

607.02.1(073)
7-79

ПРОЕКТИРОВАНИЕ

ПРОЦЕССОВ
И АППАРАТОВ
ПИЩЕВЫХ
ПРОИЗВОДСТВ

Под редакцией В. Н. Стабникова

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ
«ВИЩА ШКОЛА»
1982

36.81—2

П79

УДК 664 : 621(07)

Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств. Под ред. В. Н. Стабникова. — Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1982.—199 с.

В учебном пособии приведены основные расчетные уравнения, справочные таблицы и нормативные документы для проектирования процессов и аппаратов пищевых производств. Сформулированы задачи расчета применительно к конкретным объектам проектирования и указана последовательность выполнения работы в соответствии с методическими требованиями. По каждой теме приводятся несколько вариантов расчетов, доведенных до числовых результатов.

Для студентов технологических вузов пищевой промышленности.

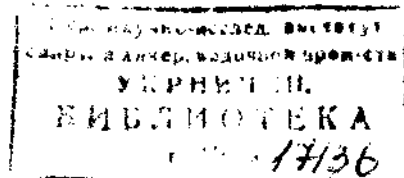
Табл. 51. Ил. 118. Библиогр.: 102 назв.

Авторский коллектив: *В. Н. Стабников* (Предисловие), *П. П. Лобода* (гл. I), *О. В. Стратиенко* (гл. II), *П. М. Немирович* (гл. III), *Н. Ф. Мележик*, *В. С. Бодров* (гл. IV), *О. Г. Муравская* (гл. V), *В. М. Таран* (гл. VI), *А. П. Николаев*, *М. И. Штромило*, *А. Д. Сергеев* (гл. VII), *А. С. Марченко* (гл. VIII), *В. М. Лысянский* (гл. IX), *А. Т. Богороз* (гл. X)

Рецензенты: доктор технических наук, профессор *С. М. Гребенюк* (Московский технологический институт пищевой промышленности), доктор технических наук, профессор *А. Н. Мальский* (Одесский технологический институт пищевой промышленности)

Редакция литературы по экономике и организации производства

Зав. редакцией *С. К. Деревец*



2901020000—040
П—М211(04)—82 208—82

© Издательское объединение
«Вища школа», 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

Пищевой промышленности принадлежит особая роль в реализации Продовольственной программы, призванной, как указывалось на октябрьском (1980 г.) Пленуме ЦК КПСС, обеспечить значительное увеличение производства сельскохозяйственной продукции, более тесную связь сельского хозяйства с отраслями, занимающимися ее переработкой и хранением.

Поэтому в Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года уделено большое внимание развитию агропромышленного, продовольственного комплекса, пропорциональному и сбалансированному росту сельского хозяйства, обслуживающих его отраслей промышленности, пищевой индустрии — всех производств, связанных с заготовкой, хранением, переработкой сельскохозяйственной продукции*. Намечено, в частности, увеличить выпуск продукции в отраслях пищевой промышленности на 23—26 %.

Майский Пленум ЦК КПСС (1982 г.) в соответствии с этими задачами одобрил Продовольственную программу, в которой перед всеми отраслями пищевой промышленности поставлены конкретные задания по повышению эффективности производства**.

Современные предприятия пищевой промышленности оснащены разнообразным оборудованием и осуществляют сложные технологические процессы. Чтобы управлять этими процесса-

ми и аппаратами, необходимо глубоко их изучить.

Применительно к подготовке инженеров-технологов пищевой промышленности курс процессов и аппаратов является вводным при изучении конкретных технологий пищевых производств. В нем рассматриваются теоретические основы технологических процессов (механических, тепловых и массообменных), особенности их проведения в пищевых производствах, методы расчетов аппаратуры, конструкции основных аппаратов и установок. Он базируется на сведениях, полученных студентами при изучении смежных дисциплин — физической химии, механики, технической графики.

Основные формы изучения курса процессов и аппаратов — лекции, практические и аудиторные занятия, лабораторные работы и курсовое проектирование.

Курсовое проектирование является завершающим элементом курса, итогом и обобщением разносторонней подготовки, полученной студентами при изучении целого ряда предметов.

Настоящее пособие создано коллективом авторов кафедры процессов и аппаратов Киевского технологического института пищевой промышленности. Содержание его охватывает почти все основные процессы пищевой промышленности: перемешивание, осаждение, фильтрование, теплообмен, выпаривание, конденсацию, сорбционные процессы, экстрагирование, сушку и ректификацию. При изложении каждого раздела авторы придерживались следующего плана:

краткое изложение теоретических основ проектирования;

* См.: Материалы XXVI съезда КПСС. М., Политиздат, 1981, с. 147.

** См.: Продовольственная программа СССР на период до 1990 года и меры по ее реализации. Материалы майского Пленума ЦК КПСС 1982 года. М., Политиздат, 1982, с. 40—44.

основные расчетные уравнения, используемые при проектировании;

формулировка задач расчета, необходимые справочные таблицы, ГОСТы, нормалы;

графическая часть проекта (основные схемы и узлы аппаратов).

Теоретическое введение в каждую тему представляет собой концентрат сведений, необходимых для проектирования, и содержит важнейшие справочные данные, что облегчает работу студента над конкретным проектом.

Во втором параграфе каждой главы изложенные сведения реализуются применительно к определенной теме проектирования. Здесь приводится принципиальная схема составления проекта, в которой намечены последовательные этапы работы. На основе этой схемы выполняются расчет и конструирование конкретного объекта. Поскольку пособие предназначено для студентов-технологов, в нем не ставится задача выполнения глубоких механических расчетов. Основное внимание обращается на технологический аспект проектирования, направленный на определение оптимального решения. Тем не менее, в итоге работы студент должен представить чертеж аппарата, выполненный в соответствии с методическими требованиями и позволяющий довести его до состояния рабочего проекта.

При разработке проекта студентам полезно ознакомиться со специальной

литературой по каждой теме и справочными руководствами. Для этого в конце глав приводится список литературы, носящий рекомендательный характер.

Для лучшего усвоения предлагаемых методов расчета к конкретным задачам предлагается несколько вариантов примеров, доведенных до цифровых результатов.

Итогом курсового проектирования является расчетная записка объемом 30—50 страниц машинописного текста и два листа графических работ. Один лист отводится для изображения спроектированного аппарата в двух или трех проекциях, на втором размещаются важнейшие конструктивные узлы, графики, диаграммы и пр.

В расчетной записке отдельные разделы посвящаются вопросам экономики, охраны труда, а в некоторых случаях и охраны окружающей среды. Следует также уделять внимание выбору материала для аппарата с учетом его коррозионной устойчивости и свойств обрабатываемых продуктов, а также технической эстетики проектируемого объекта.

Таким образом, курсовой проект по процессам и аппаратам пищевых производств представляет собой комплексную самостоятельную работу студента, подготавливающую его к дальнейшему изучению конкретной технологической специальности.

Глава I. ПЕРЕМЕШИВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Перемешивание — это вспомогательный процесс, применяющийся в пищевой промышленности для приготовления эмульсий, суспензий, смесей, гомогенизации растворов, а также интенсификации тепло- и массообменных процессов, химических и биохимических реакций.

Осуществление процесса перемешивания требует подвода энергии. При этом достигается определенный эффект — увеличение производительности или при той же производительности повышение качества готового продукта и увеличение его выхода за счет более полного использования сырья.

Чтобы оценить эффективность перемешивания, достигаемый технологический эффект сопоставляют с расходом энергии на перемешивание. Эффективнее то перемешивающее устройство, которое при том же расходе энергии обеспечивает больший эффект или для достижения аналогичного эффекта требует меньше энергии.

Ввиду многообразия технологических процессов разнообразны и получаемые технологические эффекты, что затрудняет сравнение эффективности различных перемешивающих устройств и способов перемешивания. Поэтому качество перемешивания обычно оценивают по таким показателям:

при суспендировании и гомогенизации — по степени однородности системы $\xi = \frac{\Delta C_{cp}}{C_0} 100\%$, где C_0 — концентрация компонента при идеальном перемешивании; ΔC_{cp} — среднее отклонение концентрации от C_0 в различных точках аппарата;

при интенсификации теплообмена — по величине коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К);

при интенсификации массообмена — по значению коэффициента массоотдачи K , м/с.

Поскольку оценить эффективность перемешивания бывает сложно, расчет процесса зачастую сводится к определению расхода энергии на перемешивание с целью подбора соответствующего ее источника.

В зависимости от агрегатного состояния перемешиваемого объекта различают перемешивание жидких сред, газов, а также сыпучих материалов и пластических масс. В настоящее время разработаны основы теории расчета лишь для перемешивания жидких сред. Оно бывает механическим, поточным и пневматическим.

Механическое перемешивание производится в аппаратах с механическими перемешивающими устройствами.

Поточное перемешивание применяется для перемешивания хорошо растворимых жидкостей. Проектирование перемешивающих устройств в этом случае сводится к расчету гидравлических сопротивлений ΔP и длины участка смешения при выбранном сечении. Расход энергии на перемешивание

$$N = \Delta P W, \quad (1.1)$$

где W — расход перемешиваемой среды, м³/с.

Пневматическое перемешивание осуществляется газами (чаще всего воздухом) или водяным паром. Первое обычно применяется при насыщении среды соответствующим газом, второе — при одновременном нагревании. Пневматическое перемешивание широко используется в микробиологической и бродильной промышленности при культивировании микроорганизмов. Воздух при этом подается в объем, где происходит перемешивание, через специальные устройства — барботеры. Расход энергии на перемешивание определяют по уравнению (1.1), причем

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3,$$

где $\Delta P_1 = \rho_{ж} g H_{ж}$ — давление столба перемешиваемой жидкости, Па;

$\Delta P_2 = \xi_{г} \frac{w^2}{2}$ — гидравлическое сопротивление барботера, Па;

$$\Delta P_3 = \frac{4\sigma_{ж}}{d_{отв}} - \text{перепад давлений,}$$

обусловленный поверхностным натяжением в отверстиях барботера, Па;

$\rho_{г}, \rho_{ж}$ — плотности газа (воздуха) и перемешиваемой жидкости, кг/м³;

$w_{в}$ — скорость воздуха в отверстиях барботера, м/с;

$H_{ж}$ — высота столба перемешиваемой жидкости, м;

$\sigma_{ж}$ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м;

$d_{отв}$ — диаметр отверстий барботера, м;

ξ — коэффициент сопротивления.

При расчете параметров работы насоса при поточном и вентилятора при пневматическом перемешивании необходимо учитывать также потери напора в коммуникациях [2].

ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В АППАРАТАХ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Конструкции перемешивающих устройств. Механические перемешивающие устройства в большинстве случаев являются устройствами вращающегося типа и включают рабочий орган (мешалку), привод и вал, передающий вращение от привода к мешалке. Наряду с ними существуют виброперемешивающие устройства с возвратно-поступательным движением рабочего органа.

При работе перемешивающих устройств среда приводится в движение, что и вызывает ее перемешивание. Характер движения среды зависит от конструкции и параметров движения перемешивающего устройства, а также от конструкции аппарата, в котором происходит процесс.

Таблица 1.1

Тип мешалки	Диаметр мешалки d_m , мм	Γ_D
01. Трехлопастная (с углом наклона лопасти 24°)	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
02. Винтовая (пропеллерная)	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
03. Турбинная открытая	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
04. Турбинная закрытая	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
05. Шестиллопастная	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
06. Клетьевая	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	2—6
07. Лопастная	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550	1,4—4
08. Шнековая	80, 100, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800	1,8—5
09. Якорная	200, 220, 250, 280, 300, 320, 360, 400, 450, 500, 530, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750	1,05—1,3
10. Рамная	200, 220, 250, 280, 300, 320, 360, 400, 450, 500, 530, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750	1,05—1,3
11. Ленточная	200, 300, 360, 430, 560, 630, 750, 850, 950, 1120, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2240, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750	1,04—1,3
12. Ленточная со скребками	560, 630, 750, 850, 950, 1120, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2240, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350	1,04—1,1

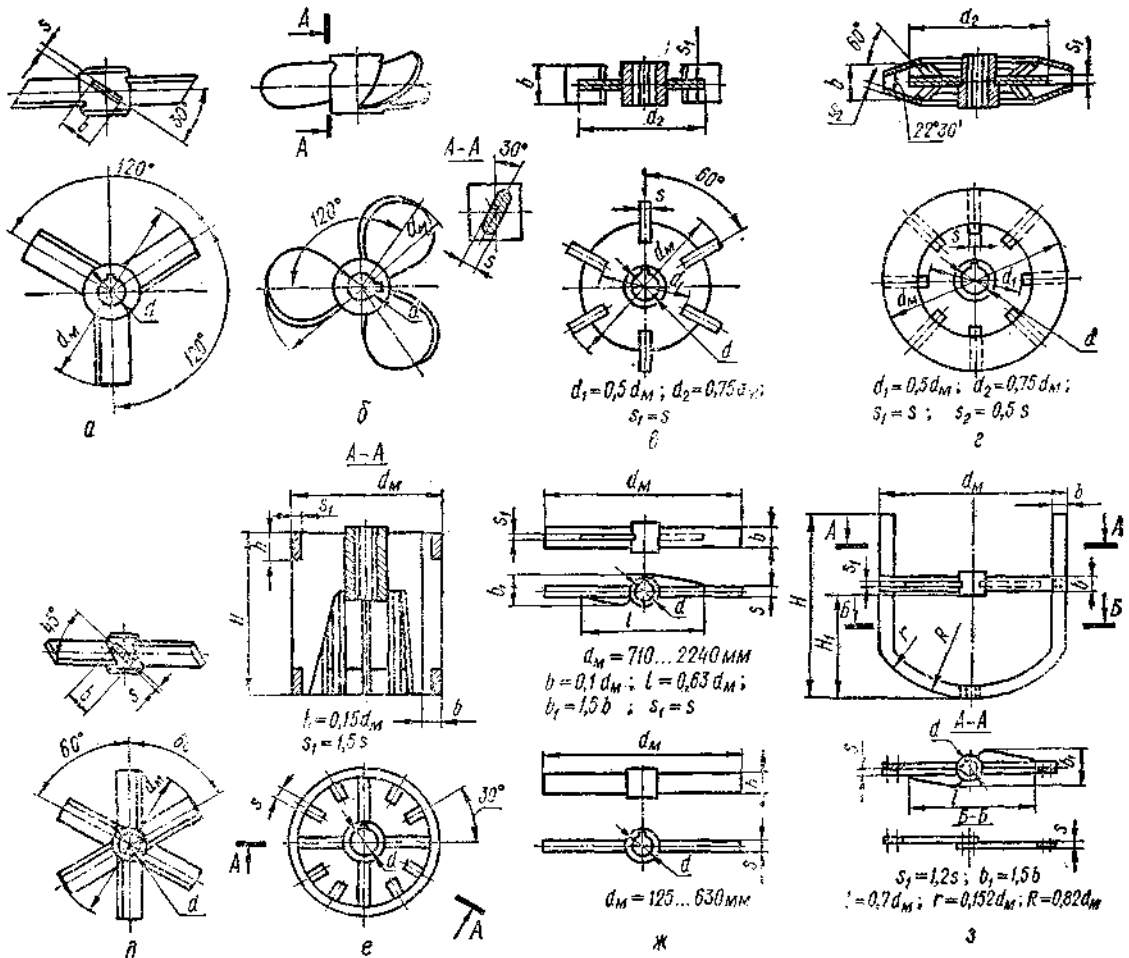


Рис. 1.1. Типы мешалок:

а — трехлопастная (тип 01); б — винтовая (тип 02); в — турбинная (тип 03); г — турбинная закрытая (тип 04); д — шестилопастная (тип 05); е — клетчатая (тип 06); ж — лопастная (тип 07); з — рамная (тип 10)

Для вертикальных аппаратов с вращающимися механическими перемешивающими устройствами разработан ГОСТ 20680—75 [9]. Он распространяется на аппараты объемом от 0,01 до 100 м³, предназначенные для проведения различных физико-химических процессов в жидких средах с динамической вязкостью не более 500 Па·с и плотностью до 2000 кг/м³ при температуре рабочей среды — 40... +350 °С и условном давлении не менее 0,67 Па и не более 6,4 МПа.

Типы перемешивающих устройств и их параметры (по ГОСТ 20680—75) приведены в табл. 1.1 и на рис. 1.1. Мешалки аппарата должны быть расположены вертикально по оси аппарата. Допускается установка на одном валу двух и более мешалок.

Согласно стандарту, аппараты изготавливаются десяти типов:

0(1) — с эллиптическим дном и крышкой;

2(3) — с коническим отбортованным дном (угол при вершине конуса 90°) и эллиптической крышкой;

4(5) — с эллиптическим дном и плоской крышкой;

6(7) — с коническим неотбортованным дном (угол при вершине конуса 120°) и плоской крышкой;

8(9) — с плоским дном и плоской крышкой.

Аппараты типов 0, 2, 4, 6, 8 имеют съемную крышку, а типов 1, 3, 5, 7, 9 — неразъемный корпус.

В зависимости от конструкции теплообменных устройств различают аппараты с гладкой приварной рубашкой, рубашкой из полутруб, рубашкой с вмятинами, съемной рубашкой, с электронагревателем. Давление теплоносителя в теплообменнике должно

Таблица 1.2*

d_m , мм	b, мм		H, мм		H ₁ , мм			d, мм			S, мм			
	Типы мешалок													
	01—05	06	10	05	10	10	01, 05	03, 04, 06	07	10	01—05	06	07	10
80	16	12	—	120	—	—	18	18	—	—	3	4	—	—
100	20	15	—	150	—	—	18	18	—	—	3	4	—	—
125	25	18	—	180	—	—	18	18	18	—	3	4	3	—
160	32	24	—	240	—	—	18	18	18	—	3	4	4	—
180	36	28	—	270	—	—	25	25	18	—	4	6	4	—
200	40	30	20	300	140	63	25	25	18	18	4	6	4	6
220	44	34	20	330	160	80	25	25	25	18	4	6	6	6
250	50	38	20	380	220	120	45	45	25	18	4	6	6	6
280	56	42	20	420	250	120	45	45	25	25	4	6	6	6
320	64	48	25	480	280	120	45	45	25	25	4	6	6	6
360	72	54	25	540	300	120	45	45	25	25	6	6	8	6
400	80	60	36	600	360	120	45	45	25	25	6	6	8	8
450	90	68	36	680	400	160	45	45	32	25	6	6	8	8
500	100	75	36	750	450	160	45	60	32	25	6	6	8	8
560	112	84	45	840	500	200	45	60	32	25	8	8	10	8
630	126	95	45	950	600	250	60	60	32	25	8	8	10	8
710	142	105	50	1050	630	320	60	80	45	32	8	8	10	8
800	160	120	60	1200	800	320	60	80	45	32	8	8	10	8
900	180	135	60	1350	900	360	60	80	45	45	10	8	12	10
1000	200	150	80	1500	1000	360	80	90	45	45	10	8	12	10
1120	224	170	80	1700	1060	400	80	90	60	45	10	8	12	10
1250	250	190	100	1900	1250	480	80	100	60	45	12	8	12	12
1320	264	—	100	—	1250	500	90	100	—	60	12	—	—	12
1400	280	—	100	—	1250	550	90	100	80	60	12	—	14	12

* Обозначения символов см. рис. 1.1.

соответствовать ряду, МПа: 0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 3,2; 4,0; 6,4.

Приводы мешалок следует устанавливать на крышке аппарата, но допускается установка и на отдельной металлоконструкции либо на днище. Внутри аппарата могут располагаться отражательные перегородки, змеевики, направляющие трубы, барботеры.

Для уплотнения вращающихся валов применяют гидротормозы, манжетные, сальниковые, торцовые уплотнения, а также их комбинации. Соотношения между диаметром аппарата и его высотой при различных объемах стандартизованы; при этом диаметр аппарата D должен соответствовать ряду, мм: 250, 300, 350, 400, 500, 600, 700, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 4000, 4500, 5000.

Основные конструктивные размеры мешалок определены ОСТ 26—01—1245—75 [11] и представлены в табл. 1. 2. Кроме стандартных, существуют специальные конструкции мешалок (например, дисковые вибрационные). В ряде случаев мешалки одновременно выполняют функции теплообменных, фильтрующих устройств и т. п.

ВЫБОР ТИПА ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Выбрать и обосновать оптимальную конструкцию и параметры работы перемешивающего устройства можно лишь при наличии характеристик работы перемешивающих устройств в различных технологических процессах. Оптимальной является конструкция, которая позволяет достичь требуемого качества перемешивания при минимальных затратах энергии в кратчайший срок. В настоящее время эффективность перемешивания различными перемешивающими устройствами изучена еще недостаточно и выбор мешалок производится преимущественно на основе опытных данных и рекомендаций, не лишенных субъективных факторов. При выборе стремятся обеспечить простоту конструкции перемешивающего устройства, долговечность и надежность его работы, минимальные материало- и энергоемкость.

Важным условием при выборе конструкции мешалки является вязкость перемешиваемой среды. Для маловязких жидкостей обычно применяют быстротходные мешалки (турбинные,

Тип мешалки	Пределы применения по вязкости, Па · с
Турбинная	0,001 — 50
Винтовая	0,001 — 10
Лопастная	0,1 — 50
Рамная	1 — 100
Якорная	0,1 — 2
Шнековая	5 — 500
Ленточная	10 — 2000

винтовые), для высоковязких — тихоходные [7]:

Основную трудность при выборе перемешивающего устройства представляет согласование особенностей конструкции мешалки с параметрами технологического процесса.

В процессе перемешивания возникают потоки жидкости различных направлений — радиальные, аксиальные, тангенциальные. Мешалка является своего рода насосом и может подобно ему характеризоваться напором и подачей. Более высокий напор соответствует большей скорости потоков и обеспечивает в них большую степень турбулентности; подача определяет циркуляцию среды в аппарате. Высокая степень турбулентности необходима для процессов, протекающих на микроуровне, а интенсивная циркуляция — для процессов, скорость которых лимитируется переносом на макроуровне. Так, для гомогенизации хорошо смешивающихся жидкостей нужна интенсивная циркуляция, а для тепло- и массообменных процессов — высокая степень турбулентности.

Для интенсивного протекания технологического процесса важны оба фактора, однако отношения между ними различны в зависимости от того, какое явление лимитирует процесс (табл. 1.3) [5].

Лопастные мешалки рекомендуются применять при перемешивании с целью суспендирования, растворения и при проведении химических реакций. Они просты по устройству, но работают недостаточно интенсивно.

Турбинные мешалки используют во всех случаях, когда необходимо интенсивное перемешивание, особенно жидкостей, значительно различающихся по вязкости, а также при диспергировании газа в жидкости.

Винтовые (пропеллерные) мешалки обеспечивают достаточно интенсивное перемешивание при сравнительно низкой энергоемкости.

Якорные мешалки целесообразно применять для интенсификации теплообмена и предотвращения выпада-

Таблица 1.3

Процесс	Величина или явление, лимитирующие процесс	Перемешиваемый объем, м ³		
		турбинная мешалка	винтовая мешалка	лопастная мешалка
Гомогенизация	Циркуляция в объеме	200	4000	30
Диспергирование несмешивающихся жидкостей	Диаметр капель Решциркуляция			
Суспендирование	Циркуляция Скорость			
Перемешивание систем газ — жидкость	Напряжение сдвига Циркуляция Большие скорости			
Теплообмен	Циркуляция Большие скорости у поверхности теплообмена	80	40	20
Растворение и кристаллизация	Напряжение сдвига Циркуляция в объеме	80	40	80

ния осадка на стенках и дне аппарата.

Рамные мешалки используют в случаях, когда необходимо обеспечить более интенсивное перемешивание по высоте, а также при перемешивании вязких жидкостей в большом объеме.

Шнековые и ленточные мешалки применяют для перемешивания очень вязких жидкостей. Если при этом необходима интенсификация теплообмена, ленточные мешалки снабжают скребками.

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИ ПЕРЕМЕШИВАНИИ

Для расчета мощности при установившемся режиме перемешивания (в рабочий период) используют критериальные уравнения, общий вид которых

$$Eu_M = C Re_M^m Gr^q \Gamma_D^k \Gamma_H^k \Gamma_h^k \Gamma_b^k \Gamma_s^k \Gamma_l^k, \quad (1.2)$$

где $Eu_M = \frac{N}{\rho n^3 d^5}$ — критерий Эйлера (в технической литературе Eu_M называют также критерием мощности K_M);

$$Re_M = \frac{\rho d_n^2 \omega}{\mu} \text{ — критерий Рейнольдса;}$$

$Fr = \frac{\kappa^2 d_m}{C}$ — критерий Фруда;
 C — константа;

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_m}; \Gamma_H = \frac{H}{d_m}; \Gamma_h = \frac{h}{d_m};$$

$$\Gamma_b = \frac{b}{d_m}; \Gamma_B = \frac{B}{d_m}; \Gamma_s = \frac{s}{d_m};$$

$$\Gamma_l = \frac{l_T}{d_m} \text{ — симплексы геометри-$$

ческого подобия;

n — частота вращения мешалки, c^{-1} ;

N — мощность перемешивания в рабочий период, Вт;

ρ — плотность перемешиваемой среды, $кг/м^3$;

μ — вязкость перемешиваемой среды, Па·с;

D — диаметр аппарата, м;

d_m — диаметр мешалки, м;

H — высота слоя жидкости в аппарате, м;

h — расстояние мешалки

от дна, м;

b — ширина лопасти мешалки, м;

B — ширина отражательной перегородки, м;

s — шаг винтовой (пропеллерной) мешалки, м;

l_T — длина лопасти мешалки, м;

m, a, k_i — показатели степени.

Критерий Эйлера содержит искомую величину мощности и позволяет рассчитать ее:

$$N = Eu_m n^3 d_m^5 \rho. \quad (1.3)$$

Для геометрически подобных конструкций аппаратов с мешалками симплексы геометрического подобия равны, и критериальное уравнение упрощается:

$$Eu_m = C_0 Re_m^m Fr^q. \quad (1.4)$$

При расчете критерия Эйлера обычно пользуются графическими зависимостями критерия Эйлера или комплекса $\Phi = \frac{Eu_m}{Fr^q}$ от критерия Рейнольдса, построенными для наиболее распространенных конструкций мешалок [1, 4—8].

Влияние критерия Фруда, связанное с вращением жидкости и образованием воронки, проявляется лишь при $Re_m > > 300$ в сосудах без отражательных перегородок преимущественно с турбинными и винтовыми (пропеллерными) мешалками. Показатель степени q при

критерии Фруда можно определить по эмпирической формуле

$$q = \frac{a - \lg Re_m}{b},$$

где a, b — константы (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Γ_D	Винтовые мешалки		Турбинные мешалки	
	a	b	a	b
2,1	2,6	18	—	—
2,7	2,3	18	—	—
3	2,1	18	1	40
3,3	1,7	18	1	40

Если конструкция проектируемой мешалки отличается от тех, для которых известны зависимости $Eu_m = f(Re_m)$ или $\Phi = f(Re_m)$, необходимо ввести поправки, учитывающие отклонение соответствующих геометрических параметров. При этом расчетное критериальное уравнение принимает вид:

$$Eu_m = C_0 Re_m^m Fr^q \psi_m = Eu_{m_0} \psi_m. \quad (1.5)$$

Поправочный множитель этого уравнения

$$\psi_m = \psi_D \psi_H \psi_h \psi_b \psi_B \psi_s \psi_l \psi_n \psi_l.$$

где

$$\psi_D = \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}}\right)^{k_1}; \psi_H = \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}}\right)^{k_2}; \psi_h = \left(\frac{\Gamma_h}{\Gamma_{h_0}}\right)^{k_3};$$

$$\psi_b = \left(\frac{\Gamma_b}{\Gamma_{b_0}}\right)^{k_4}; \psi_B = \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B_0}}\right)^{k_5}; \psi_s = \left(\frac{\Gamma_s}{\Gamma_{s_0}}\right)^{k_6};$$

$$\psi_l = \left(\frac{\Gamma_{l_T}}{\Gamma_{l_{T_0}}}\right)^{k_7}; \psi_n = \left(\frac{z_n}{z_{n_0}}\right)^{k_8}; \psi_l = \left(\frac{z_l}{z_{l_0}}\right)^{k_9} \text{ —}$$

частные поправочные множители;
 z_n — число перегородок (отражательных);
 z_l — число лопастей.

Индексом «0» обозначены симплексы геометрического подобия и геометрические параметры исследованных конструкций мешалок. Отношение симплексов может быть заменено отношением соответствующих параметров. Значения показателей степени k_i для некоторых конструкций мешалок сведены в табл. 1.5 [5, 8].

В Ленинградском научно-исследовательском институте химического машиностроения [10] разработана методика расчета мощности при перемешивании, основанная на учете коэффициента сопротивления при вращении мешалки ξ_m (его значения приведены в табл. 1.6).

