Дж/кг}$$

Произведя аналогичное предыдущему построению процесса на I - x диаграмме, получим: $x'_1 = x'_0 = 0,002$ кг/кг сухого воздуха.

$$I'_1 = 145000 \text{ Дж/кг сухого воздуха,}$$

$$x_2 = 0,028 \text{ кг/кг сухого воздуха,}$$

$$I'_2 = 127000 \text{ Дж/кг сухого воздуха.}$$

Соответственно удельный и общий расходы сухого воздуха на сушку в зимних условиях составят:

$$l' = 38,46 \text{ кг/кг } L' = 10,58 \text{ кг/кг}$$

Расход влажного воздуха, поступающего в калорифер,

$$L'_{\text{вл.0}} = 10,6 \text{ кг/с.}$$

Расход влажного воздуха, выходящего из сушилки, $L'_{\text{вл.2}} = 10,88 \text{ кг/с.}$

Объёмные расходы влажного воздуха: $V'_{\text{вл.0}} = 8,22 \text{ м}^3/\text{с};$

$$V'_{\text{вл.1}} = 12,77 \text{ м}^3/\text{с}; V'_{\text{вл.2}} = 10,53 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Удельный и общий расходы тепла в этих условиях будут:

$$q' = 5655235 \text{ Дж/кг и } Q' = 1555190 \text{ Вт.}$$

Сопоставляя полученные значения для летних и зимних условий заметим, что в зимних условиях расход тепла больше, чем в летних, а расход воздуха несколько больше в летних условиях, чем в зимних.

1.7 Расчёт размеров барабана и мощности, необходимой на вращение барабанной сушилки.

Определяем объём барабана, V_6 , по формуле:

$$V_6 = \frac{W}{A}, \text{ м}^3 \quad (18)$$

где A – напряжение барабана по влаге, кг/($\text{м}^3\text{ч}$) (прил. 1).

W – количество влаги, испаряемой в сушилке, кг/ч.

Приняв $A = 11 \text{ кг}/(\text{м}^3\text{ч})$, получаем:

$$V_6 = \frac{0,275 \times 600}{10} = 99 \text{ м}^3$$

Отношение длины барабана к его диаметру обычно принимается $L_6:D_6 = (5-7)$ [1,12].

Принимая отношение длины барабана к его диаметру $L_6:D_6 = 6$, определяем диаметр барабана D_6 :

$$V_6 = \frac{\pi \times D_6^2}{4} \times L_6 = 0,785 \times D_6^2 \times 6D_6 = 4,71 \times D_6^3, \text{ м}^3 \quad (19)$$

Откуда:

$$D_6 = \sqrt[3]{\frac{V_6}{4,71}} = \sqrt[3]{\frac{99}{4,71}} = 2,762 \text{ м}$$

Принимаем диаметр барабана $D_6 = 2,8$ м (прил. 7). Наружный диаметр барабана $D_{H6} = D + 2b$, м (20)

где b – толщина стенки барабана, м; $b = 0,02$ м (прил.7). Тогда

$$D_{H6} = 2,8 + 2 \cdot 0,02 = 2,84 \text{ м}$$

Уточняем объём барабана:

$$V_6 = 4,71 \cdot D_6^3 = 4,71 \cdot 2,8^3 = 103,4 \text{ м}^3$$

Площадь его сечения:

$$F_6 = 0,785 \cdot D_6^2, \text{ м}^2 \quad (21)$$

$$F_{6M} = 0,785 \cdot 2,8^2 = 6,15 \text{ м}^2$$

Длина барабана, L_6 , составляет:

$$L_6 = \frac{V_6}{F_6}, \text{ м} \quad (22)$$

$$L_6 = \frac{103,4}{6,15} = 16,81 \text{ м}$$

Принимаем $L_6 = 20$ м (прил. 7).

Находим среднюю массу материала, проходящую через барабан, G_{cp} :

$$G_{cp} = \frac{G_1 + G_2}{2}, \text{ кг/с} \quad (23)$$

$$G_{cp} = \frac{2,7 + 1,995}{2} = 2,35 \text{ кг/с}$$

Определяем время пребывания материала в барабане,

$$\tau = \frac{V_6 \cdot \rho_n \cdot \psi}{G_{cp}}, \text{ с} \quad (24)$$

где ρ_n – насыпная масса материала, кг/м³ (ρ (прил. 1); $\rho_n = 800$ кг/м³

0,25 [12]. $\psi = 0,1$ – степень заполнения барабана; ψ

$= 0,2$, тогда: ψ Принимаем

$$t = \frac{103,4 \cdot 800 \cdot 0,2}{2,35} = 7040 \text{ с}$$

[12]. α , не должен превышать 6α Угол наклона барабана к горизонту,

0,052) и определяем число оборотов барабана, $n \cong \alpha$ ($\text{tg } \alpha = 3\alpha$ Принимаем угол на-

клона n , по формуле:

$$n = \frac{L_6}{a \cdot D_6 \cdot \text{tg } \alpha}, 1/\text{с} \quad (25)$$

где a – коэффициент, зависящий от вида насадки и диаметра барабана (табл.

1.3

$$n = \frac{20}{1,2 \cdot 2800 \cdot 0,052} = 0,016 \frac{1}{\text{с}}$$

Таблица 1.3. –

Насадка	Значения a при диаметре барабана, мм				
	1200	1600	2000	2400	2800
Подъёмно-лопастная	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Полочная	0,6	0,5	0,43	0,375	0,336

Секторная с 4 секто- рами	0,741	0,737	0,739	0,739	0,715
Секторная с 5 секто- рами	0,95	0,937	0,935	0,936	0,911
Ячейковая	0,656	0,437	0,332	0,328	0,325

Таблица 1.4. –

Насадка	при степени заполнения барабана			
	0,1	0,15	0,2	0,25
Подъёмно- лопастная	0,038	0,053	0,063	0,071
Полочная	0,013	0,026	0,038	0,044
Ячейковая	0,006	0,008	0,01	0,011

Мощность, потребляемая на вращение барабана, N [12]:

$$N = 0,078 \rho_0 \omega_0^3 \sigma \times n \quad (26)$$

где n – число оборотов барабана, с;

σ – коэффициент, зависящий от вида насадки и степени заполнения барабана (табл. 1.4)

Принимаем

$$N = 0,078 \cdot 8^3 \cdot 0,016 \cdot 0,063 = 27,62 \text{ кВт}$$

Задания

Задание 1. Сделать конспект кратких теоретических сведений.

СПИСОК РЕКОМЕНДАТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вобликова Т. В., Шлыков С. Н., Пермяков А. В. Процессы и аппараты пищевых производств: учебное пособие - Ставрополь: Агрус, 2013.
2. Николаев Б. Л., Николаев Л. К. Тепловые процессы и оборудование для тепловой обработки жиросодержащих молочных продуктов: учебное пособие - СПб.: Гиорд, 2014.
3. Холодилин А., Соловых С. Ю. Лабораторный практикум по курсу «Процессы и аппараты пищевых производств»: учебное пособие - Оренбург: ОГУ, 2014.
4. Ерёмина Н. В. Методы прогнозирования технологической и технической эффективности процессов и аппаратов пищевых производств: учебное пособие - Кемерово: Кемеровский технологический институт пищевой промышленности, 2006
5. Процессы и аппараты пищевых производств [Электронный ресурс]: методические указания и контрольные задания для студентов специальности 260601 заочной, сокращенной и дистанционной форм обучения / Юго-Западный государственный университет; ЮЗГУ; сост.: В. А. Кудрявцев, Л. Е. Кудрявцева. - Курск: ЮЗГУ, 2011. - 44 с.
6. minpromtorg.gov.ru- Официальный сайт минпромторга России
7. tpprf.ru – Официальный сайт торгово-промышленной палаты России
8. kursk.tpprf.ru – Курская торгово-промышленная палата
9. <http://www.rosmintrud.ru> - Официальный сайт Министерства труда и социальной защиты РФ.
10. <http://biblioclub.ru> - Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн».
11. <http://www.consultant.ru> - Официальный сайт компании «Консультант Плюс».