Таблица 1.5

Тип мешалка	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9	Параметры типовой мешалки
Турбинная	0	0,5		1,09	0,3		1,5	0,43	0,7	$\Gamma_D = \Gamma_H = 3$ $\Gamma_h = 1; z_n = 6;$ $\Gamma_l = 0,25;$ $\Gamma_b = 0,2;$ $\Gamma_B = 0,3;$ $z_n = 4$
Винтовая (пропеллерная)	0,93	0,5	0			1,7				$\Gamma_D = \Gamma_H = 3$ $\Gamma_h = 1; z_n = 3$ $\Gamma_B = 0,3$
Лопастная	1,2	0,5		0,3						$\Gamma_D = 2 \dots 3;$ $\Gamma_b = 0,3;$ $\Gamma_H = 3;$ $\Gamma_h = 1,5$

Таблица 1.6

Тип мешалки	01	03	05	06	07	10
ξ_m	0,56	8,4	3,0	23,5	0,88	1,28

Для аппаратов с отражательными перегородками критерий Эйлера рассчитывают по уравнению

$$Eu_m = 4 \xi_m z_m k_m, \quad (1.6)$$

где $k_m = f(\theta)$ — параметр, определяемый по графику (рис. 1.2);

$$\theta = \frac{2\Gamma_D H z_n}{\xi_m D z_m} \ln \frac{D}{D-2b} \text{ — параметр;}$$

z_m — количество мешалок на одном валу.

По значению ξ_m можно рассчитать среднюю скорость потоков жидкости в аппарате:

$$v_{cp} = 4,35 n d_m \left[\frac{z_m \xi_m}{\Gamma_D^2 \left(4 \frac{H}{D} + 1\right)} \right]^{1/3}, \quad (1.7)$$

а затем коэффициент турбулентного переноса:

$$D_T = 0,1 v_{cp} D. \quad (1.8)$$

Приведенные уравнения справедливы для расчета мощности при перемешивании однофазных потоков ньютоновских жидкостей, а также для двухфазных систем жидкость — жидкость и жидкость — твердое тело при объемной доле дисперсной фазы $\varphi < 0,3$ и различии плотностей фаз не более 30%. В остальных случаях вязкость и плотность перемешиваемой системы нельзя принимать равными аналогичным параметрам основной жидкости, а следует рассчитывать по специаль-

ным уравнениям. Так, для расчета плотности двухфазной системы используют уравнение

$$\rho_c = \rho_f \varphi + \rho_{ж} (1 - \varphi), \quad (1.9)$$

где $\rho_c, \rho_{ж}, \rho_f$ — плотности системы, жидкости и дисперсной фазы, кг/м^3 ;

φ — объемная доля дисперсной фазы.

При взвешивании твердых частиц в жидкости вязкость системы рассчитывают по таким уравнениям:

$$\text{при } \varphi < 0,1 \quad \mu_c = \mu_{ж} (1 + 2,5\varphi); \quad (1.10)$$

$$\text{при } \varphi > 0,1 \quad \mu_c = \mu_{ж} (1 + 4,5\varphi), \quad (1.11)$$

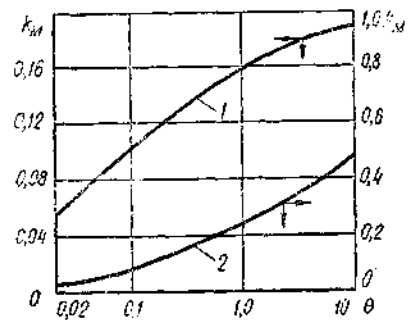
где μ_c и $\mu_{ж}$ — вязкость системы и основной жидкости, Па·с.

При перемешивании систем жидкость — газ мощность определяют по уравнениям вида

$$N_{ж-г} = f(N_{ж}, W_{г}, n, d_m), \quad (1.12)$$

где $N_{ж}$ — мощность при перемешивании той же мешалкой сплошной жидкости, Вт;

$W_{г}$ — расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$.

Рис. 1.2. Зависимость параметра k_m от θ :

1 — для лопастных и турбинных мешалок; 2 — для клетчатых и рамных

Для аппаратов с турбинными мешалками уравнение (I.12) принимает вид:

$$N_{ж-г} = 0,695 N_{ж}^{0,9} \frac{(nd_M^3)^{0,45}}{W_r^{0,25}} \quad (I.13)$$

Для расчета мощности при перемешивании неньютоновских жидкостей используют значение так называемой кажущейся вязкости, определяемое экспериментально при ламинарном режиме перемешивания.

Мощность на валу перемешивающего устройства можно рассчитать по мощности в рабочий период N введением поправочных коэффициентов [1]:

$$N_b = A_1 (1 + \Sigma A_2) N, \quad (I.14)$$

где A_1 — коэффициент, учитывающий увеличение мощности в пусковой период и вязкость среды (при $\mu_c > 0,5 \text{ Па} \cdot \text{с}$);

A_2 — коэффициенты, учитывающие увеличение мощности при наличии в аппарате различных вспомогательных устройств (при $\mu_c < 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$).

Для маловязких сред A_1 в большинстве случаев можно принять равным 1, так как современные электродвигатели рассчитаны на работу с достаточными большими пусковыми перегрузками. При перемешивании вязких сред рекомендуются такие значения: для однолопастных мешалок $A_1 \leq 2$, для многолопастных, якорных, рамных и турбинных $A_1 \leq 2,5$, для винтовых (пропеллерных) мешалок $A_1 \leq 1,3$.

Ориентировочные значения коэффициента A_2 при установке различных вспомогательных устройств: трубы для перекачивания раствора — 0,2; двух вертикальных труб — 0,3; гильз для термометра — 0,1; змеевика у стенки аппарата (рис. I.3) — 2; спирального змеевика, расположенного у дна аппарата, — 2,5 ... 3. При наличии в аппарате отражательных перегородок

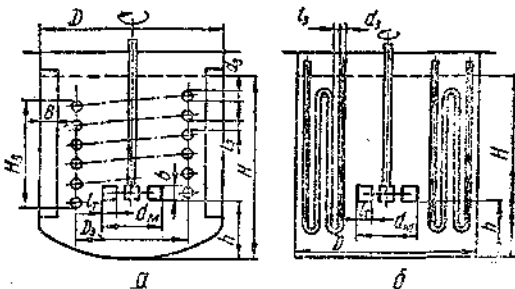


Рис. I.3. Схема установки в аппарате с турбинной мешалкой:

а — спирального змеевика и отражательных перегородок; б — вертикального плоского змеевика

док влиянием на мощность внутренних вспомогательных устройств пренебрегают.

По мощности на валу мешалки определяют номинальную мощность электродвигателя привода:

$$N_э = \frac{N_b}{\eta},$$

где η — КПД редуктора привода мешалки (для нормализованных приводов $\eta = 0,9 \dots 0,95$).

Мощность привода, частота вращения мешалки и объем аппарата по ГОСТ 20680—75 должны находиться в пределах, указанных в табл. I.7. При этом номинальная мощность привода соответствует ряду, кВт: 0,25; 0,75; 1,5; 3; 5,5; 7,5; 11; 15; 18,5; 22; 30; 37; 45; 55; 75; 90; 110; 132.

Таблица I.7

Номинальный объем, м³	Внутренний диаметр аппарата, мм	Мощность привода, кВт	Частота вращения, мин⁻¹
0,01	250	0,25—0,75	25—1500
0,016	300	0,25—0,75	25—1500
0,025	350	0,25—0,75	25—1500
0,04	400	0,75—1,5	25—1500
0,063	400	0,75—1,5	20—1500
0,1	500	0,75—3	20—1500
0,16	600	0,75—5,5	20—1500
0,25	700	0,75—7,5	16—1500
0,4	800	0,75—11	16—1000
0,63	800; 1000	0,75—11	16—1000
1	1000; 1200	1,5—15	12,5—750
1,25	1000; 1200	1,5—15	12,5—750
1,6	1000; 1200	1,5—18,5	12,5—750
2	1200; 1400	1,5—22	10—750
2,5	1200; 1400	1,5—22	10—750
3,2	1200; 1600	1,5—30	10—750
4	1400; 1600	1,5—30	10—750
5	1400; 1800	1,5—37	8—500
6,3	1600; 1800	1,5—45	8—500
8	1600; 2000	1,5—45	8—500
10	1800; 2200	1,5—55	8—500
12,5	1800; 2400	1,5—55	8—500
16	2000; 2400; 2800	3,0—55	8—500
20	2200; 2600; 3000	3,0—75	6—500
25	2400; 2800; 3200	3,0—90	5—400
32	2600; 3000; 3400	3,5—90	5—400
40	2800; 3200; 3600	3,5—90	5—400
50	3000; 3400; 4000	7,5—110	5—320
63	3600; 4000; 4500	7,5—132	5—250
80	3200; 3600; 4000; 4500; 5000	11—132	5—250
100	3600; 4000; 4500; 5000	11—132	5—200

Угловая скорость выходного вала привода должна соответствовать ряду, рад/с (в скобках приведена частота вращения в мин⁻¹): 0,52 (5); 0,66 (6,3); 0,84 (8); 1,05 (10); 1,31 (12,5); 1,68 (16); 2,09 (20); 2,62 (25); 3,35

(32); 4,2 (40); 5,24 (50); 6,6 (63); 8,4 (80); 10,5 (100); 13,1 (125); 16,8 (160); 20,9 (200); 26,2 (250); 33,5 (320); 42 (400); 52,4 (500); 78,5 (750); 105 (1000); 143 (1500).

Наиболее распространены вертикальные выносные индивидуальные приводы со стандартными электродвигателями и типовыми мотор-редукторами. Эти приводы нормализованы и подразделяются на девять типов (МН 5855-66 ... МН 5863-66) [1]. Нормализованы также конструкции концевых опор (МН 5864-66, МН 5865-66), уплотнений (МН 5866-66 ... МН 5870-66) и муфт (МН 5871-66, МН 5872-66) валов перемешивающих устройств.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ПЕРЕМЕШИВАНИЯ

При известной мощности качество (эффективность) перемешивания можно рассчитать по формуле

$$\mathcal{E} = f(N_V), \quad (1.15)$$

где \mathcal{E} — показатель качества перемешивания (β , α , K и пр.);

N_V — удельная мощность перемешивания, равная отношению мощности к объему перемешиваемой среды, кВт/м³.

Зависимости вида (1.15), полученные для различных технологических процессов и конструкций, позволяют выбрать наиболее эффективную конструкцию перемешивающего устройства и затем подобрать параметры его работы для конкретного технологического процесса. В настоящее время такие зависимости разработаны лишь для отдельных процессов и конструкций, поэтому качество перемешивания обычно устанавливают по критериальным уравнениям, в определяемый критерий которых входит искомый показатель эффективности.

СУСПЕНДИРОВАНИЕ И ГОМОГЕНИЗАЦИЯ

Степень однородности системы β при перемешивании в аппаратах периодического действия связана с длительностью перемешивания:

$$Fo = f(\beta), \quad (1.16)$$

где $Fo = \frac{D_T \tau_\beta}{H^2}$ — критерий Фурье;

τ_β — время, необходимое для достижения заданной степени однородности β ;

D_T — коэффициент турбулентности диффузии.

С увеличением τ_β величина β стремится к нулю. Время полного перемешивания τ_m (при $\beta \approx 0$) определяют [5] из уравнения

$$\tau_{m\beta} = C \Gamma_D^k, \quad (1.17)$$

где n — частота вращения мешалки, с⁻¹;

C — константа (обычно принимается $C = 4 \dots 5$);

k — показатель степени; для турбинных и винтовых (пропеллерных) мешалок $k = 2$.

Симплекс Γ_n также влияет на τ_m , но в меньшей степени, чем Γ_D , и в расчет не принимается.

В проточном аппарате перемешивание влияет на время пребывания частиц обрабатываемого материала в аппарате. Характер распределения этого времени во многом определяет протекание технологических процессов и качество продукции. Среднее время пребывания суспензии в аппарате непрерывного действия

$$\tau_{cp} = \frac{W}{V}, \quad (1.18)$$

где W — расход суспензии, м³/с;

V — объем аппарата, м³.

При изотропной турбулентности и известном значении коэффициента турбулентного переноса D_T время пребывания частиц в проточном аппарате с перемешиванием определяют по уравнениям:

$$\frac{\tau_q}{\tau_{cp}} = \frac{C_n}{\bar{C}_a} = \frac{Pe}{e^{Pe} - 1}; \quad (1.19)$$

$$\frac{\tau_q}{\tau_{cp}} = \frac{C_n}{\bar{C}_a} = \frac{e^{Pe} - 1}{Pe}, \quad (1.20)$$

где C_n — концентрация суспензии в потоке;

\bar{C}_a — средняя концентрация суспензии в аппарате;

$Pe = \frac{(\omega_{oc} + \omega_c) H}{D_T}$ — критерий Пекле—

Боденштейна;

ω_{oc} — скорость осаждения частиц;

$\omega_c = \frac{W}{f}$ — скорость потока суспензии в аппарате (f — поперечное сечение потока в аппарате).

Уравнение (1.19) применяется при противоположном направлении векторов скорости ω_{oc} и ω_c , а (1.20) — при их совпадении.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Коэффициент теплоотдачи, характеризующий качество перемешивания в теплообменных аппаратах, определяют из критериальных уравнений вида

$$Nu = C_0 Re_m^m Pr^q \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^l \times \\ \times \psi_D \psi_H \psi_h \psi_b \psi_B \psi_z \psi_s \psi_{d_3} \psi_{l_3} \psi_{D_3}, \quad (1.21)$$

где $Nu = \frac{aD}{\lambda}$ — критерий Нуссельта (для змеевика $Nu = \frac{ad_3}{\lambda}$);

$Re_m = \frac{nd_m^2 \rho}{\mu}$ — критерий Рейнольдса;

$Pr = \frac{\gamma}{\alpha}$ — критерий Прандтля;

$\mu_{ст}$ — динамическая вязкость среды при температуре стенки;

ψ — поправочные коэффициенты:

$$\psi_D = \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}} \right)^{k_D}; \quad \psi_H = \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}} \right)^{k_H};$$

$$\psi_h = \left(\frac{\Gamma_h}{\Gamma_{h_0}} \right)^{k_h}; \quad \psi_b = \left(\frac{\Gamma_b}{\Gamma_{b_0}} \right)^{k_b};$$

$$\psi_B = \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B_0}} \right)^{k_B}; \quad \psi_z = \left(\frac{z}{z_0} \right)^{k_z};$$

$$\psi_s = \left(\frac{\Gamma_s}{\Gamma_{s_0}} \right)^{k_s}; \quad \psi_{d_3} = \left(\frac{\Gamma_{d_3}}{\Gamma_{d_{3_0}}} \right)^{k_{d_3}};$$

$$\psi_{l_3} = \left(\frac{\Gamma_{l_3}}{\Gamma_{l_{3_0}}} \right)^{k_{l_3}}; \quad \psi_{D_3} = \left(\frac{\Gamma_{D_3}}{\Gamma_{D_{3_0}}} \right)^{k_{D_3}};$$

k_i — показатели степени при симплексах подобия;

d_3, l_3 — диаметр труб змеевика и расстояние между ними (рис. 1.3);

D_3 — диаметр навивки змеевика;

m, q, f — показатели степени при критериях подобия;

C — константа уравнения.

Значения константы C , показателей степени и поправочных множителей ψ сведены в табл. 1.8 [5]. Знаком «0» обозначены параметры мешалки, принятой в качестве типовой для расчета.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ МАССООТДАЧИ

Влияние перемешивания на массообменные процессы проявляется в увеличении коэффициента массоотдачи и поверхности контакта фаз (в системах жидкость — газ и жидкость — жидкость). Поэтому для оценки качества перемешивания в таких случаях целесообразно пользоваться: объемным

коэффициентом массоотдачи $K_V = Ka$ (где a — удельная поверхность контакта фаз, m^2/m^3); высотой единицы переноса массы (ВЕР); высотой, эквивалентной одной теоретической тарелке (ВЭТТ).

Коэффициент массоотдачи K , отнесенный к поверхности контакта фаз, обычно определяют из критериальных уравнений вида

$$Nu_d = f(Re_m, Pr_d, \Gamma_i), \quad (1.22)$$

где $Nu_d = \frac{Kd}{D_d}$ — диффузионный критерий Нуссельта;

$Pr_d = \frac{\nu}{D_d}$ — диффузионный критерий Прандтля;

Γ_i — симплексы геометрического подобия.

Удельная поверхность контакта фаз увеличивается при перемешивании систем, включающих жидкую или газовую дисперсные фазы, вследствие их дробления:

$$a = \frac{6\varphi}{d}, \quad (1.23)$$

где φ — объемная доля дисперсной фазы (в системе газ — жидкость это относительное газосодержание);

d — диаметр частиц дисперсной фазы.

Удельная поверхность контакта фаз в системах жидкость — жидкость и жидкость — газ зависит от удельной мощности перемешивания [5]:

$$a = C \frac{N_V^{0,4} \rho_{ж}^{0,2}}{c_{ж}^{0,6}} \varphi^i \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{ф}} \right)^{0,25}, \quad (1.24)$$

где C — постоянная;

i — показатель степени: для систем жидкость — жидкость $i = 0,5$; $C = 4,25$; для систем газ — жидкость (растворы электролитов) $i = 0,6$; $C = 0,423$; для систем газ — жидкость (водные растворы спиртов) $i = 0,35$; $C = 0,50$;

$\rho_{ж}$ — плотность дисперсионной фазы, $кг/м^3$;

$c_{ж}$ — поверхностное натяжение, $н/м$;

$\mu_{ф}, \mu_{ж}$ — динамическая вязкость дисперсионной и дисперсионной фаз, $Па \cdot с$.

При сорбции газов чистыми жидкостями уравнение (1.24) принимает вид:

$$a = 1,44 \frac{N_V^{0,4} \rho_{ж}^{0,2}}{c_{ж}^{0,6}} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,5}, \quad (1.25)$$

где ω — скорость дисперсионной фазы, отнесенная к полному поперечному сечению аппарата, $м/с$;

Таблица 1.8

Тип мешалки	C_0	m	σ	f	k_D	k_H	k_b	k_{II}	k_L	k_{d_3}	k_{Γ_3}	Параметры типовой мешалки	Примечание
Турбинная в аппарате: с рубашкой, отражательными перегородками	0,76	0,67	0,33	0,14	-0,13	0,12						$\Gamma_D = 3; \Gamma_H = 3; \Gamma_n = 1;$ $\Gamma_b = 0,2; \Gamma_B = 0,3;$ $z_{II} = 4; z_n = 6$	$\psi_b = \frac{1,163}{0,897 \frac{\Gamma_b}{\Gamma_b} + 0,715}$; $4 \cdot 10^3 < Re_M < 10^6$ $3 \cdot 10^2 < Re_M < 4 \cdot 10^5$
	0,35	0,07	0,33	0,14	-0,1	0,05		0,15				То же	z_{II} — число змеевиков; $10^4 < Re_M < 2 \cdot 10^6$
	0,036	0,67	0,33	0,14	-0,33		0,2		0,28	0,5		$d_3 = 0,035D; l_3 = d_3;$ $z_{II} = 4$	При отсутствии отражательных перегородок $l_{d_3} = 1,7$
	0,036	0,57	0,33	0,14	-0,1							$D_3 = 0,7D; d_3 = 0,035D;$ $H_3 = D_3; z_n = 6;$ $\Gamma_B = 0,25; \Gamma_{d_3} = 0,105;$ $\Gamma_D = \Gamma_H = 3; \Gamma_b = 0,2;$ $\Gamma_n = 1$	
Винтовая (пропеллерная) в аппарате: с рубашкой и отражательными перегородками	0,514	0,67	0,33	0,14								$\Gamma_D = 3; \Gamma_H = 3; \Gamma_n = 1;$ $\Gamma_b = 0,3; \Gamma_B = 0,3;$ $\Gamma_s = 1; z_{II} = 4; z_n = 3$	При $\Gamma_s = 2$ $C = 0,585;$ при $\Gamma_s = 3,14$ $C = 0,615$
	0,54	0,67	0,25	0,14								То же	
	0,0678	0,67	0,41	0,34								То же и $\Gamma_{D_3} = 2,1;$ $\Gamma_{l_3} = 0,165; z_n = 4$	
					-0,39	0,34						$\Gamma_D = 2; \Gamma_n = 0,3;$ $z_{II} = 2; z_n = 4$	
Лопастная в аппарате: с рубашкой и отражательными перегородками	0,526	0,67	0,33	0,14								$\Gamma_D = 2; \Gamma_n = 0,3;$ $\Gamma_b = 0,2; z_n = 2; z_n = 4$	
	0,36	0,67	0,33	0,14			0,13	0,15				То же и $\Gamma_{d_3} = 0,07;$ $\Gamma_{D_3} = 1,5$	$30 < Re_M < 300$ $300 < Re_M < 4 \cdot 10^4$
	0,03	0,62	0,33	0,14									
	1,0	0,5	0,33	0,18									
То же	0,36	0,67	0,33	0,15									

ω_0 — скорость свободного подъема пузырьков газа, м/с (при установившемся режиме $\omega_0 = 0,25$ м/с).

Поскольку экспериментально определить поверхность дисперсных жидкой и газовой фаз сложно, расчетные уравнения, полученные при обработке экспериментальных данных по массоотдаче, представляют в таком виде:

$$K_V = f(N_V, \varphi), \quad (1.26)$$

где φ — относительное содержание дисперсной фазы.

Значение φ при перемешивании систем газ — жидкость турбинными мешалками можно рассчитать по уравнению Кольдербанка [5]:

$$\varphi = \left(\frac{\omega}{\omega_0} \varphi\right)^{0,5} + 3,42 \cdot 10^{-3} \frac{N_V^{0,4} \rho_{ж}^{0,2}}{\sigma_{ж}^{0,6}} \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{0,5}. \quad (1.27)$$

Для массообмена в системе газ — жидкость применительно к процессам культивирования микроорганизмов уравнение массопередачи при перемешивании турбинными мешалками имеет вид [6]:

$$K_V = 0,171 N_V^{0,44} \varphi^{0,67}. \quad (1.28)$$

Уравнения для расчета коэффициентов массоотдачи приведены в [3, 5, 6, 8].

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПОРЯДОК РАСЧЕТА АППАРАТА С ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

1. Выбор и расчет недостающих исходных данных (физико-химические и теплофизические свойства перемешиваемой системы, параметры теплоносителя или хладагента).

2. Выбор типа мешалки и конструкции аппарата (ГОСТ 20680—75).

3. Определение основных показателей качества перемешивания, лимитирующих технологический процесс, и расчет мощности перемешивания.

4. Расчет перемешивающего устройства:

выбор и расчет основных конструктивных размеров мешалки и параметров ее работы, обеспечивающих требуемую мощность перемешивания;

уточнение значения мощности и качества перемешивания, сравнение их с заданными показателями;

расчет мощности на валу мешалки и номинальной мощности электродвигателя привода;

выбор привода перемешивающего устройства;

выбор конструкции опор, муфт и уплотнений вала перемешивающего устройства.

5. Тепловой расчет аппарата с перемешивающим устройством.

6. Проектирование аппарата с использованием стандартных и нормализованных узлов.

Требуется рассчитать аппарат с механическим перемешивающим устройством, обеспечивающий интенсивную сорбцию кислорода из воздуха, необходимую для культивирования микроорганизмов.

Исходные данные:

микроорганизмы поглощают растворенный кислород с удельной (отнесенной к единице объема культуральной жидкой среды) скоростью $q_{VC} = 1 \times 10^{-3}$ кг/(м³·с) и выделяют в результате биохимических процессов теплоту с удельной скоростью $q_{VI} = 15$ кВт/м³;

рабочий объем аппарата (объем неаэрированной культуральной жидкости) $V_p = 5$ м³;

расход воздуха, подаваемого в аппарат, $W_r = 0,1$ м³/с;

температура среды и концентрация растворенного в ней кислорода поддерживаются постоянными: $t = 35$ °С;

$C = 0,1C_p$, где C_p — концентрация насыщения культуральной среды кислородом воздуха.

Выбор недостающих исходных данных. Для расчета аппарата необходимо выбрать из литературных источников теплофизические параметры культуральной жидкости (в зависимости от вида микроорганизмов и параметров культивирования) при температуре культивирования 35 °С: плотность $\rho_{ж}$ [кг/м³], динамическую вязкость $\mu_{ж}$ [Па·с], теплоемкость $c_{ж}$ [Дж/(кг·К)], коэффициент теплопроводности $\lambda_{ж}$ [Вт/(м·К)], число Прандтля $Pr_{ж}$.

Принимаем условно (для большей универсальности расчета) эти параметры равными соответствующим характеристикам воды при температуре 35 °С [2]. Влиянием на массо- и теплоперенос протока жидкости через аппарат (при непрерывном процессе культивирования), а также потерями теплоты в окружающую среду можно пренебречь ввиду их малости.

Для отвода теплоты, выделяющейся при биохимических реакциях и в результате интенсивного перемешивания,

необходимо установить рубашечную поверхность охлаждения со спиральной перегородкой, образующей спиральные каналы с шагом 0,25 м и сечением 0,25 м × 0,03 м.

В качестве хладагента используем воду с температурой на входе (начальной) $t_n = 15^\circ\text{C}$ и на выходе (конечной) $t_k = 25^\circ\text{C}$. Теплофизические параметры хладагента выбираем по средней температуре воды $t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} = 20^\circ\text{C}$.

Выбор типа мешалки и конструкции аппарата с перемешивающим устройством. При вводе значительного количества воздуха в аппарате образуется газожидкостная система с высоким содержанием воздуха. Для интенсивного перемешивания газожидкостных систем, ускоряющего сорбцию кислорода, необходимыми значительные напряжения сдвига и циркуляция (см. табл. 1.3), что наилучшим образом достигается с помощью турбинных мешалок.

Объем газожидкостной системы значительно превышает объем неаэрированной культуральной жидкости V_p . Полный объем аппарата можно определить по уравнению $V = V_p / \varphi_{зап}$, где $\varphi_{зап}$ — коэффициент заполнения, принимаемый в зависимости от особенностей культивирования в пределах 0,5 — 0,7. При $\varphi_{зап} = 0,5$ полный объем аппарата $V = 5/0,5 = 10 \text{ м}^3$.

Исходя из объема аппарата по табл. 1.7 выбираем внутренний диаметр аппарата $D = 1800 \text{ мм}$. Высота корпуса аппарата $H_a = 4180 \text{ мм}$. Далее по ГОСТ 20680—75 выбираем аппарат с эллиптическими днищем и отъемной крышкой (тип 0), рубашкой (тип 01), открытой турбинной мешалкой в сочетании с отражательными перегородками (4 шт.) и барботером (тип 73).

Расчет мощности перемешивания. Перемешивающее устройство должно обеспечить требуемую интенсивность массопередачи. Его параметры зависят от необходимой для этого мощности перемешивания.

Удельную мощность N_v , необходимую для обеспечения заданной интенсивности массопередачи (по кислороду) в аппаратах с турбинными мешалками, можно рассчитать по уравнению (1.28), для чего необходимо предварительно определить объемный коэффициент массопередачи K_v и относительное газосодержание φ .

Из общего уравнения массопередачи при полном перемешивании имеем:

$$K_v = \frac{q_{vc}}{\Delta C_{cp}}$$

где $q_{vc} = \frac{dM}{V_p d\tau}$ — удельная скорость массопередачи по кислороду, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$;
 M — масса кислорода, кг ;
 V_p — объем жидкой фазы, м^3 ;
 ΔC_{cp} — средняя разность концентраций кислорода, отнесенная к жидкой фазе, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Кислород принадлежит к трудно-растворимым в воде газам, и растворы его приближаются к идеальным (подчиняются закону Генри). Поэтому при абсорбции кислорода линия равновесия графически выражается прямой линией и средняя разность концентраций может быть рассчитана как средняя логарифмическая:

$$\Delta C_{cp} = \frac{\Delta C_6 - \Delta C_m}{2,31g \frac{\Delta C_6}{\Delta C_m}}$$

а при $\frac{\Delta C_6}{\Delta C_m} < 2$ — как средняя арифметическая:

$$\Delta C_{cp} = \frac{\Delta C_6 + \Delta C_m}{2}$$

где $\Delta C_6 = C_p^n - C$ — разность концентраций на входе воздуха в аппарат (большая);

$\Delta C_m = C_p^k - C$ — разность концентраций на выходе его из аппарата (меньшая);

C_p^n и C_p^k — концентрация кислорода в жидкости, равновесная с воздухом, соответственно на входе в аппарат и выходе из него;

C — текущая концентрация кислорода, растворенного в жидкости, в процессе культивирования; при полном перемешивании во всех точках аппарата $C = 0,1 C_p$.

Равновесная концентрация кислорода в жидкой фазе для системы вода — воздух при постоянной температуре зависит от массовой концентрации кислорода в воздухе и общего давления системы [3]:

$$C_p = \frac{\rho_{ж} M_r P \varphi}{M_{ж} m_{ок}}$$

где P — общее давление, Па ;
 M_r , $M_{ж}$ — молекулярные массы газа (кислорода) и воды; $M_r = 32$, $M_{ж} = 18$;

17136

y — концентрация (массовая доля) кислорода в воздухе;

m_{px} — константа фазового равновесия, устанавливающая связь между парциальным давлением кислорода в воздухе и концентрацией (массовой долей) его в жидкой фазе; при температуре 35°C $m_{px} = 5,13 \cdot 10^9$ Па.

Общее давление системы на выходе воздуха из аппарата может быть принято равным атмосферному: $P_k = 1,01 \times 10^5$ Па. Давление на входе при высоте столба жидкости

$$H_{ж} = \frac{H_a}{2} = \frac{4,18}{2} = 2,09 \text{ м}$$

составляет

$$P_v = P_k + \rho_{ж} \cdot g H_{ж} = 1,01 \cdot 10^5 + 994 \cdot 9,8 \cdot 2,09 = 1,21 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Массовую долю кислорода в атмосферном воздухе принимаем $y_a = 0,232$. На выходе из аппарата концентрация кислорода в воздухе y_k меньше, чем на входе (вследствие абсорбции со скоростью $\frac{dM}{d\tau} = q_{vc} V_p$):

$$y_k = \frac{W_{r\rho_v y_a} - \frac{dM}{d\tau}}{W_{r\rho_v} - \frac{dM}{d\tau}} = \frac{W_{r\rho_v y_a} - q_{vc} V_p}{W_{r\rho_v} - q_{vc} V_p} = \frac{0,1 \cdot 1,127 \cdot 0,232 - 1,10^{-3} \cdot 5}{0,1 \cdot 1,127 - 1 \cdot 10^{-3} \cdot 5} = 0,196.$$

Используя найденные значения y и P , рассчитаем равновесные концентрации кислорода на входе и выходе из аппарата:

$$C_p^h = \frac{\rho_{ж} M_r P_v y_a}{M_{ж} m_{px}} = \frac{994 \cdot 32 \cdot 1,21 \cdot 10^5 \cdot 0,232}{18 \cdot 5,13 \cdot 10^9} = 9,65 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3;$$

$$C_p^k = \frac{\rho_{ж} M_r P_v y_k}{M_{ж} m_{px}} = \frac{994 \cdot 32 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \cdot 0,196}{18 \cdot 5,13 \cdot 10^9} = 6,83 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3.$$

Концентрация растворенного кислорода

$$C = 0,1 C_p = 0,1 \frac{C_p^h + C_p^k}{2} = 0,1 \frac{9,65 \cdot 10^{-3} + 6,83 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,82 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3.$$

Рассчитаем ΔC_6 , ΔC_m и ΔC_{cp} :

$$\Delta C_6 = C_p^h - C = 9,65 \cdot 10^{-3} - 0,82 \cdot 10^{-3} = 8,83 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta C_m = C_p^k - C = 6,83 \cdot 10^{-3} - 0,82 \cdot 10^{-3} = 6,01 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta C_{cp} = \frac{\Delta C_6 + \Delta C_m}{2} = \frac{8,83 \cdot 10^{-3} + 6,01 \cdot 10^{-3}}{2} = 7,42 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3.$$

Объемный коэффициент массопередачи

$$K_V = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{7,42 \cdot 10^{-3}} = 0,135 \text{ с}^{-1}.$$

Относительное газосодержание φ , входящее в уравнение (1.28), рассчитаем по уравнению (1.27), для чего предварительно зададимся удельной мощностью перемешивания $N_V = 5$ кВт/м³ и определим приведенную скорость воздуха, отнесенную к поперечному сечению аппарата:

$$\omega = \frac{W_r}{\pi D^2} = \frac{0,1 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,8^2} = 3,94 \cdot 10^{-2} \text{ м/с.}$$

Отсюда

$$\varphi = \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,5} + 3,42 \cdot 10^{-2} \times \frac{N_V^{0,4} \rho_{ж}^{0,2}}{\omega_{ж}^{0,6}} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,5} = \left(\frac{0,0394}{0,25} \varphi \right)^{0,5} + 3,42 \times 10^{-2} \frac{5^{0,4} \cdot 994^{0,2}}{(7,04 \cdot 10^{-2})^{0,6}} \left(\frac{0,0394}{0,25} \right)^{0,5};$$

$$\varphi = 0,394 \varphi^{0,5} + 0,05; \quad \varphi = 0,25.$$

Подставив K_V и φ в уравнение (1.28), получим:

$$N_V = \left(\frac{K_V}{0,171 \varphi^{0,67}} \right)^{\frac{1}{0,44}} = \left(\frac{0,135}{0,171 \cdot 0,25^{0,67}} \right)^{\frac{1}{0,44}} = 4,82 \text{ кВт/м}^3.$$

Так как полученное значение N_V мало отличается от принятого при расчете φ , в дальнейших уточнениях нет необходимости.

Расчет перемешивающего устройства. Расчет включает определение размеров мешалки, частоты ее вращения и выбор привода, обеспечивающих требуемую интенсивность перемешивания.

Исходным расчетным является уравнение (1.13), которое после подстановки $N_{ж}$ из уравнения (1.3) преобразуется к виду:

$$N_{ж-r} = 0,695 \frac{(E_{ж} \rho_{ж} n^3 d_{ж}^5)^{0,9} (nd_{ж}^3)^{0,45}}{W_r^{0,25}} = 0,695 \frac{(E_{ж} \rho_{ж})^{0,9} n^{3,15} d_{ж}^{5,85}}{W_r^{0,25}}.$$

Выбрав из требуемого стандартом (ГОСТ 20680—75) ряда частоту вращения мешалки $n = 3,33 \text{ с}^{-1}$ и предварительно приняв значение Eu_m равным таковому для открытой шестилопастной турбинной мешалки с параметрами $\Gamma_{D_0} = \Gamma_{H_0} = 3$; $\Gamma_{n_0} = 1$; $\Gamma_{b_0} = 0,2$ в аппарате с четырьмя отражательными перегородками ($\Gamma_{B_0} = 0,3$) при $Re_m > 10^3$ — $Eu_m = Eu_{m_0} = 6$ [5], по $N_{ж-г} = N_V V_p = 4,82 \cdot 5 = 24,1 \text{ кВт}$ определим диаметр мешалки:

$$d_m = \left[\frac{N_{ж-г} W_r^{0,25}}{0,695 (Eu_m \rho_{ж})^{0,9} n^{3,15}} \right]^{1/5,85} =$$

$$= \left[\frac{24,1 \cdot 0,1^{0,25} \cdot 10^3}{0,695 (6 \cdot 994)^{0,9} \cdot 3,33^{3,15}} \right]^{1/5,85} = 0,747 \text{ м.}$$

Ближайший по табл. 1.1 диаметр мешалки $d_m = 0,8 \text{ м}$. По табл. 1.2 определяем остальные размеры мешалки (тип 03): $b = 160 \text{ мм}$; $d = 80 \text{ мм}$; $s = 8 \text{ мм}$.

Для дальнейших расчетов необходимо уточнить мощность перемешивания газожидкостной системы $N_{ж-г}$ и неаэрированной жидкости $N_{ж}$. Прежде всего уточним значение Eu_m . Проектируемая мешалка отличается от исследованной параметрами Γ_D , Γ_H и Γ_B . Поэтому, согласно уравнению (1.5) и табл. 1.5,

$$Eu_m = Eu_{m_0} \phi_m = Eu_{m_0} \phi_D \phi_H \phi_B =$$

$$= Eu_{m_0} \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}} \right)^0 \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}} \right)^{0,5} \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B_0}} \right)^{0,3},$$

где

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_m} = \frac{1,8}{0,8} = 2,25;$$

$$\Gamma_H = \frac{H}{d_m} = \frac{2,09}{0,8} = 2,62;$$

$$\Gamma_B = \frac{B}{d_m} = \frac{0,1D}{d_m} = \frac{0,1 \cdot 1,8}{0,8} = 0,225 —$$

симплексы геометрического подобия; Eu_{m_0} — критерий Эйлера для исследованной мешалки; при $Re_m = \frac{n d_m^2 \rho_{ж}}{\mu_{ж}} = \frac{3,33 \cdot 0,8^2 \cdot 994}{0,73 \cdot 10^{-3}} = 2,87 \cdot 10^6$ приближенно по графику [5] определяем $Eu_{m_0} = 6$.

Для проектируемой мешалки

$$Eu_m = Eu_{m_0} \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}} \right)^{0,5} \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B_0}} \right)^{0,3} =$$

$$= 6 \left(\frac{2,62}{3} \right)^{0,5} \frac{0,225^{0,3}}{0,3} = 5,15.$$

Более точное значение этой величины можно рассчитать по методике ЛенНИИХиммаша. Определив по таблице 1.6 коэффициент сопротивления $\xi_m = 8,4$, рассчитав, исходя из параметров мешалки ($\Gamma_D = 2,25$; $b = 0,16$), при одной мешалке ($z_m = 1$) в аппарате с четырьмя отражательными перегородками ($z_n = 4$) вспомогательный параметр θ :

$$\theta = \frac{2\Gamma_D z_n H}{\xi_m D z_m} \ln \frac{D}{D-2b} = \frac{2 \cdot 2,25 \cdot 4 \cdot 2,09}{8,4 \cdot 1,8 \cdot 1} \times \ln \frac{1,8}{1,8-2 \cdot 0,16} = 0,46.$$

По значению θ с помощью графика (рис. 1.2) определим параметр $K_m = 0,14$ и по уравнению (1.6) рассчитаем Eu_m :

$$Eu_m = 4 \xi_m z_m K_m = 4 \cdot 8,4 \cdot 1 \cdot 0,14 = 4,7.$$

Это значение принимаем для дальнейших расчетов.

Уточним мощность перемешивания газожидкостной системы:

$$N_{ж-г} = 0,695 \frac{(Eu_m \rho_{ж})^{0,9} n^{3,15} d_m^{5,85}}{W_r^{0,25}} =$$

$$= 0,695 \frac{(4,7 \cdot 994)^{0,9} \cdot 3,33^{3,15} \cdot 0,8^{5,85}}{0,1^{0,25}} =$$

$$= 29,2 \cdot 10^3 = 29,2 \text{ кВт}$$

и мощность перемешивания при отсутствии аэрации:

$$N_{ж} = Eu_m \rho_{ж} n^3 d_m^5 = 4,7 \cdot 994 \cdot 3,33^3 \cdot 0,8^5 =$$

$$= 56,4 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 56,4 \text{ кВт.}$$

Таким образом, удельная мощность перемешивания газожидкостной системы

$$N_V = \frac{N_{ж-г}}{V_p} = \frac{29,2}{5} = 5,84 \text{ кВт/м}^3$$

больше расчетной ($N_V = 4,82 \text{ кВт/м}^3$), и проектируемая мешалка обеспечит требуемую скорость массообмена.

По значению $N_{ж}$ выбираем привода перемешивающего устройства. Расчетная мощность на валу мешалки N_m , найденная по уравнению (1.13), практически не отличается от мощности $N_{ж}$, так как при перемешивании маловязких сред $A_1 = 1$, а влиянием вспомогательных устройств на мощность можно пренебречь ($\Sigma A_2 = 0$). Номинальная мощность электродвигателя привода с учетом КПД редуктора ($\eta = 0,9$)

$$N_0 = \frac{N_0}{\eta} = \frac{56,4}{0,9} = 62,7 \text{ кВт.}$$

Выбираем нормализованный вертикальный привод 5-75-18, 8 МН 5855-66

с редуктором типа ВО-VI и электродвигателем АЭ 94-6 мощностью 75 кВт.

Тепловой расчет. Для поддержания требуемой температуры процесса ($t = 35^\circ\text{C}$) при кривлировании микрорганализма необходимо отводить не только теплоту биохимических процессов, но и теплоту, образующуюся в результате диссипации механической энергии при перемешивании с удельной мощностью $N_V = 5,84 \text{ кВт/м}^3$. При объеме жидкости $V_p = 5 \text{ м}^3$ тепловая нагрузка поверхности охлаждения

$$Q = (c_{\text{ст}} + N_V) V_p = (15 + 5,84) 5 = 1,04 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

При выбранных ранее параметрах охлаждающей воды средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,31g \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{20 - 10}{2,31g \frac{20}{10}} = 14,4^\circ\text{C.}$$

Для расчета поверхности охлаждения необходимо найти коэффициент теплопередачи:

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой жидкости к стенке аппарата, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки аппарата к охлаждающей воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

$\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки аппарата; $\delta_{\text{ст}} = 0,01 \text{ м}$;

$\lambda_{\text{ст}}$ — теплопроводность стенки; для нержавеющей стали марки 12х18н10т принимаем $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

Расчет α_1 ведем по уравнению (1.21) с учетом отклонения проектируемого аппарата от исследованной типовой конструкции по Γ_D и Γ_H (влиянием отклонения Γ_B пренебрегаем):

$$\begin{aligned} Nu &= 0,76 Re_m^{0,67} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ст}}}\right)^{0,14} \psi_D \psi_H = \\ &= 0,76 \left(\frac{nd_m^2 \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}\right)^{0,67} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ст}}}\right)^{0,14} \times \\ &\quad \times \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}}\right)^{-0,13} \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}}\right)^{-0,56} = \\ &= 0,76 \left(\frac{3,33 \cdot 0,8^2 \cdot 994}{0,73 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,67} 4,87^{0,33} \times \\ &\quad \times \left(\frac{0,73 \cdot 10^{-3}}{0,86 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,14} 2,25^{-0,13} 2,62^{-0,56} = \\ &= 30800. \end{aligned}$$

$$\text{По значению } Nu \text{ определяем } \alpha_1 = \frac{Nu \lambda_{\text{ж}}}{D} = \frac{30800 \cdot 0,626}{1,8} = 10700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

При расчете температура стенки условно принята средней между температурой перемешиваемой среды и охлаждающей воды ($t_{\text{ст}} = 27^\circ\text{C}$).

Охлаждающая вода протекает по спиральному каналу прямоугольного сечения ($n_{\text{сп}} \times b_{\text{сп}} = 0,25 \text{ м} \times 0,03 \text{ м}$), площадь которого $f = 0,0075 \text{ м}^2$, а эквивалентный диаметр

$$d_{\text{экв}} = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,0075}{2(0,25 + 0,03)} = 0,0536 \text{ м.}$$

Расход охлаждающей воды, вычисляемый из уравнения теплового баланса,

$$G_B = \frac{Q}{c_B (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})} = \frac{1,04 \cdot 10^5}{4,19 \cdot 10^3 (25 - 15)} = 2,48 \text{ кг/с,}$$

а скорость течения воды в канале

$$w_B = \frac{G_B}{f_{\text{в}}} = \frac{2,48}{0,0075 \cdot 998} = 0,33 \text{ м/с.}$$

При такой скорости критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w_B d_{\text{экв}}}{\nu_B} = \frac{0,33 \cdot 0,0536}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 17500,$$

режим движения турбулентный, и для расчета α_2 можно использовать критериальное уравнение [2]:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_1 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25} X,$$

где ε_1 — поправочный коэффициент, учитывающий влияние длины канала на коэффициент теплоотдачи; поскольку в нашем случае отношение длины канала к эквивалентному диаметру канала больше 50, влиянием длины канала пренебрегаем; $\varepsilon_1 = 1$;

X — коэффициент, учитывающий кривизну спиралей:

$$X = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{экв}}}{D} = 1 + 3,54 \frac{0,0536}{1,8} = 1,105.$$

Приняв критерий $Pr_{\text{ст}} = 5,93$ при $t_{\text{ст}} = 27^\circ\text{C}$, определяем критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,021 \cdot 17500^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \times \left(\frac{7,02}{5,93}\right)^{0,25} 1,105 = 147,5,$$

а затем коэффициент α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda_B}{d_{\text{экв}}} = \frac{147,5 \cdot 0,599}{0,0536} = 1645 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Далее определяем коэффициент теплопередачи K_0 :

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{10700} + \frac{0,01}{17,5} + \frac{1}{1645}} = 785 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом загрязнения поверхности ($\varphi_n = 0,9$) коэффициент теплопередачи $K = K_{0\varphi_n} = 785 \cdot 0,9 = 706 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

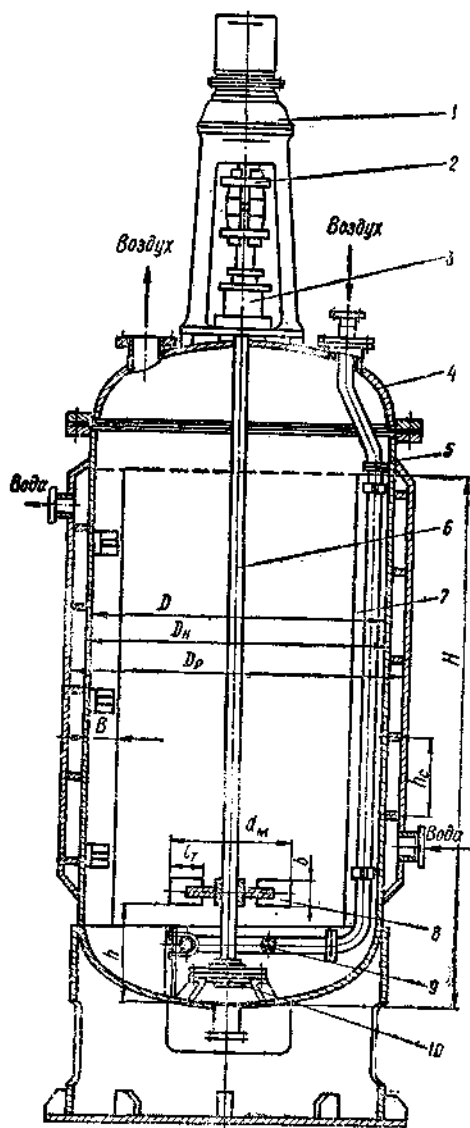


Рис. 1.4. Общий вид аппарата с перемешивающим устройством для абсорбции кислорода:

1 — привод перемешивающего устройства; 2 — муфта; 3 — уплотнение вала; 4 — крышка корпуса; 5 — корпус аппарата; 6 — вал перемешивающего устройства; 7 — отражательные перегородки; 8 — мешалка; 9 — барботер; 10 — концевая опора вала

Поверхность охлаждения

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{ср}} = \frac{1,04 \cdot 10^5}{706 \cdot 14,4} = 10,2 \text{ м}^2$$

и разместится на высоте

$$H = \frac{F}{\pi D} = \frac{10,2}{3,14 \cdot 1,8} = 1,8 \text{ м},$$

т. е. на боковой поверхности аппарата в его рабочей зоне.

На основе полученных расчетных данных проектируется аппарат, общий вид которого показан на рис. 1.4. Большинство узлов аппарата нормализованы и их конструкция описана в справочной литературе [1]. Корпус аппарата выполняется по ОСТ 26—01—1246—75.

Список литературы

1. Лашинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. М., Машиностроение, 1970.
2. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. Н. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1976.
3. Процеси і апарати харчових виробництв/За ред. В. М. Стабникова. Київ, Вища школа, 1975.
4. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976.
5. Стренк Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками. Л., Химия, 1975.
6. Теория и практика перемешивания в жидких средах. М., НИИТЕХИМ, 1973.
7. Холланд Ф., Чапман Ф. Химические реакторы и смесители для жидкофазных процессов. М., Химия, 1974.
8. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Л., Химия, 1963.
9. Аппараты с механическими перемешивающими устройствами вертикальные. Типы и основные параметры. ГОСТ 20680—75.
10. Аппараты с механическими перемешивающими устройствами вертикальные. Метод расчета. РТМ 26—01—90—76.
11. Мешалки. Типы, параметры, конструкция и основные размеры. ОСТ 26—01—1245—75.

Глава II. ОСАЖДЕНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Отстаивание суспензий производят в аппаратах, называемых *отстойниками*. В зависимости от характера процесса различают отстойники периодического, непрерывного и полупериодического действия. Минимальный размер

частиц, при которых отстаивание эффективно, составляет 0,4—0,5 мкм.

В пищевой промышленности применяются различные типы отстойников [3, 4, 5]. Мы рассмотрим два типа конструкций — вертикальные многоярусные отстойники, применяющиеся для обработки пищевых продуктов в основном производстве, и горизонтальные желобчатые, которые используются для обработки отходов основного производства, например, для очистки сточных вод.

Вертикальные многоярусные отстойники (рис. 11.1) широко применяются в сахарной промышленности. Они имеют вертикальный цилиндрический корпус 1, разделенный коническими пере-

городками 6 со сборниками на 5—7 секций. В центре отстойника с частотой $0,32 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$ вращается вал 4, выполненный из отрезков соединенных друг с другом труб. В верхней части вал муфтой соединен с электродвигателем через клиноременную передачу и редуктор.

В приемную камеру каждой секции по трубам 6 подается суспензия. Она проходит в отстойную камеру 9. Здесь от нее отделяется осветленная часть (декантат), которая через патрубки 5 поступает в два кольцевых сборника и по другому патрубку уходит из отстойника. Выделяющиеся из декантата газы и пена отводятся из верхних точек секций.

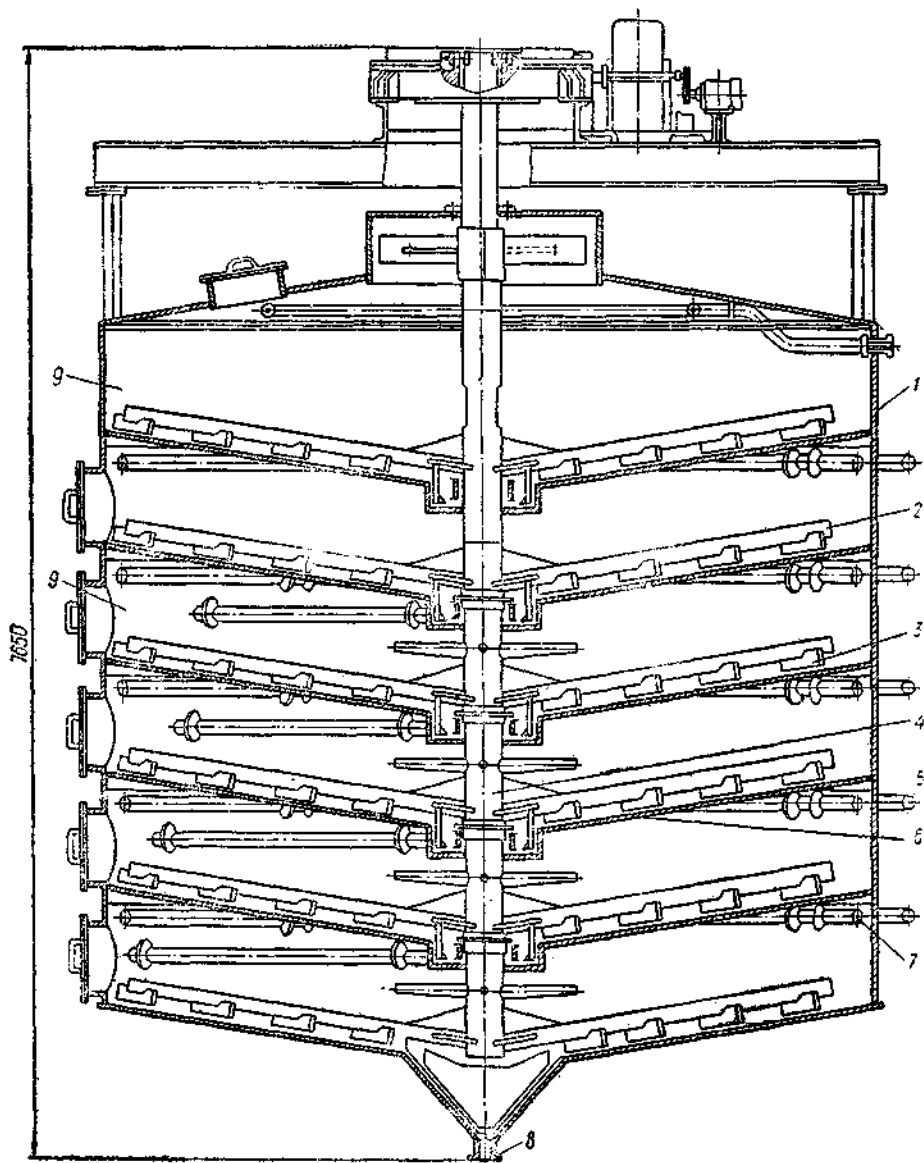


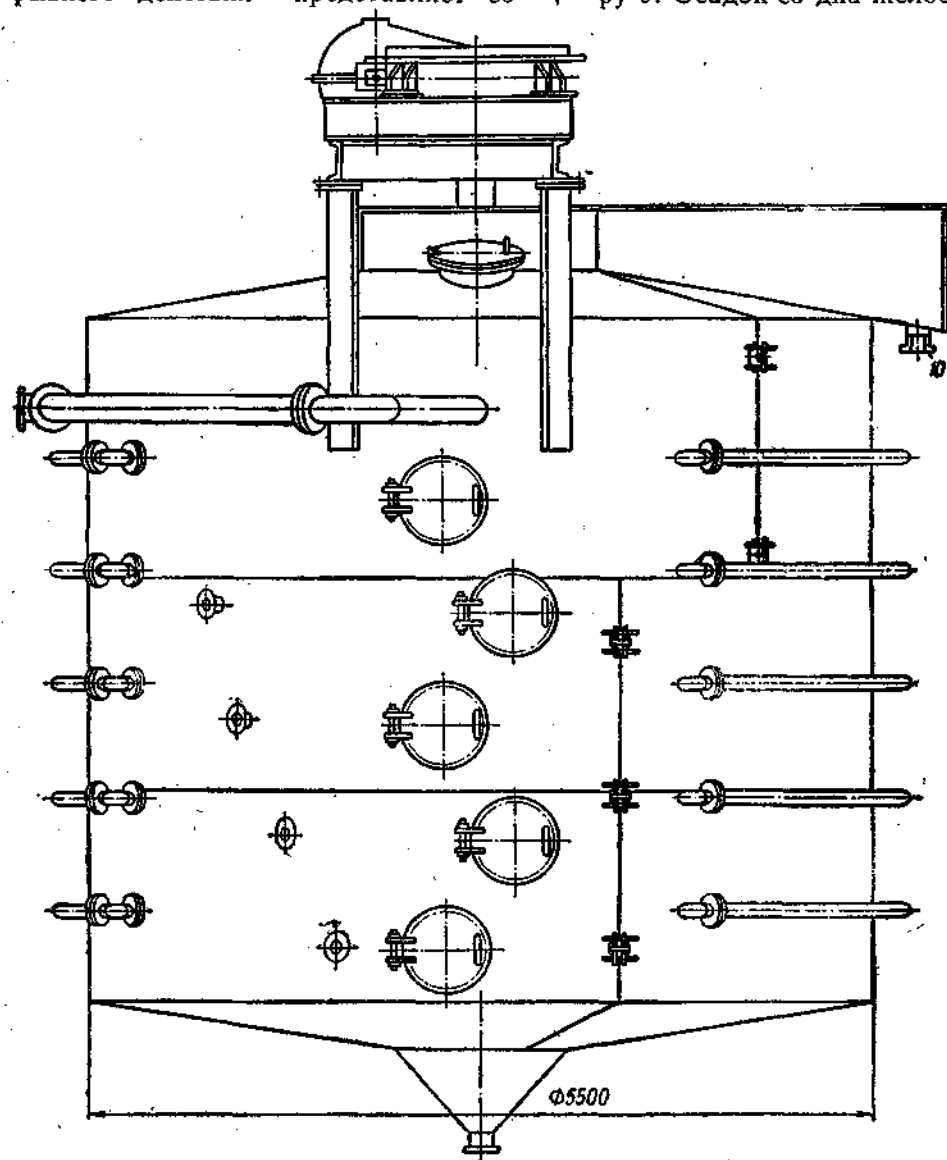
Рис. 11.1. Многоярусный

зия вращающимися с валом лопастями 2, на которых установлены скребки 3, сгребаются к центру отстойника и попадают в сборник 8. Здесь скребки подают суспензию в трубы, по которым она поступает на дальнейшую переработку.

Каждая секция работает как самостоятельный отстойник. В них предусмотрены люки для проведения текущего ремонта и очистки. Одно из преимуществ этих отстойников — возможность регулирования его работы включением отдельных секций.

Отстойник второго типа (рис. II.2) — горизонтальный желобчатый непрерывного действия — представляет со-

угольного сечения с уклоном в направлении движения суспензии. Размер уклона составляет 0,01. На дне отстойника также с уклоном 0,01 по оси установлен желоб прямоугольного сечения. Желоб и уклоны обеспечивают удобство очистки отстойника от ила при остановке на профилактический ремонт. Сточные воды, поступающие в отстойник через впускную щель 1, проходят через перфорированную перегородку 3, которая обеспечивает равномерное распределение воды по сечению отстойника. В процессе осаждения полученный декантат из отстойника выводится через заборную камеру 6. Осадок со дна желоба удаляется



отстойник

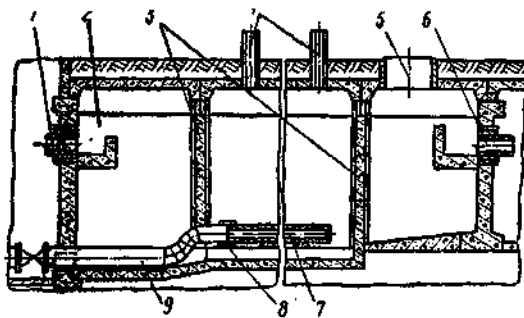


Рис. 11.2. Горизонтальный отстойник

с помощью дырчатых асбоцементных труб 7, проложенных по оси отстойника. Осадок сбрасывается под действием статического давления воды. Он выпускается из отстойника через стальную трубу 9, которая муфтой 8 и резиновыми прокладками соединена с дырчатой асбоцементной трубой.

Для устранения влияния ветра и температуры наружного воздуха отстойник снабжен крышей и земляной подушкой. На крыше имеются отдушины 4 и люки 5 для обслуживания.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ОСАЖДЕНИЯ

Исходя из особенностей движения твердой частицы в жидкой среде, можно предложить [3,5] следующее критериальное уравнение для расчета процесса охлаждения:

$$Eu = A Re^{-\alpha}, \quad (11.1)$$

где $Eu = \frac{R}{\rho_0 \omega^2 l^2}$ — модифицированный критерий Эйлера, учитывающий сопротивление среды;

$Re = \frac{\omega d \rho_0}{\mu}$ — критерий Рейнольдса, учитывающий режим движения среды;

A, α — коэффициент и показатель степени, определяемые в каждом конкретном случае опытным путем.

Из этого уравнения находят выражение для силы сопротивления:

$$R = E u \rho_0 \omega^2 d^2, \quad (11.2)$$

где ρ_0 — плотность среды, $кг/м^3$;

ω — скорость осаждения, $м/с$;

d — диаметр частицы, $м$.

Отсюда после преобразований [4] можно получить основное уравнение теории осаждения:

$$d^3 \frac{\rho_0 - \rho_0}{\rho_0} a = \frac{3}{4} \xi \omega^2 d^2, \quad (11.3)$$

где d — диаметр частицы, $м$;

ρ_0 — плотность частицы, $кг/м^3$;

$\xi = \frac{8}{\pi} Eu$ — коэффициент сопротивления среды, а из него, в свою очередь, — уравнение для расчета скорости осаждения:

$$\omega = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{d}{\xi} \frac{\rho_0 - \rho_0}{\rho_0} a}. \quad (11.4)$$

При расчете по уравнениям (11.2—11.4) возникают затруднения, обусловленные тем, что входящий в них коэффициент сопротивления сам является функцией скорости и размера частиц. Для выхода из этого положения было предложено [4] преобразовывать основное уравнение (11.4) теории осаждения в критериальное уравнение вида

$$Ar Kp = \frac{3}{4} \xi Re^2, \quad (11.5)$$

где $Ar = \frac{g d^3 \rho_0 - \rho_0}{\nu^2 \rho_0}$ — критерий Архимеда;

$Kp = \frac{a}{g}$ — отношение ускорений.

В критерий Архимеда искомая величина — скорость осаждения — не входит. Он состоит из величин, которые обычно либо заданы, либо могут быть заранее определены. В правую часть уравнения (11.5) входит коэффициент сопротивления среды, который является функцией Re ; для ламинарного режима осаждения, когда $Re < 2$, $\xi = \frac{24}{Re}$, и уравнение (11.5) принимает вид

$$\frac{24}{Re} Re^2 = \frac{4}{3} Ar, \quad (11.6)$$

или

$$Re = \frac{Ar}{18}. \quad (11.7)$$

При переходном режиме осаждения, когда $2 \leq Re \leq 500$, $\xi = \frac{18,5}{Re}$, и уравнение (11.5) преобразуется в следующую зависимость:

$$Re = 0,152 Ar^{0,715}. \quad (11.8)$$

Для турбулентного режима осаждения, когда $\xi = 0,44$,

$$Re = 1,74 \sqrt{Ar}. \quad (11.9)$$

Подстановкой в уравнения (11.7—11.9) предельных значений критерия Re для различных режимов осаждения находят для них предельные значения критерия Ar : для ламинарного $Ar \leq 36$; переходного $36 < Ar \leq 83\,000$; турбулентного $Ar > 83\,000$.

таким образом, рассматривая критерий Ag , определяют область, в которой происходит осаждение. По значению критерия Ag с помощью одного из уравнений (II.7—II.9) исчисляют Re , а затем из Re и скорость осаждения:

$$w = \frac{\mu Re}{d\rho} \quad (II.10)$$

Скорость осаждения частиц шарообразной формы меньше, чем шарообразной. Чтобы рассчитать ее значение, скорости для шарообразных частиц умножают на ϕ — поправочный коэффициент формы, который меньше единицы. Его значение определяют опытным путем. Так, для частиц округлой формы $\phi = 0,77$, для угловатых $\phi = 0,66$, для продолговатых $\phi = 0,58$, для пластинчатых $\phi = 0,43$.

В промышленных условиях осаждение происходит в ограниченном объеме при большой концентрации твердой фазы, вследствие чего оседающие частицы влияют на движение друг друга. Такое «стесненное», или солидарное, осаждение сопровождается трением между частицами и их взаимными столкновениями. Скорость стесненного осаждения меньше скорости свободного. Для ее расчета предлагается [3] следующее уравнение:

$$Re_{ст} = \frac{Ag \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,6 \sqrt{Ag \varepsilon^{4,75}}}, \quad (II.11)$$

где $Re_{ст}$ — критерий Рейнольдса, куда входит скорость стесненного осаждения $w_{ст}$;

$\varepsilon = \frac{V_{ж}}{V_{ж} + V_{ч}}$ — объемная доля жидкости

в неоднородной жидкой системе (объем последней равен сумме объемов жидкости $V_{ж}$ и частиц $V_{ч}$).

Уравнение (II.11) применимо для всех областей осаждения. Определив критерий Рейнольдса, из него находят скорость стесненного осаждения. Для расчета скорости стесненного осаждения применяют также эмпирические зависимости:

$$\text{при } \varepsilon > 0,7 \quad w_{ст} = w\varepsilon^{2,10 - 1,32(1-\varepsilon)}; \quad (II.12)$$

$$\text{при } \varepsilon \leq 0,7 \quad w_{ст} = w \frac{0,123\varepsilon^3}{1-\varepsilon}. \quad (II.13)$$

Как правило, объемы жидкости и твердых частиц не заданы, а известны массовая концентрация твердой фазы в начальной смеси, плотность жидкой и твердой фаз. Чтобы найти ε — объемную долю жидкости в суспензии, —

находят плотность суспензии по уравнению:

$$\rho_c = \frac{1}{\frac{x_1}{\rho_ч} + \frac{1-x_1}{\rho_0}}, \quad (II.14)$$

где $\rho_ч, \rho_0$ — плотность соответственно твердого тела (частицы) и жидкости, $кг/м^3$;

x_1 — концентрация твердой фазы в суспензии, $кг/кг$;

исчисляют объемную долю твердой фазы в суспензии:

$$q = \frac{x_1 \rho_c}{\rho_ч}, \quad (II.15)$$

что позволяет найти

$$\varepsilon = 1 - q = 1 - \frac{x_1 \rho_c}{\rho_ч}. \quad (II.16)$$

Кроме того, от значения q зависит вязкость суспензии:

$$\mu_c = \mu_0 (1 + 4,5q), \quad (II.17)$$

где μ_0 — вязкость жидкой фазы при заданной температуре суспензии.

Поправку на заданную температуру определяют по таким уравнениям:

для вязкости

$$\mu_a = \frac{12,9\mu_0}{t_a^{0,85}}; \quad (II.18)$$

для плотности

$$\rho_a = \rho_0 = 0,0005(t_a - t_0). \quad (II.19)$$

В этих уравнениях индекс «0» соответствует значению при известной температуре, «з» — при заданной.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ОТСТОЙНИКА

Производительность отстойника по осветленной фазе определяют по уравнению

$$G_{ж} = G_c \cdot \left(1 - \frac{x_1}{x_2}\right), \quad (II.20)$$

где G_c — количество суспензии перед отстаиванием, $кг/с$;

x_1 — концентрация твердой фазы в суспензии до разделения, $кг/кг$;

x_2 — концентрация твердой фазы в осадке, $кг/кг$.

Общая площадь осаждения

$$F = \frac{G_c}{\rho_0 w_{ст}} \left(1 - \frac{x_1}{x_2}\right), \quad (II.21)$$

где G_c — количество суспензии, предназначенной для осветления, $кг/с$;

ρ_0 — плотность осветленной части суспензии, $кг/м^3$;

$w_{ст}$ — скорость стесненного осаждения, $м/с$.

1. Рассмотрим расчет отстойника с n ярусами.

Площадь осаждения каждого из n ярусов

$$F' = \frac{F}{n}, \quad (II.22)$$

где F — общая площадь осаждения.

Отсюда диаметр отстойника $D = \sqrt{\frac{4F'}{\pi}}$. Чтобы определить высоту одного яруса отстойника, из уравнения материального баланса находят общую массу осадка:

$$G_{oc} = \frac{G_c x_1}{x_2}. \quad (II.23)$$

Масса, осаждающаяся на одном ярусе,

$$G'_{oc} = \frac{G_{oc}}{n}. \quad (II.24)$$

Далее находят плотность суспензии в зоне сгущения:

$$\rho_c = \frac{c+1}{\frac{1}{\rho_r} + \frac{c}{\rho_0}}, \quad (II.25)$$

где ρ_r , ρ_0 — плотность соответственно твердой и жидкой фаз, кг/м^3 ;

c — соотношение жидкой и твердой фаз (для пищевых продуктов можно принимать $c = 2 \dots 4$).

Затем рассчитывают концентрацию твердой фазы в суспензии в зоне сгущения, $\text{кг твердой фазы / кг суспензии}$:

$$\bar{x} = \frac{1}{1+c}. \quad (II.26)$$

Тогда в 1 м^3 сгущенной суспензии твердой фазы содержится, кг :

$$G_r = \rho_c \bar{x}. \quad (II.27)$$

Секундная производительность 1 м^2 яруса по твердой фазе

$$G'_r = G'_{oc} \frac{x_2}{100 \cdot 0,785 D^2}. \quad (II.28)$$

Если процесс уплотнения осадка в зоне осаждения продолжается m секунд, то в зоне сгущения через 1 м^2 поверхности осаждения пройдет $G'_r m$ кг твердой фазы. Из уравнения (II.27) следует, что 1 м^3 суспензии в зоне сгущения содержит G_r кг твердой фазы. Отсюда высота зоны сгущения

$$h_1 = \frac{G_{oc} x_2 m}{100 \cdot 0,785 D^2 G_r}. \quad (II.29)$$

Общая высота яруса отстойника состоит из высоты зоны питания яруса

лопасти h_3 . Размер h_2 принимается в пределах $0,45-0,75 \text{ м}$, а h_3 зависит от угла наклона лопастей ко дну отстойника и рассчитывается по уравнению

$$h_3 = \alpha \frac{D}{2}, \quad (II.30)$$

где α — наклон лопасти на 1 м радиуса отстойника, м ; $\alpha = 0,1-0,2$;

D — диаметр отстойника, м .

Конструктивный расчет горизонтального желобчатого отстойника производится следующим образом:

ширину отстойника определяют по уравнению

$$B = \frac{G_c}{H \omega \rho_c}, \quad (II.26)$$

где B — ширина отстойника, м ;

G_c — производительность отстойника, кг/с ;

H — высота отстойника, м ;

ω — скорость движения суспензии по отстойнику, м/с , $\omega \leq \omega_{cr}$;

ρ_c — плотность суспензии, кг/м^3 .

Зная из уравнения (II.21) поверхность осаждения и ширину отстойника, находят его длину:

$$L = \frac{F}{B}. \quad (II.27)$$

Строительная длина отстойника больше расчетной L на 1 м :

$$L_{стр} = L + 1. \quad (II.28)$$

Для равномерного распределения суспензии по сечению отстойника в начале и конце его на расстоянии 1 м от торцовых стенок ставят поперечные перфорированные перегородки. Необходимую площадь отверстий в распределительных перегородках определяют по уравнению

$$\Sigma f_0 = \frac{G}{\rho_c \omega'}, \quad (II.29)$$

где ω' — скорость движения суспензии в отверстиях.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Требуется рассчитать шестиярусный отстойник непрерывного действия для осветления $G_c = 42 \text{ кг/с}$ суспензии с концентрацией твердой фазы $x_1 = 0,04 \text{ кг/кг}$ и сгущения ее до $x_2 = 0,16 \text{ кг/кг}$.

Исходные данные:

температура поступающей в отстойник суспензии 90°C ;

плотность осветленной суспензии $\rho_0 = 1080 \text{ кг/м}^3$;

эквивалентный диаметр частиц твердой фазы округлой формы $r'_{\text{эква}} = 20 \mu\text{м}$; плотность частиц $\rho_{\text{ч}} = 2000 \text{ кг/м}^3$; соотношение жидкой и твердой фаз $C = 3$;

продолжительность уплотнения осадка в зоне осаждения $\tau = 1000 \text{ с}$.

Расчет скорости осаждения. Чтобы определить режим осаждения, найдем критерий Ag :

$$Ag = \frac{gd^3 \rho_0^2}{\mu^2} \frac{\rho_{\text{ч}} - \rho_0}{\rho_0} = \frac{9,8(20 \cdot 10^{-6})^3 1080^2}{(0,52 \cdot 10^{-3})^2} \frac{2000 - 1080}{1080} \approx 0,3.$$

Следовательно, режим движения ламинарный. По уравнению (II.7) определим критерий

$$Re = \frac{0,3}{18} = 0,017.$$

Зная критерий Re , по уравнению (II.10) рассчитаем скорость осаждения:

$$\omega = \frac{\rho_0 Re}{d_2 \rho_0} = \frac{0,52 \cdot 10^{-3} \cdot 0,017}{20 \cdot 10^{-6} \cdot 1080} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

Определим скорость осаждения частиц округлой формы:

$$\omega_1 = 0,77 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

Чтобы найти скорость стесненного осаждения, вычислим вначале плотность суспензии по уравнению (II.14):

$$\rho_c = \frac{1}{\frac{0,04}{2000} + \frac{1-0,04}{1080}} = 1100 \text{ кг/м}^3.$$

Затем рассчитаем объемную долю твердой фазы в суспензии:

$$g = \frac{0,04 \cdot 1100}{2000} = 0,022.$$

Объемная доля жидкости в неоднородной жидкой системе

$$\epsilon = 1 - 0,022 = 0,978.$$

Поскольку $\epsilon > 0,7$, то для расчета $\omega_{\text{ст}}$ используем уравнение (II.12):

$$\omega_{\text{ст}} = 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,978^2 \cdot 10^{-1,82(1-0,978)} = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

Вычислим производительность отстойника по осветленной жидкой фазе:

$$G_{\text{ж}} = 42 \left(1 - \frac{0,04}{0,16}\right) = 31,5 \text{ кг/с}.$$

Тогда общая площадь осаждения

$$F = \frac{42}{1080 \cdot 0,28 \cdot 10^{-3}} \left(1 - \frac{0,04}{0,16}\right) = 94,5 \text{ м}^2.$$

ния увеличивают на 30%; таким образом, $F = 123 \text{ м}^2$.

Конструктивный расчет отстойника. Площадь осаждения каждого из шести ярусов

$$F = \frac{123}{6} = 20,5 \text{ м}^2.$$

Отсюда диаметр отстойника

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,5}{3,14}} = 5,1 \text{ м}.$$

Для определения высоты одного яруса отстойника необходимо найти общую массу осадка:

$$G_{\text{ос}} = \frac{42 \cdot 0,04}{0,16} = 10,5 \text{ кг/с}.$$

Масса осадка на одном ярусе

$$G'_{\text{ос}} = \frac{10,5}{6} = 1,75 \text{ кг/с}.$$

Теперь рассчитаем плотность суспензии в зоне сгущения по уравнению (II.25):

$$\rho_c = \frac{3+1}{\frac{1}{2000} + \frac{1}{1080}} = 1220 \text{ кг/м}^3.$$

Массовая доля (концентрация) суспензии в зоне сгущения

$$x = \frac{1}{1+c} = 0,25.$$

Содержание твердой фазы в 1 м^3 сгущенной суспензии, согласно уравнению (II.27),

$$G_{\text{т}} = 1220 \cdot 0,25 = 305 \text{ кг}.$$

Секундная производительность 1 м^2 яруса по твердой фазе

$$G'_{\text{т}} = G'_{\text{ос}} \frac{x_2}{100 \cdot 0,785} = 10,5 \frac{16}{100 \cdot 0,785 \cdot 5,1^2} = 0,084 \text{ кг/с}.$$

Теперь по уравнению (II.29) найдем высоту зоны сгущения:

$$h_1 = 0,084 \frac{1000}{305} = 0,25 \text{ м}.$$

Зону питания яруса h_2 принимаем равной $0,5 \text{ м}$, а высоту зоны, в которой вращаются лопасти, h_3 рассчитываем по уравнению (II.30):

$$h_3 = 0,15 \frac{5,1}{2} = 0,38.$$

Тогда высота яруса отстойника

$$H_1 = h_1 + h_2 + h_3 = 0,25 + 0,5 + 0,38 = 1,13 \text{ м}.$$

Общая высота шестиярусного отстойника

$$H_{\text{общ}} = nH_1 = 6 \cdot 1,13 = 6,78 \text{ м}.$$

1. Азрилевич М. Я. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., Пищевая промышленность, 1972.
2. Гнедин К. В. Режим работы и гидравлика горизонтальных отстойников. Киев, Будівельник, 1972.
3. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1971.
4. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М., Редько Ф. А. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1976.
5. Стахеев И. В. Основы проектирования процессов и аппаратов пищевых производств. Минск, Высшая школа, 1972.

Глава III. ФИЛЬТРОВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Фильтрация — это процесс разделения суспензии на твердую и жидкую фазы пропусканием ее через фильтрующую перегородку (ткань, металлическую сетку, фильтр-картон, пористую керамику, зернистые слои песка, диатомит). Классификация фильтров (приборов для фильтрации) приведена на схеме III.1.

В пищевой промышленности применяются многие типы фильтров. В сахарном производстве, например, для отделения осадка от сатурационного сока и очистки сиропа используют барабанные вакуум-фильтры (камерные и бескамерные), дисковые и патронные фильтры, автоматизированные фильтрпрессы ФПАКМ; в пивоварении для отделения дробины от сусла и осветления пива — фильтрпрессы рамные, камерные и ФПАКМ; в консервной промышленности для осветления соков и в молочной для очистки молока от механических примесей — пластинчатые и рамные фильтрпрессы.

Дрожжевые осадки, виноградный сок, виноматериалы и вина фильтруют с помощью цилиндрических матерчатых фильтров (ЦМФ), намывных фильтров, фильтрпрессов пластинчатых и ФПАКМ.

В ликероводочном производстве сортировки обрабатывают на песочных фильтрах и в колонках с активированным углем. Для фильтрации сахарных сиропов используют сетчатые

фильтры, для умягчения воды (нака-

тионитовые. При производстве фруктовых вод для фильтрации воды применяют керамический свечной фильтр. В крахмало-паточной промышленности промывание крахмала, обезвоживание мелкой мезги и глютена производится на барабанных вакуум-фильтрах, рамных и автоматизированных фильтрпрессах.

Для выделения дрожжей из готового дрожжевого концентрата используют барабанный вакуум-фильтр.

Процессы промышленного фильтрации можно подразделить на две группы: фильтрация с выделением осадка на фильтровальной перегородке и фильтрация с закупориванием пор фильтровальной перегородки.

Наиболее распространен первый метод. Среди процессов, входящих в эту группу, различают, в свою очередь, фильтрация с образованием несжимаемого осадка на несжимаемой фильтровальной перегородке и фильтрация с образованием сжимаемого осадка на сжимаемой фильтровальной перегородке.

УРАВНЕНИЕ ФИЛЬТРОВАНИЯ

При расчете процесса фильтрации основной задачей является определение скорости фильтрации в зависимости от влияющих на нее факторов. Как установлено, скорость фильтрации прямо пропорциональна движущей силе процесса, т. е. перепаду давлений на фильтре, и обратно пропорциональна вязкости фильтрата, а также общему сопротивлению осадка и фильтровальной перегородки. В соответствии с этим основное дифференциальное уравнение фильтрации имеет вид:

$$\frac{dV}{F d\tau} = \frac{\Delta p}{\mu (R_{oc} + R_n)}, \quad (III.1)$$

где V — объем фильтрата, прошедшего через фильтр за время τ , м³;

F — поверхность фильтрации, м²;

τ — продолжительность фильтрации, с;

Δp — разность давлений, Па;

μ — вязкость жидкой фазы суспензии, Па·с;

R_{oc} — сопротивление слоя осадка, 1/м;

R_n — сопротивление фильтровальной перегородки, 1/м.



Схема III.1. Классификация фильтров

При этом величина

$$\frac{dV}{Fdt} = v \quad (III.2)$$

представляет собой переменную скорость фильтрования, выраженную в м/с.

Спротивление осадка определяют по формуле

$$R_{oc} = r_0 h_{oc} = r_0 x_0 \frac{V}{F} = r_0 x_0 q, \quad (III.3)$$

где r_0 — удельное объемное сопротивление осадка (сопротивление, оказываемое потоку фильтрата равномерным слоем осадка толщиной 1 м), $1/м^2$;

$h_{oc} = x_0 \frac{V}{F}$ — толщина слоя осадка, м;

$q = \frac{V}{F}$ — удельная производительность фильтра (по фильтрату), $м^3/м^2$;

$x_0 = \frac{V_{oc}}{V}$ — объем осадка, приходящийся на 1 $м^3$ фильтрата, $м^3/м^3$.

Величину X_0 рассчитывают по одной из следующих зависимостей:

$$x_0 = \frac{c \rho_{ж}}{\rho_0 [100 - (W + c)]}, \quad (III.4)$$

где c — массовое содержание твердой фазы в суспензии, %;

$\rho_{ж}$ — плотность жидкой фазы при температуре фильтрования, $кг/м^3$;

ρ_0 — плотность влажного осадка, $кг/м^3$;

W — массовое содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке, %.

Величину ρ_0 предварительно вычисляют по формуле

$$\rho_0 = \frac{100 \rho_{т} \rho_{ж}}{100 \rho_{ж} + (\rho_{т} - \rho_{ж}) W}, \quad (III.5)$$

где $\rho_{т}$ — плотность твердой фазы осадка, $кг/м^3$.

Другие известные зависимости для определения x_0 :

$$x_0 = \frac{c [100\alpha + (1 - \alpha) W]}{100 [100 - (W + c)]}, \quad (III.6)$$

где $\alpha = \rho_{ж} / \rho_{т}$

$$\text{и } x_0 = \frac{x_m}{\rho_{т} (1 - \varepsilon)}, \quad (III.7)$$

где ε — пористость осадка, или отношение объема пор к объему осадка;

x_m — масса твердой фазы, откладывающейся при получении 1 $м^3$ фильтрата, $кг/м^3$.

Для нахождения величины x_m используют уравнение

$$x_m = \frac{c \rho_{ж} (100 - W)}{100 [100 - (W + c)]}, \quad (III.8)$$

Значения x_0 и x_m с некоторой погрешностью можно определить на основании непосредственных измерений объема и массы влажного осадка, полученного на фильтровальной воронке, а также из анализа осадка на содержание жидкой фазы. При известных x_0 и x_m формулу (III.7) применяют для определения пористости осадка.

Промышленное фильтрование проводят чаще всего при постоянной скорости фильтрования или при постоянном давлении. При $\Delta p = \text{const}$ основное уравнение фильтрования (III.1) имеет вид:

$$V^2 + 2 \frac{R_{т} F}{\rho_0 x_0} V = 2 \frac{\Delta p F^2}{\mu \rho_0 x_0} \tau. \quad (III.9)$$

Это уравнение применимо к сжимаемым и несжимаемым осадкам.

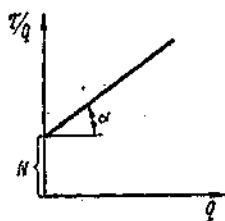


Рис. III.1. Зависимость τ/q от q

По отношению к 1 м² поверхности фильтрования уравнение (III.9) принимает вид:

$$q^2 + 2 \frac{R_n}{r_0 x_0} q = 2 \frac{\Delta p}{\mu r_0 x_0} \tau, \quad (\text{III.10})$$

где $\frac{R_n}{r_0 x_0} = C$ — константа фильтрования, характеризующая гидравлическое сопротивление фильтровальной перегородки (ткани), м³/м²;

$$\frac{2\Delta p}{\mu r_0 x_0} = K — константа фильтрования,$$

учитывающая режим процесса и физико-химические свойства осадка и жидкости, м²/с.

Для определения констант r_0 и R_n по экспериментальным данным используют видоизмененное уравнение (III.10):

$$\frac{\tau}{q} = \frac{\mu r_0 x_0}{2\Delta p} q + \frac{\mu R_n}{\Delta p}. \quad (\text{III.11})$$

Графически уравнение (III.11) выражается прямой линией, наклоненной к оси абсцисс под углом α , тангенс которого равен $M = \frac{1}{K} = \frac{\mu r_0 x_0}{2\Delta p}$, и отсекающей на оси ординат (при $q = 0$) отрезок $N = \frac{\mu R_n}{\Delta p}$.

Чтобы построить зависимость $\tau/q = f(q)$, исследуемую суспензию разделяют на фильтре выбранной конструкции или на небольшом лабораторном фильтре при постоянной разности давлений, отмечая по ходу процесса ряд соответствующих друг другу значений q и τ . По полученным данным в координатах $q — \tau/q$ наносят точки, которые соединяют прямой линией, продолжая ее до пересечения с осью ординат (рис. III.1). График позволяет найти значения M и N и вычислить величины r_0 и R_n :

$$r_0 = \frac{2M\Delta p}{\mu x_0}, \quad (\text{III.12})$$

$$R_n = \frac{N\Delta p}{\mu}. \quad (\text{III.13})$$

Зная r_0 и R_n , по уравнению (III.1) определяют скорость фильтрования.

При $v = \text{const}$ основное уравнение фильтрования принимает вид:

$$\Delta p = \mu r_0 x_0 v^2 \tau + \mu R_n v. \quad (\text{III.14})$$

С помощью этого уравнения вычисляют время фильтрования, в течение которого разность давлений достигает максимально допустимой величины. При постоянной скорости фильтрования константы фильтрования также определяют на основании экспериментальных данных графоаналитическим способом, используя уравнение

$$\frac{\tau}{q} = \frac{\mu r_0 x_0}{\Delta p} q + \frac{\mu R_n}{\Delta p}. \quad (\text{III.15})$$

Для определения скорости фильтрования в случаях, когда есть экспериментальные данные о сопротивлении осадка и фильтровальной перегородки (σ_0 , G , R_0), Г. М. Знаменский рекомендует следующие уравнения:

для несжимаемых осадков

$$v = \frac{\Delta p}{\sigma_0 S + R_n}, \quad (\text{III.16})$$

для сжимаемых

$$v = \frac{\Delta p \left(1 - \frac{\Delta p}{G}\right)}{\sigma_0 S_0 + R_n \left(1 - \frac{\Delta p}{G}\right)}, \quad (\text{III.17})$$

где S — толщина слоя осадка, м;

S_0 — толщина слоя осадка, полученного при давлении 1 м столба фильтруемой суспензии, м;

σ — структурное сопротивление осадка, 1/м²;

σ_0 — структурное сопротивление слоя осадка толщиной S_0 , 1/м²;

G — модуль сжатия осадка, Па; $R_n = R_0 \mu$ — сопротивление фильтровальной перегородки, (Н·с)/м²;

R_0 — коэффициент, характеризующий сопротивление перегородки, 1/м.

Экспериментальные значения структурного сопротивления нормального осадка σ_0 при фильтровании насыщенных соков сахарного производства [4] приведены ниже, 1/м²:

Сок I сатурации:	
недогазованный	(27 . . . 35) 10 ¹³
оптимальный	(18 . . . 23) 10 ¹³
перегазованный	(15 . . . 20) 10 ¹³
Сок II сатурации:	
оптимальный	(16 . . . 20) 10 ¹³

Для условий сахарного производства Г. М. Знаменским получены также экспериментальные данные по модулю

сжатия осадка $G \cdot 10^{-3}$ (табл. III.1). Для пивоваренного производства G рассчитывают по уравнениям, предложенным Н. Г. Бойченко (см. расчет

Таблица III.1

Давление, кПа	Сатурационный сок I сатурации			Сатурационный сок II сатурации
	недогазованный	оптимальный	перегазованный	
49	173	282	493	500
73	205	321	541	570
98,1	239	360	588	639
123	272	400	639	710
147	305	438	680	778
172	338	477	728	850
196	370	512	775	918
221	402	554	820	990
245	436	594	870	1060
270	469	632	915	1130
294	502	673	960	1200

фильтресса). Для заторной массы $\sigma_0 = (4,7 \dots 5) \cdot 10^{13}$ $1/м^2$. По другим производством экспериментальных данных о значениях σ_0 и G не имеется. Если перегородка состоит из нескольких слоев (включает, например, холст, сито и другие материалы), то R_0 рассчитывают как сумму отдельных коэффициентов. Коэффициент сопротивления R_0 для некоторых видов фильтровальных перегородок, $1/м$:

Холст:	
плотный	$20 \cdot 10^{10} \dots 30 \cdot 10^{10}$
средней плотности	$10 \cdot 10^{10} \dots 20 \cdot 10^{10}$
редкий	$6 \cdot 10^{10} \dots 10 \cdot 10^{10}$
Сито:	
медное, густое, плетеное	$7 \cdot 10^{10} \dots 12 \cdot 10^{10}$
штампованное с сечением 50%	$5 \cdot 10^{10}$
Рифленая поверхность под холстом	$3 \cdot 10^{10}$

При $v = \text{const}$ давление фильтрования в начале процесса определяют по уравнению

$$v = \frac{\Delta p_n}{R_n} \quad (\text{III.18})$$

С некоторыми допущениями связь между σ_0 и r_0 для сжимаемых осадков можно выразить зависимостью

$$r_0 = \frac{\sigma_0}{1 - \frac{\Delta p}{G}} \quad (\text{III.19})$$

для несжимаемых осадков $r_0 = \sigma$.

НАИБОЛЬШАЯ И ОПТИМАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ФИЛЬТРОВ

Из основных уравнений фильтрования (III. 1, 3) следует, что при прочих равных условиях скорость фильтрова-

ния тем больше, чем меньше толщина слоя осадка на фильтровальной перегородке. Поэтому для повышения производительности фильтра необходимо обеспечить возможно быстрое удаление осадка с фильтровальной перегородки.

В непрерывно действующих фильтрах толщина слоя осадка на фильтровальной перегородке уменьшается с увеличением числа оборотов барабанных и дисковых фильтров или скорости перемещения фильтрующих устройств ленточного фильтра. Однако возможность повышения скорости перемещения фильтрующих устройств ограничена сложностью удаления с перегородки слоя осадка небольшой толщины и технологическими требованиями к фильтрату или осадку.

Вопрос о том, какая наименьшая толщина осадка допустима при фильтровании данной суспензии, в каждом случае решается опытным путем. Для фильтров непрерывного действия наибольшая производительность при минимально допустимой толщине осадка является также и оптимальной.

В фильтрах периодического действия операция удаления осадка сопровождается прекращением фильтрования. Полный цикл работы на таком фильтре состоит из основных операций (фильтрование, промывка и продувка осадка) и вспомогательных (подготовка фильтра, загрузка суспензии и удаление осадка). Для увеличения производительности фильтра периодического действия по основным операциям целесообразно как можно чаще повторять цикл его работы, что обеспечит минимальную толщину слоя осадка. Однако частое повторение цикла работы обуславливает столь же частое повторение вспомогательных операций. Поэтому существует такая продолжительность цикла работы, при которой фильтр обладает наибольшей производительностью. Так, наибольшая производительность периодически действующего фильтра при условии, что сопротивлением фильтровальной перегородки можно пренебречь, достигается при одинаковой продолжительности основных и вспомогательных операций $\tau_{осн} = \tau_{всп}$. При значительном сопротивлении фильтровальной перегородки наибольшая производительность достигается при $\tau_{осн} > \tau_{всп}$.

Если в цикле работы фильтра при $\Delta p = \text{const}$ операции промывки и

продувки отсутствуют, значение $\tau_{осн}$ можно найти из уравнения

$$\tau_{осн} = \tau_{всп} + 2 \sqrt{\frac{\mu R_{п}^2}{2\Delta p r_0 x_0}} \tau_{всп}. \quad (III.20)$$

В этих условиях наибольшая производительность фильтра, согласно уравнению (III.10), составляет

$$q_{max} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\mu r_0 x_0}} \tau_{всп} = \sqrt{K} \tau_{всп}. \quad (III.21)$$

При этом средняя производительность фильтра в единицу времени за весь цикл работы характеризуется условной средней скоростью фильтрования:

$$v_{усл} = \frac{q_{max}}{\tau_{осн} + \tau_{всп}} = \frac{\sqrt{K} \tau_{всп}}{\tau_{осн} + \tau_{всп}}. \quad (III.22)$$

В случае, когда цикл работы фильтра при $\Delta p = \text{const}$ включает операции фильтрования и промывки, а сопротивлением перегородки можно пренебречь,

$$q_{max} = \sqrt{\frac{\tau_{осн}}{D}}, \quad (III.23)$$

где

$$D = \frac{1}{2} A + AB^2; \quad A = \frac{\mu r_0 x_0}{\Delta p};$$

$$B = \frac{0,25 x_0}{1 - G'/G_0};$$

G'/G_0 — отношение массы растворенного вещества, извлеченного промывной жидкостью, к массе, находившейся в осадке до промывки. Для вычисления q_{max} принимают $\tau_{осн} = \tau_{всп}$.

Продолжительность стадии фильтрования определяют из уравнения (III.10) при $R_{п} = 0$:

$$\tau_{\phi} = \frac{1}{2} A q_{max}^2. \quad (III.24)$$

При условии, что вязкости промывной жидкости и фильтрата одинаковы, продолжительность стадии промывки

$$\tau_{пр} = AB^2 q_{max}^2. \quad (III.25)$$

Для рассмотренного случая условная средняя скорость фильтрования

$$v_{усл} = \frac{\sqrt{\frac{\tau_{осн}}{D}}}{\tau_{осн} + \tau_{всп}}. \quad (III.26)$$

Наибольшую производительность рамного фильтрпресса с поверхностью F при постоянной скорости фильтрования ($v = \text{const}$) и наличии стадии промывки

через весь слой осадка находят из уравнения

$$V_{max} = F v_{max} \tau_{\phi} = F \sqrt{\frac{\tau_{всп}}{A(1+4k_b B)}}, \quad (III.27)$$

где $k_b = \mu/\mu$ — отношение вязкостей промывной жидкости и фильтрата.

Скорость фильтрования (в течение процесса фильтрования), соответствующая наибольшей средней производительности фильтров в единицу времени за весь цикл его работы,

$$v_{max} = \sqrt{\frac{1+4k_b B}{A \tau_{всп}}}. \quad (III.28)$$

Продолжительность стадии фильтрования, соответствующую наибольшей средней производительности фильтра, находят из уравнения (III.14) и (III.28):

$$\tau_{\phi} = \frac{\tau_{всп}}{1+4k_b B}. \quad (III.29)$$

Продолжительность стадии промывки для этого случая

$$\tau_{пр} = \frac{4k_b B \tau_{всп}}{1+4k_b B}. \quad (III.30)$$

Скорость промывки и объем промывной воды рассчитывают соответственно по таким уравнениям:

$$v_{пр} = \frac{v_{max}}{k_b}; \quad (III.31)$$

$$V_{пр} = B V_{max}. \quad (III.32)$$

Если промывная вода проходит тот же путь, что и фильтрат, то в уравнениях (III.27—III.30) перед k_b исключается число 4.

Наибольшая производительность фильтров периодического действия обычно не совпадает с оптимальными с экономической точки зрения условиями фильтрования. Это связано с тем, что для достижения наибольшей производительности фильтра необходимо довольно часто производить вспомогательные операции, которые требуют определенных затрат труда и энергии.

Чтобы определить оптимальную производительность фильтра при постоянной разности давлений, можно использовать графический способ. Для этого по уравнению (III.26) строят кривую в координатах $\tau_{осн} - v_{усл}$ (рис. III.2) и анализируют затем уменьшение производительности при соответствующем увеличении продолжительности основ-

ных операций. Для фильтров периодического действия при $\Delta p = \text{const}$ и $R_n = 0$

$$\tau_{\text{опт}} = (4 \dots 6) \tau_{\text{всп.}} \quad (\text{III.33})$$

При фильтровании с постоянной скоростью и наличии стадии промывки для нахождения оптимальной производительности строят график в координатах $v - v_{\text{усл}}$ по уравнению

$$v_{\text{усл}} = \frac{Fv}{1 + 4k_p B + A\tau_{\text{всп}} v^2} \quad (\text{III.34})$$

и анализируют его, сравнивая производительность фильтра в этих условиях с его производительностью при v_{max} , рассчитанной по уравнению (III.28).

При определении оптимальной производительности фильтров периодического действия необходимо учитывать, что толщина слоя осадка, образующегося за один цикл фильтрования, не должна превышать предельного значения, обусловленного размерами аппарата. Так, для рамного фильтрпресса это предельное значение соответствует половине толщины рамы.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Расчет фильтров периодического и непрерывного действия производится с использованием основных уравнений фильтрования, а также уравнений, характеризующих процессы промывки и обезвоживания. При расчете принимают ряд допущений, упрощающих закономерности разделения суспензий. К таким допущениям, в частности, относятся: отсутствие осаждения твердых частиц под действием силы тяжести; постоянное сопротивление фильтровальной перегородки в процессе работы; отсутствие изменения удельного сопротивления осадка в процессе отдельных операций для периодически действующих фильтров и с течением времени для фильтров непрерывного действия.

Расчет фильтрпресса ФПАКМ для фильтрования сока первой сатурации в свеклосахарном производстве. Цикл работы ФПАКМ-25 включает стадии фильтрования, промывки, обезвоживания осадка, просушки его воздухом и выгрузки осадка с одновременной регенерацией ткани.

Исходные данные:

производительность сахарного завода $P = 3000$ т свеклы в сутки;

выход фильтрованного сока первой сатурации $P = 120\%$ массы свеклы;

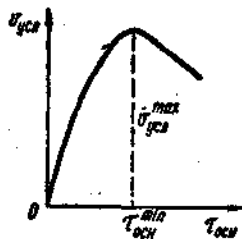


Рис. III.2. Зависимость $v_{\text{усл}}$ от $\tau_{\text{осн}}$

фильтр работает при постоянном давлении $\Delta p = 0,2$ МПа;

массовое содержание сухих веществ в соке $CB = 14,5\%$;

температура сока $t_c = 85^\circ\text{C}$;

влажность осадка после стадии фильтрования $W = 52\%$;

продолжительность обезвоживания и просушки $\tau_{\text{об}} = 330$ с;

промывка ведется аммиачной водой при $t_w = 70^\circ\text{C}$.

$$\rho_{\text{ж}} = 1060 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{т}} = 2100 \text{ кг/м}^3; c = 5\%; G'/G_0 = 0,94; \tau_{\text{всп}} = 150 \text{ с.}$$

Данные опытного фильтрования на лабораторном фильтре с $F = 0,01$ м²:

Продолжительность фильтрования, с	Количество фильтрата, л
68,5	0,5
230	1
485	1,5
826	2

Требуется рассчитать потребное количество фильтров ФПАКМ-25 при оптимальном режиме их работы.

1. Отношение объема осадка к объему фильтрата рассчитаем по уравнению (III.6):

$$a = \frac{1060}{2100} = 0,505;$$

$$x_0 = \frac{5(100 \cdot 0,505 + (1 - 0,505) 52)}{100(100 - (52 + 5))} = 0,0885 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

2. Массу твердой фазы, откладывающейся при получении 1 м³ фильтрата, найдем по уравнению (III.8):

$$x_{\text{м}} = \frac{5 \cdot 1060(100 - 52)}{100(100 - (52 + 5))} = 59,2 \text{ кг/м}^3.$$

3. Пористость осадка определим из уравнения (III.7):

$$\epsilon = \frac{x_0 \rho_{\text{т}} - x_{\text{м}}}{x_0 \rho_{\text{т}}} = \frac{0,0885 \cdot 2100 - 59,2}{0,0885 \cdot 2100} = 0,68.$$

7. Графоаналитическим способом по уравнению (III.11) определим постоянные фильтрования r_0 и R_n .

На основании исходных данных составим табл. III.2 и построим в координатах $q - \tau/q$ график (рис. III.3).

Таблица III.2

τ, c	$q \cdot 10^2, m^3/m^2$	$\tau/q \cdot 10^{-2}, (c \cdot m^2)/m^3$
68,5	5	13,7
230	10	23,0
485	15	32,3
826	20	41,3

Из графика получаем: $M = \operatorname{tg} \alpha = 1,82 \cdot 10^4 c/m^2$; $N = 4,84 \cdot 10^2 c/m$.

По уравнениям (III.12) и (III.13) находим:

$$r_0 = \frac{2 \cdot 1,82 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^5}{0,482 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0885} = 17,1 \cdot 10^{13} \text{ л/м}^2;$$

$$R_n = \frac{4,84 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{0,482 \cdot 10^{-3}} = 20,1 \cdot 10^{10} \text{ л/м}$$

(при $t = 85^\circ C$ и $CB = 14,5\% \mu = 0,482 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot c$).

При расчете ФПАКМ следует учитывать, что допустимая минимальная толщина осадка составляет 4—5 мм (поскольку при меньшей толщине затрудняется его объем с фильтпресса), а максимальная 35 мм (что обусловлено объемом камеры фильтровальной плиты — $0,04 \text{ м}^3/\text{м}^2$).

Величиной R_n в дальнейших расчетах пренебрегаем, так как она значительно меньше $R_{ос}$. Для упрощения расчета не определяются также константы отжима осадка диафрагмой.

5. Наибольшую удельную производительность фильтра (по фильтрату) определяем по уравнению (III.23). Для этого находим:

$$A = \frac{0,482 \cdot 10^{-3} \cdot 17,1 \cdot 10^{13} \cdot 0,0885}{2 \cdot 10^5} = 3,64 \cdot 10^4,$$

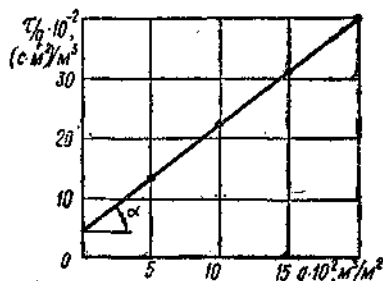


Рис. III.3. График $\tau/q = f(q)$ к примеру расчета фильтпресса ФПАКМ

$\times 10^4$;

$$B = \frac{0,25 \cdot 0,68 \cdot 0,0885}{1 - 0,94} = 0,25;$$

$$D = \frac{1}{2} 3,64 \cdot 10^4 + 3,64 \cdot 10^4 \cdot 0,25^2 = 2,04 \cdot 10^4.$$

Таким образом,

$$q_{\max} = \sqrt{\frac{480}{2,04 \cdot 10^4}} = 0,153 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ при}$$

$$\tau_{осн} = \tau_{всп}.$$

В данном случае при расчете фильтпресса ФПАКМ по уравнению (III.23) в числитель под корнем входит и время, затрачиваемое на обезвоживание и просушку. Вязкость промывной воды и фильтрата принимаются одинаковыми.

Для фильтпресса ФПАКМ стоимость фильтрования и промывки осадка, как отмечает И. И. Чернобыльский, равна стоимости вспомогательных операций*. Поэтому полученная наибольшая удельная производительность является оптимальной:

$$q_{\max} = q_{\text{опт}}.$$

6. Оптимальная толщина слоя осадка $h_{ос} = x_0 q_{\text{опт}} = 0,0885 \cdot 153 = 0,0135 \text{ м}$.

Поскольку минимальная толщина осадка на ФПАКМ равна 4 мм, а максимальная 35 мм, оптимальный объем фильтрата должен быть в пределах

$$\frac{0,004}{x_0} \leq q_{\text{опт}} \leq \frac{0,035}{x_0}.$$

Если расчетная оптимальная толщина осадка меньше 4 мм,

$$q_{\text{опт}} = \frac{0,004}{x_0}.$$

7. Продолжительность стадии фильтрования вычисляем по уравнению (III.24)

$$\tau_{\phi} = \frac{1}{2} 3,64 \cdot 10^4 \cdot 0,153^2 = 425 \text{ с.}$$

8. Продолжительность стадии промывки, согласно уравнению (III.25)

$$\tau_{\text{пр}} = 3,64 \cdot 10^4 \cdot 0,25^2 \cdot 0,153^2 = 56 \text{ с.}$$

9. Продолжительность основной стадии

$\tau_{осн} = 425 + 56 = 481$, т. е. $\tau_{осн} \approx \tau_{всп}$, что соответствует условию работы фильтра при максимальной производительности.

* См.: Чернобыльский И. И. Машины и аппараты химических производств. М., Машиностроение, 1975.

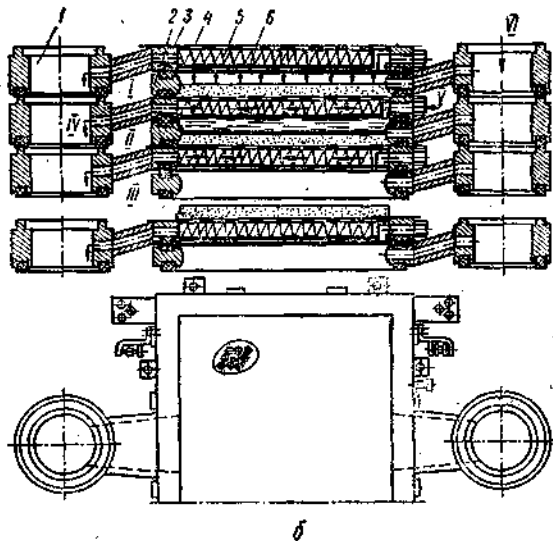
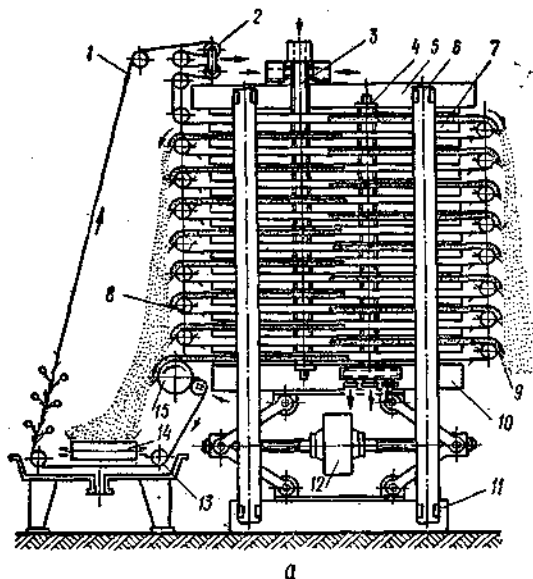


Рис. III.4. Автоматический фильтрпресс ФПАКМ:

а — схема: 1 — фильтровальная ткань; 2 — натяжное устройство; 3, 4 — коллекторы соответственно суспензии и filtrата; 5 — верхняя плита; 6 — стяжка; 7 — фильтровальная плита; 8 — ролик; 9 — ножи съема осадка; 10 — нажимная плита; 11 — нижняя плита; 12 — электромеханическое нажимное устройство; 13 — желоб; 14 — транспортер; 15 — привод передвижения ткани; б — схема работы фильтровальных плит: I — фильтрование; II — просушка осадка; III — выгрузка осадка; IV — отвод фильтра, концентрированной и слабой промывных жидкостей; V — подача воды на диафрагму; VI — подача суспензии, промывной жидкости и воздуха; 1 — секция коллектора; 2 — рама; 3 — плита; 4 — перфорированный лист; 5 — спирали; 6 — диафрагма

10. Продолжительность цикла фильтрования

$$\tau_{ц} = \tau_{осн} + \tau_{всп} = 481 + 480 = 961 \text{ с.}$$

11. Оптимальная удельная производительность фильтра по суспензии

$$q_{опт}^{сп} = q_{опт} + \alpha q_{опт} = 0,153 + 0,0885 \times 0,153 = 0,166 \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

или

$$q_{опт}^{сп} \frac{q_{1\text{опт}}^{сп} 3600}{\tau_{ц}} = \frac{0,166 \cdot 3600}{961} = 0,623 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

12. Общее количество нефильтрованного сока первой сатурации на заводе составляет

$$Q_{сп} = \frac{\Pi \cdot P}{\rho_{ж} 100} \frac{1000}{24} = \frac{3000 \cdot 120 \cdot 1000}{1060 \cdot 100 \cdot 24} = 141,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

13. Требуемая суммарная поверхность фильтрования

$$F_{общ} = \frac{Q_{сп}}{q_{1\text{опт}}^{сп}} = \frac{141,5}{0,623} = 226 \text{ м}^2.$$

14. Объем промывной воды определяем следующим образом:

$$q_{пр} = V q_{опт} = 0,25 \cdot 0,153 = 0,0387 \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

$$\text{или } q_{пр} = \frac{q_{пр} 3600}{\tau_{ц}} = \frac{0,0387 \cdot 3600}{961} = 0,144 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Часовое количество промывной воды

$$Q_{пр} = q_{пр} F_{общ} = 0,144 \cdot 226 = 32,5 \text{ м}^3/\text{ч},$$

что близко к нормативному расходу, который составляет 200 % массы перерабатываемой свеклы (25 м³/ч).

Таким образом, для обеспечения заданной производительности сахарного завода требуется установить 10 фильтрпрессов ФПАКМ-25 (один резервный) (рис. III.4).

Фильтрпрессы ФПАКМ изготавлиют согласно нормам ОН 26—01—78—68 с поверхностью фильтрования 2,5; 5; 10; 25; 50 м².

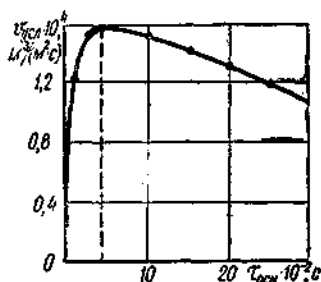
Проанализируем уменьшение производительности фильтрпресса в единицу времени, если общая продолжительность основных операций будет изменяться от нуля до значения, в несколько раз превышающего эту продолжительность при максимальной производительности. Для этого по уравнению (III.21) составим табл. III.3 и построим кривую в координатах $U_{усл} - \tau_{осн}$ (рис. III.5).

Полученная кривая имеет небольшой наклон вправо от максимума. Это значит, что даже значительное возрастание продолжительности основных операций по сравнению с $\tau_{осн} = \tau_{всп}$ не ведет в данном случае к существенному умень-

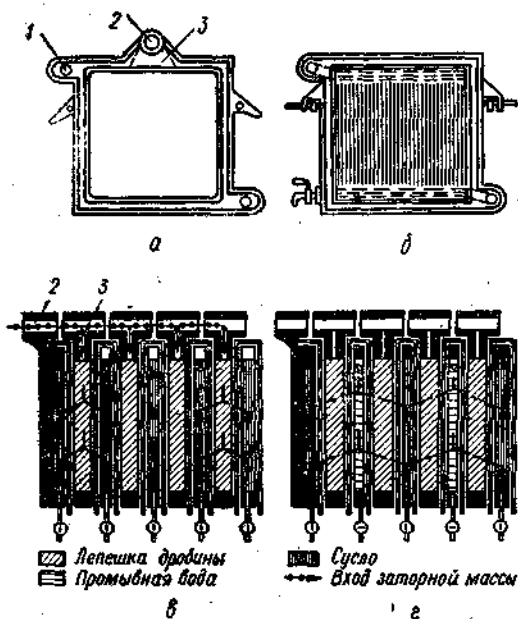
$\tau_{осн} \cdot 10^{-2}, c$	1	3	4	4,8	6	10	15	20	25	30
$v_{усл} \cdot 10^4, \frac{м^3}{(м^2 \cdot c)}$	1,21	1,55	1,59	1,594	1,585	1,5	1,37	1,25	1,17	1,1

шению производительности фильтрпресса ФПАКМ.

Расчет рамного фильтрпресса для фильтрования заторной массы пивоваренного производства. Сусло от дробины отделяется на рамном фильтрпрессе, где основными операциями являются фильтрование и промывка осадка, вспомогательными — подготовка фильтра, загрузка суспензии и удаление осадка.



Фиг. III.5. График $v_{усл} = f(\tau_{осн})$; $v_{усл} = 1,594 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ при $\tau_{осн} = 480 \text{ с}$



Фиг. III.6. Заторный фильтрпресс:

а — рама; б — плита; в — стадия фильтрования; г — промывка; 1 — боковые каналы для подачи промывочной воды; 2 — канал для подачи заторной массы; 3 — прорези в рамах

Исходные данные:

производительность варочного агрегата $\Pi = 1500 \text{ кг}$ затираемого солода;
выход экстракта в варочном отделении $\mathcal{E} = 70\%$;

начальная концентрация сухих веществ в сусле $СВ_n = 14\%$;

конечная концентрация $СВ_k = 10\%$;

температура сусла и промывных вод $t = 75^\circ\text{C}$;

допустимая разность давлений при фильтровании $\Delta p = 0,05 \text{ МПа}$;

разность давлений при промывке $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$;

отношение объема осадка к объему фильтрата $x_0 = 0,25 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

скорость фильтрования сусла $v_\phi = 0,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

продолжительность вспомогательных операций $\tau_{всп} = 50 \text{ мин}$.

Фильтровальной перегородкой является редкий холст. Осадок сжимаемый; фильтрование производится при постоянной скорости, выщелачивание дробины (промывка) — при постоянном давлении.

Требуется определить поверхность фильтрования рамного фильтрпресса (рис. III.6) с размерами рам $1000 \times 1000 \times 60 \text{ мм}$ и его производительность.

1. Определяем количество горячего сусла при $СВ_n = 14\%$:

количество воды на затирание

$$M_v = \frac{\mathcal{E}(100 - СВ_n)\Pi}{СВ_n \cdot 100} = \frac{70(100 - 14)1500}{14 \cdot 100} = 6450 \text{ кг};$$

количество экстракта в сусле

$$M_s = \frac{\mathcal{E}\Pi}{100} = \frac{70 \cdot 1500}{100} = 1050 \text{ кг};$$

объем сусла

$$Q_c = \frac{M_v + M_s}{\rho_c} = \frac{7500}{1070} = 7,0 \text{ м}^3,$$

где $\rho_c = 1070 \text{ кг/м}^3$ — плотность сусла при $t = 75^\circ\text{C}$.

2. Для определения вязкости сусла и модуля сжатия осадка при фильтровании заторной массы Н. Г. Бойченко предложил следующие уравнения [4]:

а) для определения μ при $CB = 18,5\%$

$$\mu_{18,5} = \left(\frac{5}{1 + 0,037t + 0,000212t^2} \right) \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Вязкость сусла любой плотности определяется по формуле

$$\mu_{CB} = \frac{\mu_{18,5} - \mu_{14,0}}{18,5} CB + \mu_{14,0}$$

где $\mu_{14,0}$ — вязкость воды при той же температуре, Па·с.

Для $t = 75^\circ\text{C}$ $\mu_{14,0} = 0,38 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $CB_n = 14\%$;

$$\mu_{18,5} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{1 + 0,037 \cdot 75 + 0,000212 \cdot 75^2} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\mu_{14,0} = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 0,38 \cdot 10^{-3}}{18,5} 14 + 0,38 \times 10^{-3} = 0,85 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

б) для определения G в зависимости от Δp для слоя осадка толщиной 0,03...0,045 м:

$$G = (1,13 + 2,28 \cdot 10^{-5} \Delta p) 98100 \text{ Па},$$

где Δp — разность давлений, Па.

$$\text{При толщине слоя осадка } 0,06 \dots 0,075 \text{ м} \\ G = (1,66 + 3,24 \cdot 10^{-5} \Delta p) 98100 \text{ Па}.$$

Модуль сжатия осадка при фильтровании с постоянной скоростью не остается постоянным, поскольку изменяется давление. Поэтому при решении всех уравнений для данного режима фильтрования значение модуля G принимают равным таковому при среднем давлении

$$\Delta p_{cp} = (\Delta p_n + \Delta p_k) / 2.$$

Давление фильтрования в начале процесса определяем по уравнению (III.18). Для этого предварительно найдем R_n для перегородки из редкого холста с рифленой поверхностью по формуле

$$R_n = \Sigma R_{0\mu CB}.$$

Согласно приведенным данным, $\Sigma R_0 = 6 \cdot 10^{10} + 3 \cdot 10^{10} \cdot 9 \cdot 10^{10} \text{ 1/м}$; таким образом, $R_n = 9 \cdot 10^{10} \cdot 0,85 \cdot 10^{-3} = 7,65 \times 10^7 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}^3$. Тогда

$$\Delta p_n = v R_n = 0,46 \cdot 10^{-4} \cdot 7,65 \cdot 10^7 = 3,52 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

и

$$\Delta p_{cp} = \frac{(50 + 3,52) 10^3}{2} = 27 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Поскольку толщина рамы $b = 0,06$ м, то толщина сжатого осадка S будет

равна половине толщины рамы, т. е. 0,03 м.

Среднее значение модуля сжатия осадка при $\Delta p_{cp} = 27 \cdot 10^3$ Па и $S = 0,03$ м $G = (1,13 + 2,28 \cdot 10^{-5} \cdot 27 \cdot 10^3) 98100 = 1,72 \cdot 10^5 \text{ Па}.$

3. Определим время фильтрования из уравнения

$$S = \left(1 - \frac{\Delta p}{G} \right) v_{\phi} \tau_{\phi}.$$

$$\tau_{\phi} = \frac{0,03}{\left(1 - \frac{27 \cdot 10^3}{1,72 \cdot 10^5} \right) 0,46 \cdot 10^{-4} \cdot 0,25} = 2760 \text{ с} = 46 \text{ мин}.$$

4. Принимаем, что в осадке после первого периода фильтрования остается 10% сусла. Тогда

$$Q_c = 0,9 \cdot Q_c = 0,9 \cdot 7 = 6,3 \text{ м}^3.$$

Необходимая поверхность фильтрования

$$F = \frac{Q_c}{v_{\phi} \tau_{\phi}} = \frac{6,3}{0,46 \cdot 10^{-4} \cdot 2760} = 49 \text{ м}^2.$$

5. В течение второго периода работы, который проводится при постоянном давлении, отфильтровываются:

сусло, оставшееся в осадке в первый период:

$$Q_0 = 7,0 - 6,3 = 0,7 \text{ м}^3;$$

промывные воды для выщелачивания дробины и доведения сусла до концентрации 10%:

$$Q_{пр} = Q_c \left(\frac{CB_n}{CB_k} - 1 \right) = 6,3 \left(\frac{14}{10} - 1 \right) = 2,52 \text{ м}^3;$$

промывные воды для последующего процесса затиранья в количестве, потребном для половины варки:

$$Q_{пр} = 0,5 M_v = 0,5 \cdot 6450 = 3,22 \text{ м}^3.$$

Всего должно быть отфильтровано жидкости

$$Q = 0,7 + 2,52 + 3,22 = 6,44 \text{ м}^3.$$

6. Толщину слоя осадка S_0 при давлении, равном давлению 1 м столба жидкости, определяем по уравнению

$$S_0 = \frac{S}{1 - \Delta p / G}.$$

При промывке в рамках заторного фильтрпресса промывная жидкость последовательно проходит фильтровальную перегородку четных плит, слой дробины и фильтровальную перегородку

ку нечетных плит (см. рис. III.6, з). Поэтому значение S во втором периоде равно толщине рамы, т. е. 0,06 м. Тогда $G = (1,66 + 3,24 \cdot 10^{-5} \cdot 100 \cdot 10^3) \times \times 98100 = 4,81 \cdot 10^5$ Па;

$$s_0 = \frac{0,06}{1 - (1 \cdot 10^5)/(4,81 \cdot 10^5)} = 0,076 \text{ м.}$$

7. Скорость фильтрования в период промывки дробины, которая проводится при постоянном давлении, равном 0,1 МПа, определяем по уравнению (III.17).

Согласно экспериментальным данным, структурное сопротивление слоя осадка, полученного при давлении 1 м столба фильтруемой заторной массы пивоваренного производства, $\sigma_0 = (4,7 \dots 5) \times \times 10^{13}$ 1/м². При расчете принимаем $\sigma_0 = 4,7 \cdot 10^{13}$ 1/м².

Учитывая, что сусло, оставшееся в осадке, составляет 10% объема жидкости, подлежащей фильтрованию, вязкость при расчете принимаем равной вязкости промывной воды при $t = 75^\circ\text{C}$, т. е. $\mu = 0,38 \cdot 10^{-3}$ Па·с;

$$v_{\text{пр}} = \frac{1 \cdot 10^5 (1 - 1 \cdot 10^5/4,81 \cdot 10^5)}{4,7 \cdot 10^{13} \cdot 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 0,076 + 2 \times \times 7,65 \cdot 10^7 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3} (1 - - 1 \cdot 10^5/4,81 \cdot 10^5)} = = 0,585 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

8. Определяем продолжительность промывки дробины. Исходя из сказанного выше (п. 6 расчета), поверхность фильтрования при промывке в два раза меньше, чем при фильтровании. Тогда

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{Q_2}{v_{\text{пр}} F} = \frac{6,44 \cdot 2}{0,585 \cdot 10^{-4} \cdot 49} = = 4500 \text{ с} = 75 \text{ мин.}$$

9. Продолжительность цикла фильтрования

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{ф}} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{всп}} = 46 + 75 + 50 = = 171 \text{ мин} = 2,85 \text{ ч.}$$

10. Количество рам размером 1×1 м

$$n = \frac{F}{f_{p,2}} = \frac{49}{1 \cdot 1 \cdot 2} = 24,5 \text{ шт.}$$

Поскольку возможны отклонения в качестве помола солода, увеличиваем F на 20% и принимаем к установке фильтрпресс с 30 рамами и площадью фильтрования 60 м².

Согласно существующим нормативам, вместимость рам фильтра должна составлять 120 л на 100 кг используемой засыпи. Проверим расчетные данные.

Объем рам фильтрпресса

$$V_p' = f_p n b = 1 \times 1 \times 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м}^3.$$

Требуемый объем рам фильтрпресса (по нормативам)

$$V_p'' = \frac{П \cdot 120}{100 \cdot 1000} = \frac{1500 \cdot 120}{100 \cdot 1000} = 1,8 \text{ м}^3.$$

11. Производительность устанавливаемого фильтрпресса по суслу

$$V = \frac{F v_{\text{ф}} \tau_{\text{ф}}}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{60 \cdot 0,46 \cdot 10^{-4} \cdot 2760}{2,85} = = 2,68 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Расчет барабанного вакуум-фильтра для промывки кукурузного крахмала в крахмало-паточном производстве. Цикл работы барабанного вакуум-фильтра состоит из стадий фильтрования, предварительной просушки, промывки (орошения), основной просушки, удаления осадка и регенерации ткани.

Поскольку в крахмальном молочке содержится сернистый газ, материал фильтра должен быть устойчивым против коррозии.

Исходные данные:

суточное количество перерабатываемой кукурузы (в пересчете на абсолютно сухую кукурузу) $П = 360$ т/сут; выход крахмала $P = 62\%$ массы кукурузы;

разность давлений при фильтровании и промывке $\Delta p = 0,06$ МПа;

температура крахмального молочка $t_{\text{ф}} = 50^\circ\text{C}$;

температура промывной воды $t_{\text{п.в}} = 70^\circ\text{C}$;

объем промывной воды на единицу массы влажного осадка

$$v_{\text{п.в}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг};$$

отношение поверхности осадка, орошаемой форсунками, к теоретической необходимой поверхности зоны $\nu = 1,1$;

общее число секций барабана $n = 24$;

число секций барабана, одновременно находящихся в зоне предварительной и основной просушки, соответственно составляет: $n_c = 2$; $n_c = 3$;

число секций барабана, одновременно находящихся в зоне удаления осадка и регенерации ткани (включая мертвую зону), $n_{\text{ос}} = 4$;

$$\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{т}} = 1610 \text{ кг/м}^3;$$

$$W = 50\%; c = 32\%;$$

$$h_{\text{ос}} = 0,01 \text{ м}; r_0 = 50 \cdot 10^{12} \text{ 1/м}^2;$$

$$R_{\text{п}} = 18 \cdot 10^{10} \text{ 1/м.}$$

Требуется рассчитать поверхность фильтрования барабанного вакуум-фильтра и его производительность и подобрать вспомогательное оборудование.

1. Плотность влажного осадка найдем по уравнению (III.5):

$$\rho_0 = \frac{1000 \cdot 1610 \cdot 1000}{100 \cdot 1000 + (1610 - 1000) 50} = 1230 \text{ кг/м}^3.$$

2. Отношение объема осадка к объему фильтрата определим по уравнению (III.4):

$$x_0 = \frac{23 \cdot 1000}{1230 [100 - (50 + 32)]} = 1,45 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3. Объем фильтрата, получаемого с 1 м² поверхности барабана при толщине слоя осадка 0,01 м, определим по уравнению (III.3):

$$q = \frac{h_{oc}}{x_0} = \frac{0,01}{1,45} = 6,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

4. Продолжительность фильтрования находим из уравнения (III.10), предварительно определив константы фильтрования:

$$C = \frac{18 \cdot 10^{10}}{50 \cdot 10^{12} \cdot 1,45} = 2,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2;$$

$$K = \frac{2 \cdot 60 \cdot 10^3}{54,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,45 \cdot 50 \cdot 10^{12}} = 3,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

вязкость фильтрата (воды) при $t_\phi = 50^\circ\text{C}$

$$\mu_\phi = 54,9 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

таким образом,

$$\tau_\phi = \frac{6,88^2 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 6,88 \cdot 10^{-3} \cdot 2,48 \cdot 10^{-3}}{3,02 \cdot 10^{-6}} = 27,0 \text{ с}.$$

5. Продолжительность промывки (орошения) при постоянной толщине осадка находим из модифицированного уравнения (III.1) с учетом формулы (III.3):

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{V}{\tau}; \Delta p = \text{const}; q = q_{п.в.}; \mu = \mu_{п.в.};$$

$$\tau_{пр} = \frac{q_{п.в.} \mu_{п.в.} (\tau_0 h_{oc} + R_n)}{\Delta p}.$$

При расчете на 1 м² поверхности фильтрования объем осадка численно равен его высоте h_{oc} , а масса составляет $\rho_0 h_{oc}$. Отсюда удельный расход промывной воды

$$q_{п.в.} = v_{п.в.} \rho_0 h_{oc} = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 1230 \cdot 0,01 = 3,69 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

При $t_{п.в.} = 70^\circ\text{C}$ вязкость промывной воды $\mu_{п.в.} = 40,6 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с};$

$$\tau_{пр} = \frac{3,69 \cdot 10^{-3} \cdot 40,6 \cdot 10^{-5} (50 \cdot 10^{12} \times \frac{0,01 + 18 \cdot 10^{10}}{0,06 \cdot 10^6})}{0,06 \cdot 10^6} = 17 \text{ с}.$$

С учетом продолжительность орошения

$$\tau_{пр} = v \tau_{пр} = 1,1 \cdot 17 = 18,7 \text{ с}.$$

6. Продолжительность отдельных стадий процесса находим из следующих соотношений:

предварительная просушка

$$\tau'_c = \frac{(\tau_\phi + \tau_{пр}) n'_c}{n - (n'_c + n_c + n_{oc})} = \frac{(27 + 18,7) 2}{24 - (2 + 3 + 4)} = 6,1 \text{ с};$$

основная просушка

$$\tau_c = \frac{45,7 \cdot 3}{15} = 9,1 \text{ с};$$

Удаление осадка и регенерация ткани (включая мертвую зону)

$$\tau_{oc} = \frac{45,7 \cdot 4}{15} = 12,2 \text{ с}.$$

7. Общая продолжительность цикла

$$\tau_k + \tau_\phi + \tau'_c + \tau_{пр} + \tau_c + \tau_{oc} = 27 + 6,1 + 18,7 + 9,1 + 12,2 = 73,1 \text{ с}.$$

8. Частота вращения барабана фильтра

$$N_6 = \frac{1 \cdot 60}{\tau_k} = \frac{1 \cdot 60}{73,1} =$$

$$= 0,82 \text{ мин}^{-1} (49,2 \text{ об/ч}).$$

Согласно практическим данным, частота вращения барабана фильтра при промывке крахмала составляет 0,1—1,5 мин⁻¹.

9. Установим распределение зон по поверхности барабана фильтра. Центральные углы, соответствующие размерам зон, пропорциональны продолжительности процесса в этой зоне (рис. III.7):

зона фильтрования

$$\varphi_\phi = \frac{360 \cdot \tau_\phi}{\tau_k} = \frac{360 \cdot 27}{73,1} = 133^\circ;$$

зона предварительной просушки

$$\varphi'_c = \frac{360 \cdot 6,1}{73,1} = 30^\circ;$$

зона промывки (орошения)

$$\varphi_{пр} = \frac{360 \cdot 18,7}{73,1} = 92^\circ;$$

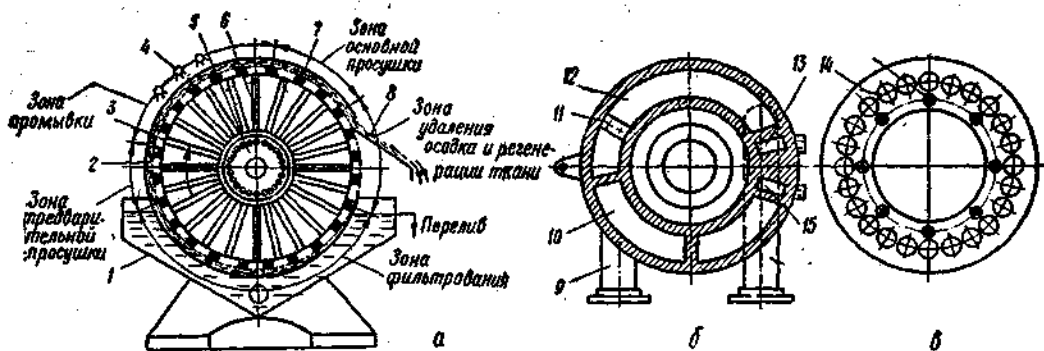


Рис. 11.7. Устройство и схема работы вакуум-фильтра:

а — схема вакуум-фильтра, б — неподвижная часть распределительной головки, 4 — подвижный диск распределительной головки; 1 — корыто; 2 — наружная перфорированная стенка; 3 — внутренняя сплошная стенка; 4 — форсунки оросителя; 5 — распределительная головка; 6 — отводящие трубки; 7 — продольные перегородки; 8 — нож; 9 — труба для отвода фильтрата; 10 — щель для отвода фильтрата; 11 — подвижный разделительный мостик; 12 — щель для отвода промывочной жидкости; 13 — щель для подачи воздуха; 14 — отверстия для отводящих трубок; 15 — щель для подачи воды или пара для регенерации ткани

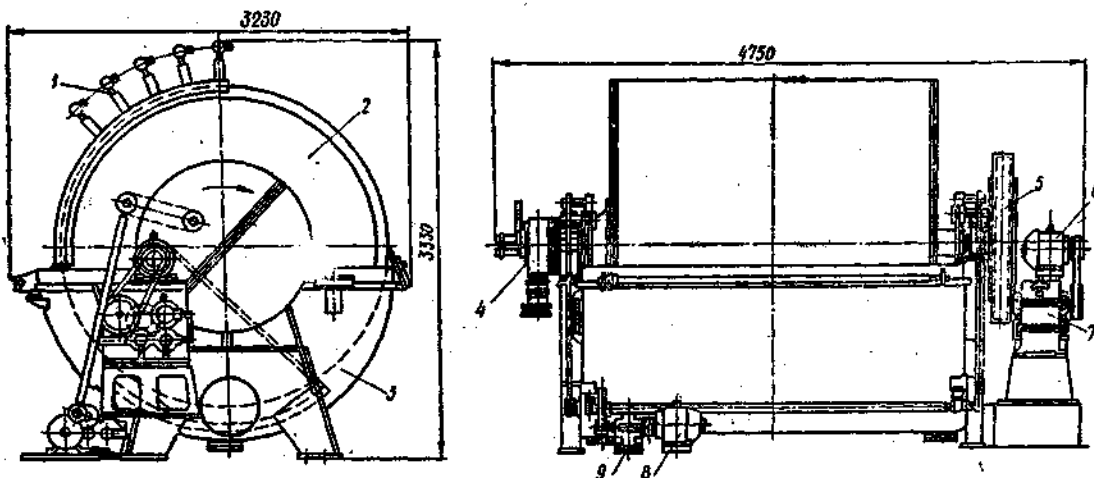


Рис. 11.8. Барабанный вакуум-фильтр БОК20-2,6:

1 — оросители; 2 — перфорированный барабан; 3 — корыто; 4 — распределительная головка; 5 — механизм привода барабана; 6, 8 — электродвигатели; 7, 9 — редукторы

зона основной просушки

$$\varphi_c = \frac{360 \cdot 9,1}{73,1} = 45^\circ;$$

зона удаления осадка и регенерации ткани (включая мертвую зону)

$$\varphi_{oc} = \frac{360 \cdot 12,2}{73,1} = 60^\circ.$$

10. Рассчитаем производительность фильтра по фильтрату $V_{общ}$.

Производительность фильтра по сухому крахмалу

$$\frac{PP}{100 \cdot 24} = \frac{360 \cdot 62}{100 \cdot 24} = 9,3 \text{ т/ч.}$$

В пересчете на влажный осадок ($W = 50\%$) это составляет

$$\frac{9,3 \cdot 100}{100 - 50} = 18,6 \text{ т/ч.}$$

Количество крахмального молочка, поступающего на фильтрование, равно $9,3 \cdot 100/32 = 29 \text{ т/ч}$. Тогда выход фильтрата равен $29 - 18,6 = 10,4 \text{ т/ч}$ или, при плотности фильтрата 1000 кг/м^3 , $10,4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Таким образом,

$$V_{общ} = 10,4 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

11. Поверхность фильтрования можно определить из выражения

$$F = \frac{V_{общ}}{V},$$

где $V' = qN_6$ — производительность 1 м^2 фильтра по фильтрату, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;

$$F = \frac{10,4}{6,88 \cdot 10^{-3} \cdot 49,2} = 30,7 \text{ м}^2.$$

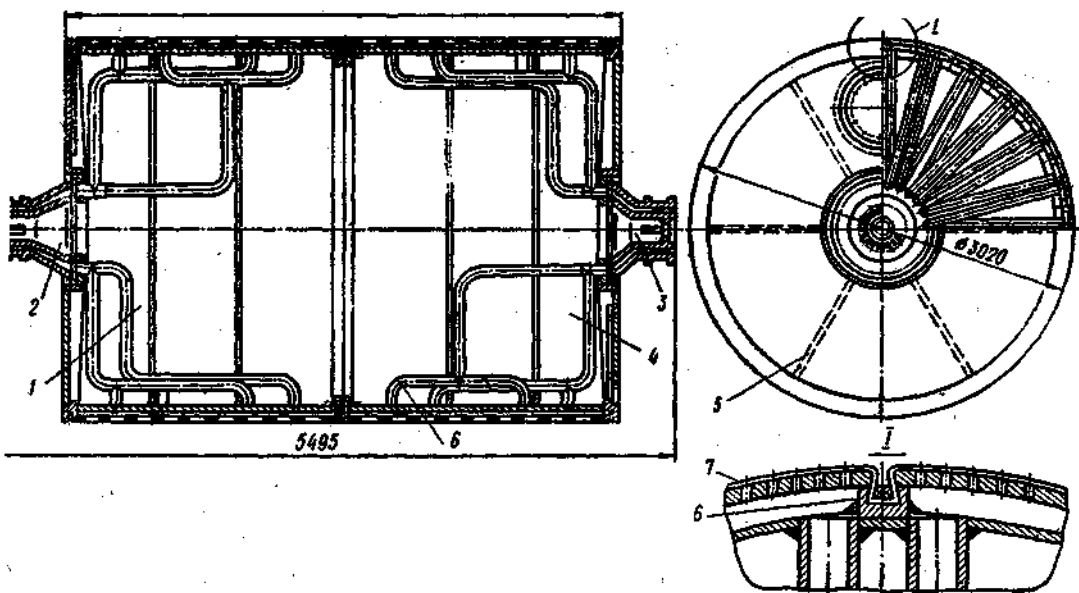


Рис. III.9. Общий вид барабана с цапфами вакуум-фильтра БОУ40-3-6:

1 — левая половина барабана; 2, 3 — цапфы; 4 — правая половина барабана; 5 — ребра; 6 — продольные ребра; 7 — сито

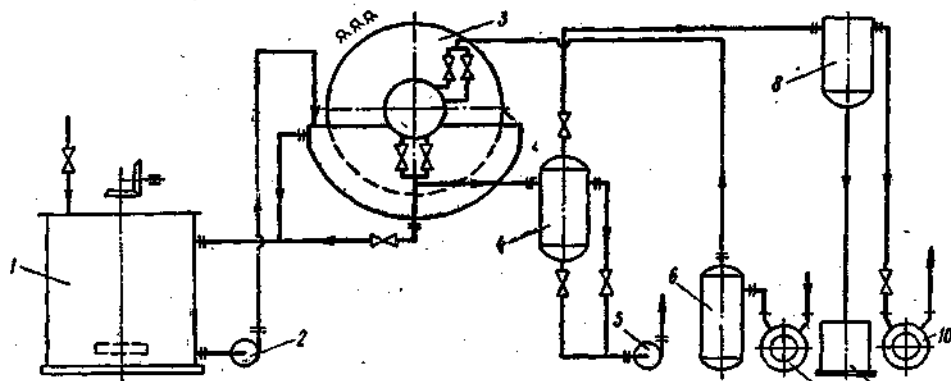


Рис. III.10. Схема установки вакуум-фильтра с совместным отводом фильтрата и промывной воды (6); барометрического конденсатора):

1 — сборник; 2, 5 — насосы; 3 — вакуум-фильтр; 4 — ресивер; 6 — водоотделитель; 7 — воздуходувка; 8 — ловушка; 9 — барометрический ящик; 10 — вакуум-насос

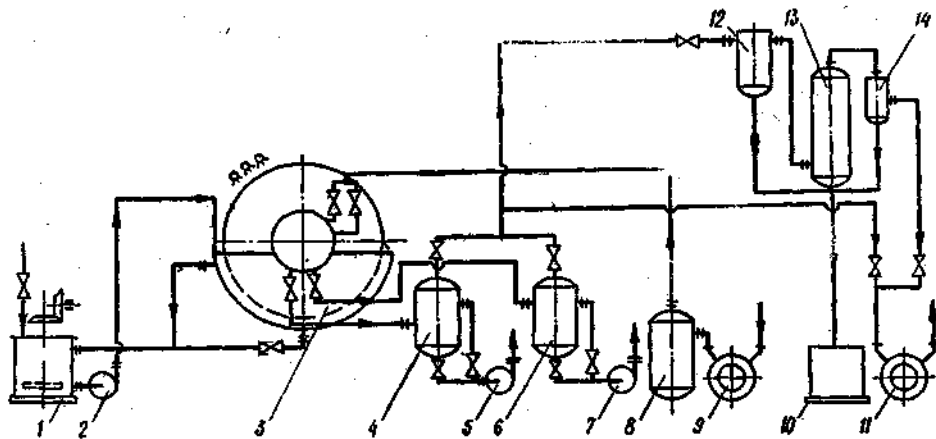


Рис. III.11. Схема установки вакуум-фильтра с разделным отводом фильтрата и промывной воды:

1 — сборник; 2, 5, 7 — насосы; 3 — вакуум-фильтр; 4, 6 — ресиверы; 8 — водоотделитель; 9 — воздуходувка; 10 — барометрический ящик; 11 — вакуум-насос; 12 — пеноуловитель; 13 — конденсатор; 14 — ловушка

При расчете по нормативным данным поверхность вакуум-фильтра

$$F_{\text{н}} = \frac{0,465 \cdot PP}{q} = \frac{0,465 \cdot 360 \cdot 62}{280} = 37,1 \text{ м}^2,$$

где $q = 280$ кг/(м² · ч) — нормативная часовая производительность 1 м² фильтра, кг абсолютно сухого крахмала при второй промывке.

По каталогу принимаем к установке два вакуум-фильтра БОК20-2,6 (рис. III.8) с поверхностью фильтрования 20 м², что близко к рассчитанной по нормативным данным поверхности фильтра. Материал деталей, соприкасающихся с крахмальным молочком, — сталь Х18Н10Т.

Для промывки крахмала применяют вакуум-фильтры БОК10-2,6, БОК20-2,6 и БОУ40-3-5. На рис. III.9 изображен барабан вакуум-фильтра БОУ40-3-5 с двумя распределительными головками.

12. Расчет и подбор вспомогательного оборудования к вакуум-фильтрам (вакуум-насосов, ресиверов, ловушек и воздуходувок) приведен в литературе [5.7.8].

При фильтровании суспензий с температурой выше 60 °С для конденсации паров и охлаждения воздуха между ресиверами и вакуум-насосами необходимо устанавливать конденсатор.

Вакуум-насос подбираем из расчета 1,4 м³/мин отсасываемого воздуха на 1 м² фильтра:

$$Q = F \cdot 1,4 = 40 \cdot 1,4 = 56 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Для этого необходим вакуум-насос ВВН-50.

Воздуходувку выбираем из расчета подачи 0,3 м³/мин воздуха на 1 м² фильтра при избыточном давлении $0,5 \cdot 10^5$ Па. Требуемую производительность $0,3 \cdot 40 = 12$ м³/мин обеспечит одна воздуходувка ВВН-12.

Схемы установки барабанного вакуум-фильтра с отдельными и совместными отводами фильтрата и промывной воды представлены на рис. III.10, III.11.

Список литературы

1. Жужиков В. А. Фильтрация. М., Химия, 1971.
2. Знаменский Г. М. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., Пищепромиздат, 1957.
3. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1976.
4. Процеси і апарати харчових виробництв. Збірник задач. / За ред. В. М. Стабникова. Київ, Вища школа, 1972.
5. Руткевич И. Г. Вакуум-насосные установки в пищевой промышленности. М., Пищевая промышленность, 1971.
6. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М., Редько Ф. А. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1976.
7. Стахеев И. В. Пособие по курсовому проектированию процессов и аппаратов пищевых производств. Минск, Высшая школа, 1975.
8. Фильтры для жидкостей. Каталог. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974.

Глава IV. ТЕПЛОБМЕННИКИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Теплообменными аппаратами, или теплообменниками, называются аппараты для передачи теплоты от более нагретого теплоносителя к менее нагретому. Теплообмен применяется на предприятиях пищевой промышленности для нагревания и охлаждения различных сред при проведении технологических процессов.

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОБМЕННИКА

При выборе типа и конструкции теплообменника необходимо учитывать следующие факторы:

количество передаваемой теплоты; термодинамические параметры (температуры, давления, объемы и агрегатные состояния теплоносителей);

физико-химические свойства (вязкость, плотность и т. п.);

химическая агрессивность теплоносителей к конструкционному материалу;

степень загрязненности теплоносителя и характер отложений;

назначение аппарата и протекающие в нем процессы;

напряжения, возникающие под действием давления теплоносителей и в результате разности тепловых удлинений различных частей теплообменника;

конструктивное совершенство: простота устройства, малые масса и габаритные размеры, технологичность конструкции, высокий КПД;

себестоимость продукции.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Различают два вида расчетов теплообменников: проектный и проверочный. Проектный расчет выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда заданы расходы теплоносителей и их параметры. Его цель — определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров

выбранного аппарата. С помощью проверочного расчета устанавливают возможность использования имеющихся теплообменников для заданного процесса и определяют условия, обеспечивающие оптимальный режим работы.

Проектный расчет включает тепловой, конструктивный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты.

Тепловой расчет теплообменников заключается в определении необходимой поверхности теплообмена, которую находят из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}, \quad (IV.1)$$

где Q — тепловая нагрузка теплообменника, Вт;

K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

Δt_{cp} — средняя разность температур теплоносителей, К.

Тепловую нагрузку теплообменника находят из уравнений тепловых балансов. Если пренебречь потерями теплоты в окружающую среду, уравнение теплового баланса выразится равенством

$$Q = Q_1 = Q_2, \quad (IV.2)$$

где Q_1 — количество теплоты, отданное горячим теплоносителем, Дж/с;

Q_2 — количество теплоты, сообщенное холодному теплоносителю, Дж/с.

Пусть расход горячего теплоносителя составляет G_1 кг/с, его начальная энтальпия $i_{1н}$ Дж/кг, конечная $i_{1к}$ Дж/кг; расход холодного теплоносителя, его начальная и конечная энтальпии соответственно G_2 кг/с, $i_{2н}$ Дж/кг и $i_{2к}$ Дж/кг. Тогда уравнение теплового баланса (IV.2) примет вид:

$$Q = G_1(i_{1н} - i_{1к}) = G_2(i_{2к} - i_{2н}). \quad (IV.3)$$

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителей, то энтальпии последних равны произведению теплоемкости на температуру. Тогда

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}), \quad (IV.4)$$

где c_1 — средняя удельная теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К);

$t_{1н}, t_{1к}$ — соответственно температуры теплоносителей на входе в аппарат и на выходе из него, °С.

Аналогично для холодного теплоносителя

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}). \quad (IV.5)$$

Следовательно, при теплообмене без изменения агрегатного состояния теплоносителей уравнение теплового баланса (IV.3) имеет вид:

$$G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}). \quad (IV.6)$$

Из уравнения (IV.6) можно найти расход теплоносителей. Если задан G_2 , то с учетом тепловых потерь

$$G_1 = \frac{x G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н})}{c_1 (t_{1н} - t_{1к})}, \quad (IV.7)$$

где $x = 1,02 \dots 1,05$ — коэффициент, учитывающий тепловые потери.

Если задано G_1 , то

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к})}{x c_2 (t_{2к} - t_{2н})}. \quad (IV.8)$$

При использовании в качестве горячего теплоносителя насыщенного водяного пара расход последнего, согласно уравнению теплового баланса, составляет

$$D = \frac{x G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н})}{i_{1н} - i_{1к}}, \quad (IV.9)$$

где $i_{1н}$ — энтальпия греющего пара, Дж/кг;

$i_{1к}$ — энтальпия уходящего из аппарата конденсата, Дж/кг.

Энтальпию греющего пара определяют по паровым таблицам [5], а энтальпию конденсата — по уравнению

$$i_{1к} = t_{1к} c_{к1}, \quad (IV.10)$$

где $t_{1к}$ — средняя температура конденсата, °С;

$c_{к1}$ — удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К).

Коэффициент теплопередачи для плоской чистой поверхности определяют по формуле

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (IV.11)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно для горячего и холодного теплоносителя, Вт/(м²·К);

δ — толщина стенки, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К).

Уравнение (IV.11) с достаточной точностью можно применять и для расчета теплопередачи через цилиндрическую стенку, если $d_b > 0,5 d_n$ (d_b, d_n —

наружный диаметр). Площадь поверхности теплопередачи F в этом случае определяют по среднему диаметру $d_{ср} = 0,5 (d_n + d_b)$. Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку при отнесении его к единице гладкой поверхности вычисляют по уравнению

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_{2пр} \cdot F_1/F_2}, \quad (IV.12)$$

где $\alpha_1, \alpha_{2пр}$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны соответственно гладкой и оребренной поверхности, Вт/(м²·К);

F_1/F_2 — отношение площади оребренной поверхности к площади гладкой (коэффициент оребрения).

Влияние загрязнений учитывают, вводя коэффициент использования поверхности теплообмена φ . Тогда действительный коэффициент теплопередачи

$$K_d = \varphi K (\varphi = 0,7 \dots 0,8).$$

При расчете коэффициентов теплопередачи наибольшую трудность представляет определение коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 . В большинстве случаев их рассчитывают из числа Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}, \quad (IV.13)$$

где λ — коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи, Вт/(м·К);

l — определяющий геометрический размер, м.

Число Нуссельта Nu находят по различным критериальным уравнениям в зависимости от конкретных условий теплообмена. Основными критериями подобия, входящими в критериальные уравнения для определения числа Нуссельта, являются:

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w l \rho}{\mu} = \frac{w l}{\nu}, \quad (IV.14)$$

характеризующий гидродинамический режим движения теплоносителя;

критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \quad (IV.15)$$

характеризующий физические свойства теплоносителя;

критерий Галилея

$$Ga = \frac{g l^3}{\nu^2}, \quad (IV.16)$$

характеризующий режим движения пленки конденсата под действием

силы тяжести (соотношение сил тяжести и вязкого трения в потоке);
критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t, \quad (IV.17)$$

характеризующий режим движения теплоносителя при свободной конвекции (соотношение сил вязкого трения и подъемной силы, обусловленной различием плотностей в отдельных точках неизотермического потока);

критерий Кутателадзе

$$Ku = \frac{r}{c \Delta t}, \quad (IV.18)$$

характеризующий процесс фазового превращения при конденсации пара.

В приведенные выражения входят следующие величины:

w — скорость движения теплоносителя, м/с;

ρ — плотность теплоносителя, кг/м³;

μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с;

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

a — коэффициент температуропроводности, м²/с;

c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

g — ускорение свободного падения, м/с²;

β — коэффициент объемного расширения теплоносителя, К⁻¹;

Δt — разность температур стенки и жидкости или пара (либо наоборот), К;

r — теплота конденсации, Дж/кг.

Для случая вынужденной конвекции при развитом турбулентном течении в трубах и каналах ($Re > 10\,000$) расчетное критериальное уравнение имеет вид:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (IV.19)$$

При выборе физико-химических величин, характеризующих свойства жидкости (газа) и входящих в критерии Nu , Re и Pr в качестве определяющей температуры, принимается средняя температура жидкости, а для критерия $Pr_{ст}$ — температура стенки. Как определяющий геометрический размер l в критериях Nu и Re принимается внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала

$$d_s = \frac{4f}{P}, \quad (IV.20)$$

где f — площадь поперечного сечения потока, м²;

P — периметр сечения потока, м.

В области $0,6 < Re < 100$ можно использовать более простое уравнение:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (IV.21)$$

При ламинарном движении ($Re < 2320$) рекомендуется следующее расчетное уравнение:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (IV.22)$$

Приведенные формулы применимы при отношении длины трубы (канала) к диаметру $l/d_s > 50$. При несоблюдении этого условия в критериальные уравнения вводят поправочный коэффициент, принимаемый по таблице [5].

Для воздуха формулы (IV.19) и (IV.22) упрощаются и принимают вид:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}, \quad (IV.23)$$

$$Nu = 0,13 Re^{0,33} Gr^{0,1}. \quad (IV.24)$$

При переходном режиме движения ($2320 < Re < 10\,000$) теплоотдача резко меняется и зависит от многих случайных факторов. Приближенно коэффициент теплоотдачи в этом случае можно рассчитать по формуле

$$Nu = f(Re) Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (IV.25)$$

где $f(Re)$ — принимается по табл. IV.1.

Если происходит поперечное обтекание пучка гладких труб, критериальные уравнения представляются в следующем виде:

при шахматном расположении труб

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (IV.26)$$

при коридорном расположении

$$Nu = 0,23 Re^{0,65} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (IV.27)$$

В этих формулах в качестве определяющего размера принят диаметр трубы, определяющий скорости — скорость в самом узком сечении ряда.

В случае движения теплоносителя в кольцевом канале теплообменника (труба в трубе) коэффициент теплоотдачи определяют с помощью уравнения

$$Nu = 0,023 Re^{0,6} Pr^{0,4} \left(\frac{D_b}{d_n} \right)^{0,45}, \quad (IV.28)$$

где D_b — внутренний диаметр наружной трубы;

d_n — наружный диаметр внутренней трубы.

При движении в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников

$$Nu = C (d_s Re)^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (IV.29)$$

где $C = 1,16$ при отсутствии перегородок и $C = 1,72$ при наличии сегментных перегородок;

d_s — эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

Re 10^{-3}	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
$f(Re)$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

В уравнении (IV.28) определяющим размером является наружный диаметр внутренней трубы d_n , в уравнении (IV.29) — эквивалентный диаметр.

При движении теплоносителя в пластинчатом теплообменнике с ленточно-поточными пластинами модели П-2 («Альфа-Лаваль» P-11)

$$Nu = 0,1 Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}. \quad (IV.30)$$

Для ленточно-поточных пластин П-5 («Альфа-Лаваль» P-15)

$$Nu = 0,165 Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}. \quad (IV.31)$$

Общая формула для определения коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции имеет вид:

$$Nu = C (Gr Pr)^n. \quad (IV.32)$$

Определяющей температурой является средняя температура пограничного слоя

$$t_n = 0,5 (t + t_{ct}), \quad (IV.33)$$

где t — температура теплоносителя в ядре.

Значения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (IV.32) зависят от характера движения, определяющегося произведением критериев:

при $Gr Pr = 10^{-3} \dots 500$ (ламинарный режим) $C = 1,18$; $n = 0,125$;

при $Gr Pr = 500 \dots 2 \cdot 10^7$ (переходный режим) $C = 0,54$; $n = 0,25$;

при $Gr Pr > 2 \cdot 10^7$ (турбулентный режим) $C = 0,135$; $n = 0,33$.

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации насыщенного пара определяется из формулы

$$Nu = C (Ga Pr Ku)^{0,25}, \quad (IV.34)$$

где $C = 1,15$ при конденсации на вертикальных поверхностях и $C = 0,72$ при конденсации на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы.

В качестве определяющего геометрического размера при конденсации пара на вертикальной стенке принята высота последней, а при конденсации на горизонтальной трубе — диаметр; определяющей температуры — средняя температура пленки конденсата, при которой рассчитывают физические

параметры конденсата, входящие в критерии уравнения (IV.34).

При конденсации пара на наружной поверхности пучка горизонтальных труб средний для всего пучка коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по уравнению

$$\alpha_{cp} = \epsilon \alpha, \quad (IV.35)$$

где α — коэффициент теплоотдачи для одиночной горизонтальной трубы;

ϵ — коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке и от числа труб n_n в каждом вертикальном ряду; значения ϵ берут по графику (рис. IV.1).

При конденсации водяного пара внутри горизонтальных труб и змеевиков общая критериальная зависимость приводится к такому виду:

$$\alpha = 1,36 A q^{0,5} L^{0,35} d^{-0,25}, \quad (IV.36)$$

где A — коэффициент, объединяющий физико-химические константы воды и пара (рис. IV.2);

q — удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;

L — длина трубы, м;

d — внутренний диаметр трубы, м.

Расчет коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании потоком газа пучка труб с круглыми и квадратными ребрами выполняется по формуле

$$Nu = C Re^m \left(\frac{d}{t}\right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t}\right)^{-0,14}, \quad (IV.37)$$

где d — наружный диаметр трубы, м;

t — шаг ребра, м;

h — высота ребра, м;

C, m — постоянные коэффициенты; для коридорных пучков труб с круглыми ребрами $C = 0,104$, с квадратными $C = 0,096$, $m = 0,72$ в обоих случаях; для «шахматных» пучков труб с круглыми ребрами $C = 0,223$, с квадратными $C = 0,205$; $m = 0,65$ в обоих случаях.

Определяющая температура — средняя температура жидкости, определяющий размер — шаг ребер.

По вычисленному из уравнения (IV.37) коэффициенту теплоотдачи по

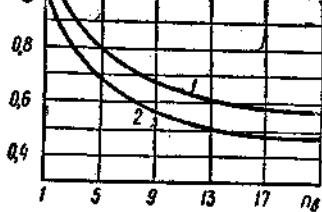


Рис. IV.1. Значения поправочного коэффициента α_2 в зависимости от числа труб n_B в вертикальном ряду (считая сверху):

1 — шахматная компоновка; 2 — порядковая компоновка

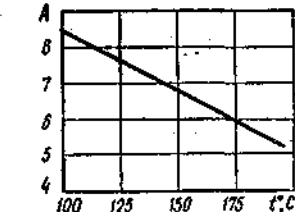


Рис. IV.2. Зависимость расчетного коэффициента A для конденсирующегося водяного пара от температуры конденсации t

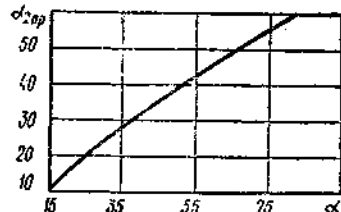


Рис. IV.3. Значения приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{2пр}$ при обтекании потоком газа пучка ребристых труб в зависимости от коэффициента теплоотдачи α

графику (рис. IV.3) определяют расчетный или приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2пр}$, который затем подставляют в формулу для коэффициента теплопередачи.

Коэффициент теплоотдачи окружающему воздуху от наружной поверхности аппарата в закрытом помещении при температуре теплоносителя до 150°C можно приближенно определить по формуле

$$\alpha = 9,76 + 0,07\Delta t, \quad (IV.38)$$

где Δt — разность температур поверхности стенки аппарата и окружающего воздуха.

При определении коэффициентов теплоотдачи в ряде случаев необходимо знать температуру стенки или удельную тепловую нагрузку. Поскольку в начале расчета эти величины неизвестны, то ими задаются, а по окончании расчета проверяют по соответствующим формулам, в частности, температуру стенки со стороны горячего теплоносителя — по формуле

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{ср}, \quad (IV.39)$$

где t_1 — температура горячего теплоносителя;

со стороны холодного —

$$t_{ст2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{ср}, \quad (IV.40)$$

где t_2 — температура холодного теплоносителя.

В формулах (IV.39) и (IV.40) разность температур теплоносителя и стенки

$$\Delta t_1 = \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{ср} = \frac{R_1}{R} \Delta t_{ср}, \quad (IV.41)$$

и разность температур стенки и продукта

$$\begin{aligned} \Delta t_2 &= \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{ср} = \frac{R_2}{R} \Delta t_{ср} = \\ &= \left(1 - \frac{R_1}{R} - \frac{R_{ст}}{R}\right) \Delta t_{ср}, \quad (IV.42) \end{aligned}$$

где $R, R_1, R_{ст}, R_2$ — соответственно термические сопротивления общее, от теплоносителя к стенке, материала стенки и загрязнений, от стенки к продукту.

Термическое сопротивление материала стенки

$$R_{ст}^1 = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}, \quad (IV.43)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки, м;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К).

Аналогично определяют термические сопротивления загрязнений стенки.

При теплопередаче от одного теплоносителя к другому разность температур теплоносителей не сохраняет постоянного значения вдоль поверхности нагрева. Поэтому в тепловых расчетах пользуются средней разностью температур.

Наиболее полно теплоносители используются при противотоке. Среднее значение температурного напора при противотоке больше, чем при прямотоке, за счет чего теплообменник получается более компактным. Однако если температура хотя бы одного из теплоносителей постоянна (при кипении жидкостей или конденсации паров), среднее значение температурного напора не зависит от схемы движения.

Средняя разность температур при прямотоке и противотоке, а также при постоянной температуре одного из теплоносителей определяется как среднегеометрическая разность:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_н}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_н}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_н}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_н}}, \quad (IV.44)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_н$ — разности температур между горячим теплоносителем и продуктом на концах теплообменника.

Если $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_н} < 2$, то среднегеометрическую разность можно заменить без

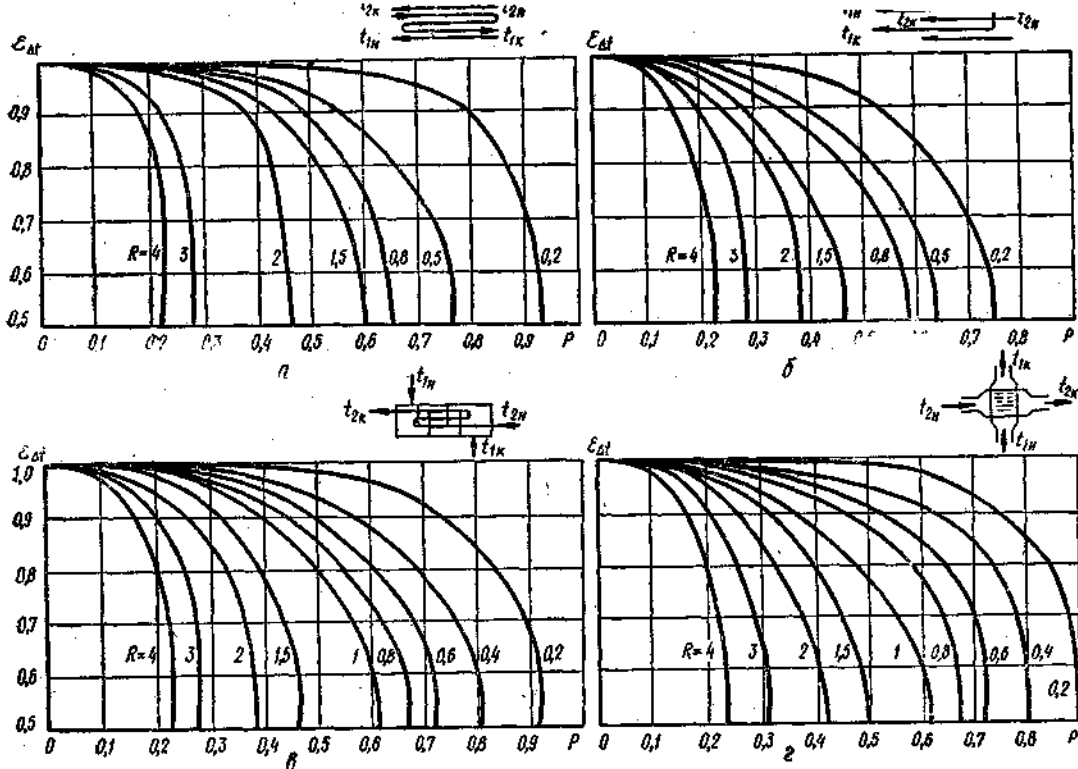


Рис. IV.4. Значения поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta t}$ для различных схем движения теплоносителя в кожухотрубных теплообменниках: а — с многократным противотоком; б — с простым смешанным током; в — с многократным перекрестным током; г — с простым перекрестным током

большой погрешности среднеарифметической:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} \quad (IV.45)$$

Для аппаратов с перекрестным и смешанным током теплоносителей вначале по формуле (IV.44) определяют среднелогарифмический температурный напор как для чистого противотока, а затем вычисляют вспомогательные величины P и R :

$$P = \frac{t_{2k} - t_{2n}}{t_{1n} - t_{2n}} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_n}; \quad (IV.46)$$

$$R = \frac{t_{1n} - t_{1k}}{t_{2k} - t_{2n}} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \quad (IV.47)$$

С помощью этих величин по вспомогательным графикам (рис. IV.4) находят поправку $\epsilon_{\Delta t}$, на которую умножают среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{смеш} = \Delta t_{прот} \epsilon_{\Delta t}. \quad (IV.48)$$

Конструктивный расчет теплообменников выполняют в зависимости от типа аппарата.

Для кожухотрубных теплообменников важным его элементом является расчет проточной части трубного пространства. Исходя из заданной производительности аппарата и скорости движения жидкости по уравнению расхода определяют площадь проходного сечения трубок одного хода:

$$f_1 = \frac{G}{\rho w}, \quad (IV.49)$$

где G — расход жидкости, кг/с;
 ρ — плотность жидкости, кг/м³;
 w — скорость движения жидкости внутри трубок, м/с.

Отсюда число трубок одного хода

$$n_1 = \frac{f_1}{0,785d_p^2}, \quad (IV.50)$$

где d_p — внутренний диаметр трубки, м.

Расчетная длина одной трубки при одном ходе

$$L = \frac{F}{\pi d_p n_1}, \quad (IV.51)$$

где d_p — расчетный диаметр трубки, определяемый в зависимости от соотно-

нения между α_1 и α_2 : при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ $d_p = 0,5(d_n + d_n)$; при $\alpha_1 \gg \alpha_2$ $d_p = d_n$; при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ $d_p = d_n$.

Число ходов трубного пространства

$$z = \frac{L}{l}, \quad (IV.52)$$

где l — рабочая длина трубок, которую рекомендуется принимать не более 4 м.

Общее число трубок, размещаемое на трубной решетке,

$$n = zn_1 \quad (IV.53)$$

Для жидкостей в кожухотрубных теплообменниках обычно используют трубки диаметром 16—38 мм, а для газов, вязких и загрязненных жидкостей — до 76 мм. Трубы в трубных решетках чаще всего размещают по периметрам правильных шестиугольников (рис. IV.5, а). Для этого случая при подсчете в теплообменнике общего количества труб n исходят из числа труб a , расположенных на стороне наибольшего шестиугольника:

$$n = 3a(a - 1) + 1. \quad (IV.54)$$

Число труб b , расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника, находят по формуле

$$b = 2a - 1. \quad (IV.55)$$

При закреплении труб в трубной решетке развальцовкой шаг размещения труб t выбирают в зависимости от наружного диаметра труб в таких пределах:

$$t = (1,3 \dots 1,5) d_n. \quad (IV.56)$$

При закреплении труб сваркой шаг размещения труб $t = 1,25d_n$.

Диаметр теплообменника находят из соотношения

$$D = t(b - 1) + 4d_n. \quad (IV.57)$$

Иногда трубы размещают по периметрам квадрата (рис. IV.5, б) или по концентрическим окружностям (рис. IV.5, в).

При проектировании кожухотрубных теплообменников теплоноситель, наиболее загрязняющий поверхность теплообмена, следует направлять в трубное пространство, где легче производить чистку.

При разностях температур между кожухом и трубами, превышающих 50°C , или при значительной длине l труб применяют кожухотрубные теплообменники с компенсаторами температурного удлинения. Методика конструктивного расчета межтрубного про-

странства и способов размещения труб в многоходовых теплообменниках детально представлена в специальной литературе [3, 4, 5].

Конструктивный расчет змеевиковых теплообменников (рис. IV.6) включает определение общей длины, числа витков и высоты змеевика.

Принимая диаметр витка змеевика d_3 и расстояние между витками по вертикали h , находят длину одного витка змеевика как винтовой линии по формуле

$$l = \sqrt{(\pi d_3)^2 + h^2} \approx \pi d_3. \quad (IV.58)$$

Значением h можно пренебречь, так как обычно его принимают равным 1,5—2 диаметрам трубы змеевика. Общая длина змеевика

$$L = \frac{F}{\pi d_p}, \quad (IV.59)$$

где d_p — расчетный диаметр трубы змеевика.

Число витков змеевика

$$n = \frac{L}{l}; \quad (IV.60)$$

общая высота

$$H = nh. \quad (IV.61)$$

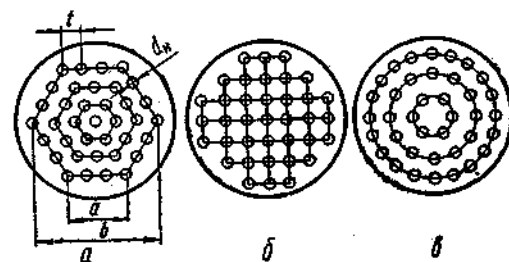


Рис. IV.5. Схемы размещения труб в трубных решетках

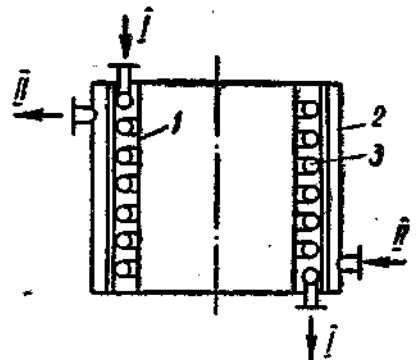


Рис. IV.6. Схема змеевикового теплообменника:

1, II — горячий и холодный теплоносители; 1, 2 — внутренняя и наружная стенки корпуса; змеевики

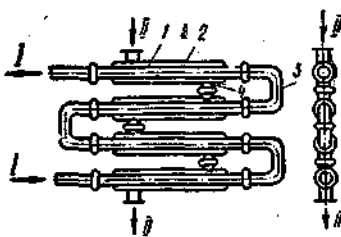


Рис. IV.7. Схема теплообменника «труба в трубе»: 1, II — холодный и горячий теплоносители; 1, 2 — внутренняя и наружная трубы; 3 — трубчатое колесо; 4 — патрубок

Внутренний диаметр D корпуса теплообменника, в который погружается змеевик, рекомендуется принимать в следующих пределах:

$$D = d_3 + (3 \dots 4)d, \quad (IV.62)$$

где d — внешний диаметр трубы змеевика, м.

Для теплообменника типа «труба в трубе» (рис. IV.7) диаметр внутренней трубы определяют по уравнению

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi r w}}, \quad (IV.63)$$

где G — расход жидкости, кг/с;
 w — скорость жидкости в трубе, м/с.

Общая длина трубы

$$l = \frac{F}{\pi d}. \quad (IV.64)$$

С учетом уравнения (IV.63) формула для определения длины трубы примет вид:

$$l = \frac{F}{3.54} \sqrt{\frac{w p}{G}}.$$

Число элементов теплообменника

$$n = \frac{l}{l_1}, \quad (IV.65)$$

где l_1 — длина трубы одного змеевика, принимаемая равной 3—6 м.

Внутренний диаметр наружной трубы определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4v}{\pi w_1}} + d_n, \quad (IV.66)$$

где v — объемный расход жидкости в кольцевом пространстве труб, м³/с;

w_1 — скорость жидкости в кольцевом пространстве, м/с.

Для пластинчатых теплообменников при расчете определяют: размеры пластин и число каналов в одном пакете; число пластин в каждом пакете и пакетов в аппарате;

общее число пластин в аппарате и основные размеры аппарата.

Порядок расчета следующий:

1. По заданным расходам рабочих сред и вычисленным или выбранным скоростям их движения в каналах рассчитывают необходимую площадь поперечного сечения пакета:

$$f_n = \frac{v}{w}, \quad (IV.67)$$

где v — объемный расход рабочей среды, м³/с;

w — скорость данной рабочей среды, м/с.

2. Определяют число параллельных каналов в пакете для каждой среды:

$$m = \frac{f_n}{f_1}, \quad (IV.68)$$

где f_1 — площадь поперечного сечения одного межпластинного канала, м².

Полученное значение m округляют до целого числа.

3. Количество пластин в пакете находят по соотношению

$$n_n = 2m. \quad (IV.69)$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше (концевую):

$$n'_n = 2m + 1. \quad (IV.70)$$

4. Вычисляют поверхность теплопередачи одного пакета:

$$F_n = F_1 n_n, \quad (IV.71)$$

где F_1 — поверхность теплопередачи одной пластины, м².

5. Определяют число пакетов (ходов) в теплообменном аппарате:

$$z = \frac{F}{F_n}, \quad (IV.72)$$

где F — поверхность нагрева аппарата, найденная при тепловом расчете.

Если значение z получается дробным, то его округляют до целого числа и корректируют соответственно поверхность всего аппарата:

$$F' = z F_n.$$

6. Находят общее число пластин в аппарате (секции):

$$n = \frac{F' + 2F_1}{F_1}. \quad (IV.73)$$

Диаметр патрубков определяют из уравнения объемного расхода:

$$v = \frac{G}{\rho} = \frac{\pi d_p^2}{4} w. \quad (IV.74)$$

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho w}} \quad (IV.75)$$

При выборе скорости движения теплоносителей можно руководствоваться следующими рекомендациями: для жидкостей $w = 0,5 \dots 1,5$ м/с, для пара 20 ... 40, для газов 5 ... 15 м/с.

Гидравлический расчет теплообменника необходим для определения мощности на валах насосов и вентиляторов, а также для установления оптимального режима работы аппарата.

Мощность, необходимую для перемещения теплоносителя через аппарат, определяют по формуле

$$N = \frac{v \Delta p}{\eta} \quad (IV.76)$$

где v — объемный расход жидкости, м³/с;
 Δp — перепад давления в аппарате, Па;

η — КПД насоса или вентилятора.
Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{м.с}$:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2 \rho}{2} \quad (IV.77)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;

l — длина трубы, м;

d — диаметр трубы, м;

ξ — коэффициент местного сопротивления;

w — скорость движения жидкости, м/с;

ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Для канала некруглой формы вместо диаметра d в формулу подставляют эквивалентный диаметр $d_э$.

Потери давления на трение в змеевике определяют по эмпирической формуле

$$\Delta p_{тр.з} = \left(1 + 3,54 \frac{d}{d_э} \right) \Delta p_{тр} \quad (IV.78)$$

где $d_э$ — диаметр змеевика, м;

$\Delta p_{тр}$ — потери давления на преодоление трения в прямой трубе, Па.

Коэффициент сопротивления трения при ламинарном движении потока ($Re < 2320$) определяют по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (IV.79)$$

При $2320 < Re < 4000$

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}} \quad (IV.80)$$

При турбулентном движении в гидравлически гладких трубах

$$\left(4000 < Re < 20 \frac{d}{\Delta} \right)$$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad (Re < 10^5), \quad (IV.81)$$

или

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}, \quad (IV.82)$$

где $\frac{d}{\Delta}$ — отношение диаметра трубопровода к средней высоте выступов шероховатости.

При турбулентном движении в гидравлически шероховатых трубах в докватричной области сопротивления ($20 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$) коэффициент λ зависит как от критерия Рейнольдса, так и от шероховатости труб и может быть определен по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\Delta}{3,7d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (IV.83)$$

или по формуле

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (IV.84)$$

Для приближенных расчетов можно принимать следующие значения абсолютной шероховатости, мм: трубы стеклянные и чистые цельнотянутые из латуни, меди — 0,0015—0,01; стальные новые — 0,06—0,1; стальные, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией — 0,1—0,2; стальные и чугунные старые, загрязненные — 0,2—2.

В области квадратичного сопротивления ($Re > 500d/\Delta$) коэффициент λ от критерия Рейнольдса не зависит и определяется по формуле

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (IV.85)$$

Коэффициенты местных сопротивлений ξ в большинстве случаев определяют опытным путем. При расчетах можно принимать такие приближенные их значения:

Входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° между ходами и секциями	2,5
То же через колено	2
Вход в трубы или выход из них	1
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1
Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1

Для пластинчатых теплообменников местные сопротивления, равномерно распределенные по длине канала (например, гофры), учитывают совместно с сопротивлением трения, вводя условный коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала ξ . Для ленточно-поточных пластин с горизонтальными рифлями треугольной формы при $100 < Re < 3 \cdot 10^4$

$$\xi = 11,2 Re^{-0,25}. \quad (IV.86)$$

Для ленточно-поточных пластин с горизонтальными гофрами синусоидальной формы

$$\xi = 4 Re^{-0,25}. \quad (IV.87)$$

Зная величину ξ , гидравлическое сопротивление при движении жидкости в межпластинном канале определяют по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2} \text{ м.} \quad (IV.88)$$

где L — длина канала, м.

Технико-экономический расчет теплообменников позволяет найти оптимальные условия работы этих аппаратов с учетом капитальных затрат, амортизации оборудования и эксплуатационных расходов.

На интенсивность теплообмена влияет в первую очередь скорость движения жидкости в теплообменнике. С ее увеличением повышается коэффициент теплопередачи, уменьшаются поверхности теплообмена и капитальные затраты на изготовление аппарата, отнесенные к одному году работы (амортизационные расходы). Вместе с тем увеличение скорости движения жидкости ведет к повышению гидравлических сопротивлений и затрат энергии на их преодоление. Вследствие этого возрастает стоимость электроэнергии, потребляемой в год электродвигателем, который приводит в действие насос для прокачивания жидкости через теплообменник, а следовательно, и эксплуатационные расходы.

Оптимальная скорость движения жидкости соответствует минимуму функции

$$K_{\Sigma} = K_a + K_s, \quad (IV.89)$$

где K_{Σ} , K_a , K_s — соответственно суммарные, амортизационные и эксплуатационные расходы, руб./год.

Амортизационные расходы

$$K_a = FC_{Fa}, \quad (IV.90)$$

где F — поверхность теплообмена, м²;

C_F — стоимость 1 м² поверхности теплообмена аппарата, руб./м²;

a — годовая доля амортизационных отчислений, %.

Эксплуатационные расходы

$$K_s = NC_s \tau, \quad (IV.91)$$

где N — установочная мощность электродвигателя насоса, кВт;

C_s — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб./кВт·ч;

τ — количество часов работы теплообменника в году.

Уравнение (IV.86) решается графическим методом. Для заданного расхода жидкости строят графики зависимости амортизационных затрат и эксплуатационных расходов от скорости движения жидкости w . Оптимальную скорость $w_{опт}$ определяют по минимуму кривой, соответствующей суммарным расходам.

Механический расчет теплообменников предусматривает проверку на прочность отдельных его узлов: корпуса, днища, трубных решеток, фланцевых соединений, болтов.

Корпус выполняется обычно сварным из листовой стали или другого металла. В зависимости от состояния теплоносителя в межтрубном пространстве его рассчитывают на внутреннее или на наружное давление. При расчете на внутреннее давление толщину стенки корпуса δ в сантиметрах проверяют по формуле

$$\delta = \frac{PD_v}{2\sigma_{доп}\varphi} + C, \quad (IV.92)$$

где P — давление в аппарате, Н/см²;

D_v — внутренний диаметр, см;

$\sigma_{доп}$ — допустимое напряжение, Н/см²;

для стали марки Ст. 3 $\sigma_{доп} = 0,89 \dots 0,95 \text{ МН/м}^2$ (890 ... 950 кг/см²) при температуре стенки не выше 250°С;

φ — коэффициент прочности сварного шва; $\varphi = 0,65$ при односторонней сварке и $\varphi = 0,85$ при двусторонней;

C — прибавка на коррозию, равная 0,2 — 0,8 см.

Толщина трубных решеток принимается в пределах 15—35 мм и выбирается в зависимости от диаметра развальцованных труб. Для стальных решеток она должна быть не менее

$$\delta = \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм.} \quad (IV.93)$$

где d_n — наружный диаметр труб, мм

Толщину эллиптического днища рассчитывают по формуле

$$\delta = \frac{PDy}{2\sigma\varphi} + C, \quad (IV.94)$$

где D — средний диаметр днища;

y — коэффициент перенапряжения, выбираемый по графику в зависимости от отношения высоты днища к его диаметру;

σ — напряжение изгиба в переходной части (где эллипс переходит в цилиндр);

$$\varphi = 0,95;$$

$$C = 0,1 \dots 0,6 \text{ см.}$$

Эллиптические днища штампуют диаметром 275—4000 мм при толщине стенок 6—40 мм.

ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ АППАРАТОВ И ТРУБОПРОВОДОВ

Тепловая изоляция — один из основных факторов уменьшения потерь теплоты и экономии топлива. С точки зрения охраны труда и техники безопасности термоизоляция служит эффективным средством для понижения температуры в помещениях и предохранения обслуживающего персонала от ожогов.

Толщина изоляции должна быть такой, чтобы температура на ее поверхности была не более 50 °С. При этом толщина изоляции не должна превышать для плоских поверхностей 160 мм, а для трубопроводов в зависимости от диаметра следующих величин:

диаметр, мм: 57; 108; 159; 216; 267; 3,25; 376; 427; 529;

толщина, мм: 65; 110; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150.

Потери теплоты на 1 м² наружной поверхности изоляции при температуре 100 °С не должны превышать 116 Вт/м², при 150 °С — 150 Вт/м², при 200 °С — 174 Вт/м².

Основная характеристика изоляционных материалов — коэффициент теплопроводности, который должен находиться в пределах 0,035—0,12 Вт/(м·К).

Определение толщины изоляционного слоя по предельно допустимым или по заданным тепловым потерям для плоских поверхностей и аппаратов с диаметром свыше 3 м осуществляют по формуле

$$\delta = \frac{\chi(t_1 - t)}{q_n}, \quad (IV.95)$$

где t_1 — температура под изоляцией, обычно принимаемая равной температуре теплоносителя, °С;

t — температура на поверхности изоляции, °С;

q_n — заданные или предельно допустимые тепловые потери с 1 м² поверхности, Вт/м²;

λ — коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/(м·К).

Для трубопроводов, если заданы тепловые потери с 1 м² поверхности изоляции, расчетная формула имеет вид:

$$\frac{d_2}{d_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{2\lambda}{d_1 q_n} (t_1 - t), \quad (IV.96)$$

где d_1 , d_2 — наружный диаметр соответственно трубопровода и изоляции, м.

При определении толщины изоляции необходимо вначале задаться значением t , чтобы впоследствии его проверить и уточнить. Значение λ также предварительно выбирают, а после проверки значения t уточняют.

Для плоской поверхности

$$t = \frac{q_n}{\alpha_2} + t_2; \quad (IV.97)$$

для цилиндрической поверхности

$$t = \frac{q_1}{\pi \alpha_2 d_2} + t_2, \quad (IV.98)$$

где q_1 — тепловые потери с 1 пог. м трубопровода, Вт/м;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции в окружающую среду, определяемый по формуле (IV.38);

t_2 — температура окружающего воздуха, °С.

Расхождение найденной величины t с принятой должно быть менее 1 °С. Если оно больше, расчет следует повторить.

Толщину изоляционного слоя по заданной температуре поверхности определяют по следующим формулам:

для плоских и малоизогнутых поверхностей

$$\delta = \frac{\chi(t_1 - t)}{\alpha_2(t - t_2)}, \quad (IV.99)$$

для цилиндрических поверхностей

$$\frac{d_2}{d_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{2\lambda(t_1 - t)}{\alpha_2 d_1(t - t_2)}, \quad (IV.100)$$

Оптимальную толщину слоя изоляции определяют экономическим расчетом. Это обусловлено тем, что с увеличением толщины слоя изоляции тепловые потери становятся меньше, а

следовательно, уменьшаются и связанные с потерями теплоты затраты, но зато стоимость самой изоляции возрастает.

Стоимость теплоты, теряемой в окружающую среду с 1 м^2 поверхности изоляции в год, рассчитывают по уравнению

$$S_T = \frac{C_T q_n \tau}{3600}, \quad (\text{IV.101})$$

где G_T — стоимость 1 кДж теплоты, руб./кДж;

q_n — интенсивность тепловых потерь, кВт/м²;

τ — продолжительность работы аппарата в течение года, ч.

Годовая стоимость амортизации и ремонта 1 м² изоляции

$$S_a = C_a a \delta, \quad (\text{IV.102})$$

где C_a — стоимость 1 м³ изоляции, включая доставку, приготовление смеси, наложение слоя, сушку и накладные расходы, руб./м³;

a — стоимость амортизации и ремонта, % начальной стоимости изоляции;

δ — толщина изоляции, м.

Тогда общие годовые расходы

$$S = S_T + S_a. \quad (\text{IV.103})$$

Для решения рассматриваемой задачи необходимо определить значения S_T и S_a для различных толщин изоляции и построить графики функций $S_T = f(\delta)$ и $S_a = f(\delta)$. Далее строят суммарную кривую S и находят ее минимум, который соответствует экономической оптимальной толщине изоляции $\delta_{\text{опт}}$.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Постановка задачи и формулировка методических основ расчета. На основе известных теоретических закономерностей процесса теплопередачи и принятого критерия эффективности процесса необходимо выполнить расчет оптимального теплообменника. Принятый для расчета аппарат — кожухотрубный многоходовой теплообменник. Условимся считать, что:

в качестве теплоносителя используется насыщенный водяной пар со степенью сухости 1 (т. е. энтальпия зависит только от давления пара);

нагреваемое вещество — вода;

теплоноситель направляется в межтрубное пространство; теплоотдача к стенке — пленочная;

вода под создаваемым насосом давлением перемещается по пучкам труб (вынужденное движение); теплоотдача от стенки — без изменения агрегатного состояния продукта;

аппарат расположен вертикально; движение теплоносителя и продукта встречное;

входные параметры пара и продукта постоянны;

приход теплоты с теплоносителем и тепловые потери постоянны;

отношение изменений температур теплоносителя и воды постоянны во всех точках поверхности теплопередачи;

процесс теплопередачи установившийся;

в начале расчета температуры стенок определяются как функции от принятых отношений частных термических сопротивлений к общему термическому сопротивлению;

скорость передвижения продукта составляет от 0,2 до 2,5 м/с;

суммарные затраты на процесс представляют собой сумму энергетических затрат (как функцию от расходуемой мощности) и амортизационных (как функцию от капитальных вложений);

скорость движения продукта, поверхность теплообмена, расходуемая мощность и, следовательно, конструктивные параметры, обеспечивающие минимальные суммарные затраты из возможных (в принятых пределах изменения скорости продукта и для постоянных во времени входных параметров теплоносителя и продукта), оптимальны.

Исходные данные:

производительность аппарата $G = 3$;
температура: продукта на входе в аппарат $t = 15^\circ \text{C}$; на выходе из аппарата $t_2 = 70^\circ \text{C}$; греющего пара $t_n = 120^\circ \text{C}$;

скорость движения продукта: минимальная $w_0 = w_{\text{min}} = 0,2$ м/с; максимальная $w_{\text{max}} = 2$ м/с;

шаг изменения скорости $h_w = 0,2$ м/с; коэффициент учета потерь теплоты в окружающую среду $\varphi = 0,05$;

длина трубки в пучке $l_r = 2,5$ м; диаметр трубки: внутренний $d_{\text{вн}} = 0,025$ м; наружный $d_{\text{н}} = 0,03$ м;

толщина слоя загрязнений на поверхности трубок $\delta = 0,001$ м;

вид загрязнений — масло;

материал трубу — медь;
абсолютная шероховатость внутренней стенки трубки $\Delta = 0,01$;

КПД привода насоса $\eta = 0,8$;

отношение термического сопротивления со стороны теплоносителя к общему термическому сопротивлению $\rho =$

$$= \frac{R_1}{R} = \frac{K}{\alpha_1} = 0,6;$$

отношение термического сопротивления стенок (материала трубы, загрязнений) к общему термическому сопротивлению $\rho = \frac{R_1}{R} = \frac{K}{\alpha_1} = 0,6$;

стоимость: 1 м^2 поверхности теплообмена $\xi = 50$ руб.; $1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ электроэнергии, потребляемой приводом насоса, $\xi_n = 0,04$ руб.;

годовая доля амортизационных отчислений $\psi' = 0,08$;

продолжительность работы аппарата в году $\tau = 7420$ ч;

коэффициент заполнения трубной решетки $\psi'' = 0,8$;

скорость движения: пара в паровом патрубке $w_n = 20$ м/с; конденсата в патрубке $w_k = 0,2$ м/с.

Тепловой расчет аппарата. Примерный числовой расчет выполним для одного из возможных режимов, при котором скорость движения продукта $w_p = 2$ м/с.

1. Вычисляем среднюю разность температур теплоносителя и продукта:

а) большая разность температур

$$\Delta t_6 = t_n - t_1 = 120 - 15 = 105^\circ\text{C};$$

б) меньшая разность

$$\Delta t_m = t_n - t_2 = 120 - 10 = 50^\circ\text{C}.$$

Так как $\Delta t_6/\Delta t_m = 2,1 > 2$, то, согласно формуле (IV.44),

$$\Delta t_{cp} = \frac{105 - 50}{\ln 2,1} = 74,13^\circ\text{C}.$$

2. Вычисляем среднюю температуру продукта:

$$t_{cp} = t_n - \Delta t_{cp} = 120 - 74,13 = 45,86^\circ\text{C}.$$

3. Разность температур теплоносителя и стенки, согласно формуле (IV.41),

$$\Delta t_1 = 0,6 \cdot 74,13 = 44,48^\circ\text{C}.$$

4. Разность температур стенки и продукта находим по формуле (IV.42):

$$\Delta t_2 = (1 - 0,6 - 0,06) 74,13 = 25,20^\circ\text{C}.$$

5. Вычисляем температуру стенки со стороны теплоносителя:

$$t_{ст.} = (t_n - \Delta t_1) = 120 - 44,48 = 75,52^\circ\text{C}.$$

6. Температура стенки со стороны продукта

$$t_{ст.} = (t_{cp} + \Delta t_2) = 45,86 + 25,20 = 71,07^\circ\text{C}.$$

7. Вычисляем температуру пленки конденсата теплоносителя:

$$t_{пл} = 0,5 (t_n + t_{ст.}) = 0,5 (120 + 75,52) = 97,60^\circ\text{C}.$$

8. Определяем [5, табл. XXXIX) динамический коэффициент вязкости жидкости (пленки конденсата) и численные значения ее теплоемкости $C_{пл}$, коэффициента теплопроводности $\lambda_{пл}$ и плотности $\rho_{пл}$ как функции от $t_{пл} = 97,6^\circ\text{C}$: $\mu_{пл} = 291,13 \cdot 10^{-6}$ Па·с; $C_{пл} = 4220,41$ Дж/(кг·К); $\lambda_{пл} = 68,23 \times 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\rho_{пл} = 959,67$ кг/м³.

9. Находим удельную теплоту конденсации пара [5, табл. LV1]: $r = 2207 \cdot 10^3$ Дж/кг.

10. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенкам трубок определяем по формулам (IV.13) и (IV.34):

$$\alpha_1 = 1,15 \times \sqrt[4]{\frac{(68,23)^3 (959,67)^2 10^{-6} 2207 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2,5 \cdot 44,48 \cdot 291,13 \cdot 10^{-6}}} = 4300,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

11. Определяем по справочнику [5, табл. XXXIX):

а) коэффициенты динамической вязкости μ_{cp} , объемного расширения β_{cp} и теплопроводности λ_{cp} , а также теплоемкость C_{cp} и плотность ρ_{cp} нагреваемого продукта в зависимости от $t_{cp} = 45,86^\circ\text{C}$: $\mu_{cp} = 593,6 \cdot 10^{-6}$ Па·с; $\beta_{cp} = 4,23 \cdot 10^{-4}$ град⁻¹; $\lambda_{cp} = 64,22 \times 10^2$ Вт/(м·К); $C_{cp} = 4,186 \times 10^{-3}$ Дж/(кг·К); $\rho_{cp} = 989,64$ кг/м³;

б) коэффициенты динамической вязкости $\mu_{ст.}$ и теплопроводности $\lambda_{ст.}$, а также теплоемкость $C_{ст.}$ и плотность $\rho_{ст.}$ пристенного слоя продукта в зависимости от $t_{ст.} = 71,07^\circ\text{C}$: $\mu_{ст.} = 364,81 \times 10^6$ Па·с; $\lambda_{ст.} = 66,87 \cdot 10^2$ Вт/(м·К); $C_{ст.} = 4190$ Дж/(кг·К); $\rho_{ст.} = 977,35$ кг/м³.

12. Определяем число Рейнольдса для потока воды (по формуле IV.14):

$$Re = \frac{2 \cdot 0,025 \cdot 989,64}{593,60 \cdot 10^{-6}} = 83358,7.$$

13. Вычисляем число Прандтля для потока воды (по формуле (IV.15):

$$Pr = \frac{4186,8 \cdot 989,60 \cdot 10^{-3}}{64,22 \cdot 10^{-2}} = 3,87.$$

14. Вычисляем число Прандтля для пристенного слоя воды:

$$Pr_{ст_1} = \frac{4190 \cdot 364,81 \cdot 10^{-6}}{66,87 \cdot 10^{-2}} = 2,28.$$

15. Вычислим отношение

$$M = (Pr/Pr_{ст_1})^{0,25} = \left(\frac{3,87}{2,28}\right)^{0,25} = 1,14.$$

16. Выполняем логическое действие: если $Re > 10\,000$, то переходим к выполнению следующего пункта.

17. Вычисляем критерий Нуссельта для турбулентного режима по формуле (IV.19):

$$Nu = 0,021 (83358,7)^{0,8} (3,87)^{0,43} \times 1,14 = 370,50.$$

18. Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к продукту (IV.13):

$$\alpha_2 = \frac{64,22 \cdot 10^{-2}}{2,5 \cdot 10^{-2}} 370,50 = 9517 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

19. Вычисляем термическое сопротивление стенки* (IV.43):

$$R_{ст} = \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{384} = 0,0000651 = 651 \cdot 10^{-7} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

20. Общий коэффициент теплопередачи между средами, согласно формуле (IV-11),

$$K = \frac{1}{1/4300,87 + 651 \cdot 10^{-7} + 1/9517,4} = \frac{1}{2976 \cdot 10^{-7} + 1050 \cdot 10^{-7}} = \frac{1}{4026 \cdot 10^{-7}} = 2483,85 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

21. Вычисляем разность тепловых напоров со стороны теплоносителя и со стороны продукта:

$$A = (\alpha_1 \Delta t_1) - (\alpha_2 \Delta t_2) = (4300,87 \cdot 44,48) - (9517,74 \cdot 25,2) = -48595,07.$$

22. Проверим, не превышает ли разность термических нагрузок с обеих сторон поверхности теплообмена, например, 5%.

Если $\{|A| - 0,05\alpha_1 \Delta t_1\} > 0$, то повторяем пп. 3—22 для рассчитанных значений K , α_1 и $R_{ст}$. Этот пункт повторяем до тех пор, пока выполнится условие

$$\{|A| - 0,05\alpha_1 \Delta t_1\} \leq 0.$$

В нашем случае

$$\{|A| - 0,05\alpha_1 \Delta t_1\} = 48\,595,07 - (0,05 \cdot 191\,264) = 39\,030 > 0.$$

* Термическим сопротивлением загрязнений пренебрегаем.

Следовательно, переходим к выполнению п. 3 и т. д.

3. Разность температур теплоносителя и стенки

$$\frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{ср} = \Delta t_1 = \frac{2483,85}{4300,87} 74,13 = 42,81^\circ \text{C}.$$

4. Разность температур стенки и продукта $\Delta t_2 = (1 - 0,58 - 0,016) 74,13 = 30,12^\circ \text{C}.$

5. Температура стенки со стороны теплоносителя

$$t_{ст_1} = (120 - 42,81) = 77,18^\circ \text{C}.$$

6. Температура стенки со стороны продукта

$$t_{ст_2} = (45,86 + 30,12) = 75,98^\circ \text{C}.$$

7. Температура пленки конденсата теплоносителя

$$t_{пл} = 0,5 (120 + 77,18) = 98,59^\circ \text{C}.$$

8. По справочнику [5] определяем для $t_{пл} = 98,49^\circ \text{C}:$

$$\nu_{пл} = 286,64 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$C_{пл} = 4224,37 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{пл} = 68,25 \cdot 10^2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_{пл} = 958,98 \text{ кг/м}^3.$$

9. Удельная теплота конденсации пара (по [5]) $r = 2207 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$

10. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенкам трубок $\alpha_1 = 4348,83 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$

11. По справочнику [5] находим для $t_{ст_2} = 75,98^\circ \text{C}:$

$$\nu_{ст_2} = 375,46 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$C_{ст_2} = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{ст_2} = 67,22 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_{ст_2} = 974,4 \text{ кг/м}^3.$$

12. Для потока воды $Re = 83358,7.$

13. Для потока воды $Pr = 3,86.$

14. Число Прандтля для пристенного слоя воды:

$$Pr_{ст_2} = \frac{4190 \cdot 375,46 \cdot 10^{-6}}{65,22 \cdot 10^{-2}} = 2,34.$$

15. Отношение

$$M = \left(\frac{3,8}{2,340}\right)^{0,25} = 1,13.$$

16. $Re > 10\,000$, следовательно, режим турбулентный.

17. Число Нуссельта для турбулентного режима

$$Nu = 324,82 \cdot 1,13 = 368,32.$$

18. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{64,22}{2,5} = 368,32 = 9461,40 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

19. Термическое сопротивление стенки

$$R_{ст} = 0,0000651 = 651 \cdot 10^{-7} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

20. Общий коэффициент теплопередачи между средами

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1(4348,83 + 0,0000651 + 1)9461,4}} = \frac{1}{0,0004} = 2528,25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

21. Разность тепловых напоров

$$A = (4348,83 \cdot 42,81) - (9461,4 \cdot 30,12) = (186\,617,24 - 284\,991) = -98\,374,15.$$

Так как

$$\{|A| - 0,05\alpha_2 \Delta t_2\} = 98\,374,15 - 14\,249,56 = 84\,124,58 > 0,$$

то повторяем выполнение пп. 3—21:

$$3. \Delta t_1 = \frac{2528,25}{4348,83} 74,13 = 49,80^\circ \text{С}.$$

$$4. \Delta t_2 = (1 - 0,671 - 0,019) 74,1 = 0,309 \times 74,13 = 22,92^\circ \text{С}.$$

$$5. t_{\text{ст}_1} = 120 - 49,80 = 70,19^\circ \text{С}.$$

$$6. t_{\text{ст}_2} = 45,86 + 22,92 = 68,78^\circ \text{С}.$$

$$7. t_{\text{пл}} = 0,5(120 + 70,19) = 95,1^\circ \text{С}.$$

$$8. \text{Для } t_{\text{пл}} = 95,1^\circ \text{С}; \mu = 298,17 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$C_{\text{пл}} = 4210,39 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\tau_{\text{пл}} = 68,15 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_{\text{пл}} = 961,43 \text{ кг/м}^3.$$

$$9. r = 2207 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

$$10. \alpha_1 = 4456,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$11. \text{Для } t_{\text{ст}_2} = 68^\circ \text{С}; \nu_{\text{ст}_2} = 413,78 \times$$

$$\times 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}; C_{\text{ст}_2} = 4186,8 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{ст}_2} = 66,69 \cdot 10^2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_{\text{ст}} = 978,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^3.$$

$$12. Re = 833\,358,7.$$

$$13. Pr = 3,87.$$

$$14. Pr_{\text{ст}} = \frac{4186,8 \cdot 413,78 \cdot 10^{-4}}{66,69} = 2,59.$$

$$15. M = \left(\frac{3,87}{2,59}\right)^{0,25} = 1,104.$$

$$17. Nu = 0,021(833\,358,7)^{0,8}(3,87)^{0,43} 1,104 = 358,84.$$

$$18. \alpha_2 = 9218,13 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

$$19. R_{\text{ст}} = 65 \cdot 10^{-7} (\text{м}^2 \cdot \text{К)} \text{Вт}.$$

$$20. K = \frac{1}{\frac{1}{1(4456,45 + 0,000065 + 1)9218,13}} = \frac{1}{35,54 \cdot 10^{-5}} = 2813,73 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$21. A = (4156,45 \cdot 49,80) - (9218,13 \cdot 22,91) = 207\,006,3 - 211\,254,52 = -4252,89.$$

22. $\{|A| - 0,05\alpha_1 \Delta t_1\} = 4252,89 - 10\,350,08 = -6097,19 < 0$, т. е. разность тепловых нагрузок со стороны теплоносителя и продукта не превышает 5%, что и требовалось получить.

23. Определяем количество теплоты, передаваемой через поверхность теплообмена от теплоносителя к продукту [формула (IV.5)]:

$$Q = 3 \cdot 4186,8 \cdot 55 = 690\,822,0 \text{ Вт}.$$

24. Теплопередающая поверхность теплообменника [формула (IV.1)]

$$F = \frac{690\,822}{2813,85 \cdot 74,13} = 3,31 \text{ м}^2.$$

25. Расход теплоносителя (пара), согласно формуле (IV.9),

$$D = \frac{1,05 \cdot 690\,822}{2711 \cdot 10^3 - 4210,39 \cdot 95,1} = \frac{690 \cdot 822}{219 \cdot 5462,3} = 0,314 \text{ кг/с}.$$

Конструктивный расчет (первая часть). 26. Вычисляем площадь сечения всего потока продукта (площадь сечения пучка труб) по формуле (IV.49):

$$f = \frac{3}{2 \cdot 989,64} = 0,0015 \text{ м}^2.$$

27. Количество труб в пучке [формула (IV.50)]:

$$n = \frac{4 \cdot 0,0015}{3,14 \cdot 625 \cdot 10^{-6}} = 3,01.$$

Полученный результат n округляем до целого числа: $n = 3$.

28. Определяем уточненное значение скорости движения продукта:

$$w_i = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{ст}}} = \frac{4 \cdot 3}{3,14 \cdot 625 \cdot 10^{-6} \cdot 984,64} = 2,01 \text{ м/с}.$$

29. Вычисляем расчетную длину одной трубки в пучке [по формуле (IV.51)]:

$$L_0 = \frac{3,31}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 3} = 14,06 \text{ м}.$$

30. Число ходов теплообменника [формула (IV.52)]:

$$z = \frac{L_0}{l} = \frac{14,06}{2,5} = 5,62 \approx 6.$$

31. Потребное число труб в трубной решетке теплообменника [формула (IV.53)]

$$n_p = 3 \cdot 6 = 18 \text{ труб}.$$

По справочным данным [5] выбираем теплообменник с числом труб $n_p = 19$.

Гидравлический расчет. 32. Проверяем условие выбора уравнения для расчета коэффициента трения воды о стенки труб $\lambda_{\text{тр}}$ (см. стр. 51).

Так как

$$\left(20 \frac{d}{\Delta} = 20 \frac{0,025}{0,01} = 400\right) < Re < \left(500 \frac{d}{\Delta} = 500 \frac{0,025}{0,01} = 12\,500\right),$$

то $\lambda_{\text{тр}}$ определяем для турбулентного режима гидравлически шероховатых труб.

35. Вычисляем по формуле (IV.83)

$$\lambda_{тр} = \left\{ 2 \lg \left(\frac{0,01}{3,7 \cdot 0,025} + \frac{6,81}{83 \cdot 358,7} \right)^{0,9} \right\}^{-2} = 0,331.$$

33. Вычисляем сумму коэффициентов местных сопротивлений в аппарате (приближенно):

$$\sum_{i=1}^k \xi_m = 5 + 2,5(z-1) = 5 + (2,5 \cdot 5) = 17,5.$$

34. Гидравлическое сопротивление движению воды в аппарате вычисляем по формуле (IV.77):

$$\Delta p = \left(\frac{2,01^2 \cdot 989,64}{2} \right) \left(\frac{0,331 \cdot 14,06}{0,025} + 17,5 \right) = 1954,10(199,74 + 17,5) = 424 \, 508,68 \text{ Па.}$$

35. Мощность привода насоса из формулы (IV.76)

$$N = \frac{424 \, 508,68 \cdot 3}{984,64 \cdot 0,8} = 1591,9 \text{ Вт.}$$

Расчет затрат на процесс. 36. Определяем амортизационные затраты [по формуле (IV.90)]:

$$K_a = 3,31 \cdot 50 \cdot 0,08 = 13 \text{ руб./год.}$$

37. Энергетические затраты из формулы (IV.91)

$$K_e = 1,6 \cdot 0,04 \cdot 7420 = 506,88 \text{ руб./год.}$$

38. Суммарные затраты на процесс

$$K_z = (13 + 506,88) = 519,88 \text{ руб./год.}$$

Расчет оптимального режима и конструкции аппарата. 39. По пп. 3—38 повторяем расчеты по принятым исходным данным, но для всего ряда значений скорости движения продукта (т. е. $0,2 \leq \omega_i \leq 2$ м/с) с шагом, например, $h_\omega = 0,2$ м/с (всего 10 режимов). На этом этапе решения задачи целесообразно применять ЭВМ, быстродейст-

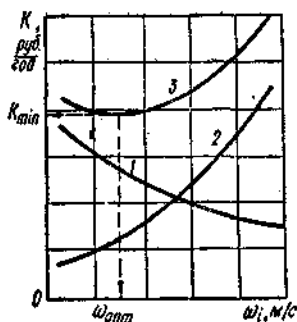


Рис. IV.8. Определение оптимальной скорости движения продукта

вие и точность которых способствуют существенному сокращению времени расчетов.

40. Выписываем рассчитанные для каждого режима значения суммарных затрат, строим график (рис. IV.8) и с его помощью графически (или аналитически) определяем минимальные суммарные затраты $K_z = \min$ и обеспечивающую их оптимальную скорость движения продукта ω_{\min} .

41. Для тех же исходных данных, но при $\omega_{\text{опт}}$ по пп. 3—39 выполняем тепловой, гидравлический и первую часть конструктивного расчета. Полученные параметры можно считать оптимальными для выбранного диапазона изменения скорости движения продукта.

Конструктивный расчет (вторая часть) осуществляется для оптимального режима $\omega_i = \omega_{\text{опт}}$. Условимся считать, что приведенные выше примерные значения, полученные нами в результате расчета, для $\omega_i = 2$ м/с обеспечат оптимальный режим работы аппарата. Тогда $\omega_{\text{опт}} = 2$ м/с.

42. Графически выполняем размещение труб в трубной решетке по периметрам шестиугольников. Число труб, размещенных на стороне большего шестиугольника, $a = 3$. Общее количество труб в трубной решетке вычисляем по формуле (IV.54):

$$n_p = 3 \cdot 3(3-1) + 1 = 19.$$

Число труб по диагоналям большего шестиугольника, исходя из формулы (IV.55),

$$b = 2 \cdot 3 - 1 = 5.$$

43. Трубы вальцованные. В соответствии с формулой (IV.56) для нашего примера $25 < d_n < 57$ мм. Выбираем шаг труб $t = 70$ мм.

44. Расстояние между соседними стенками труб $S = (7 \dots 13)$ мм. Принимаем $S = 10$ мм.

45. Диаметр трубной решетки

$$D_p = 1,13t \sqrt{\frac{n_p}{\psi_1} \sin \alpha} = 1,13 \cdot 70 \times \sqrt{\frac{19}{0,8} \cdot 0,866} = 358,72 \text{ мм. (IV.104)}$$

Округляем до стандартного ряда: $D_p = 400$ мм.

46. Внутренний диаметр корпуса определяем по формуле (IV.57):

$$D_n = (4 \cdot 30) + 70(5-1) = 400 \text{ мм,}$$

что соответствует стандартному ряду.

47. Живое сечение межтрубного пространства

$$f_{\text{жт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{вн}}^2 - n_p d_n^2) =$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,4^2 - 19 \cdot 0,03^2) = 0,11 \text{ м}^2.$$

(IV.105)

По формуле (IV.66) определяем размеры патрубков для рабочих сред при их параметрах, указанных в табл. IV.2,

Таблица IV.2

Среда	w_j , м/с	ρ_j , кг/м ³	G_j , кг/с
Пар	20	1,12	0,31
Вода	2	Вход 999,06, выход 977,73	3
Конденсат	0,2	964,14	0,31

диаметр патрубка для входа пара в аппарат

$$d_{\text{п}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,31}{1,12 \cdot 20}} = 1,13 \cdot 0,118 =$$

$$= 0,153 \text{ м};$$

диаметр патрубка для выхода конденсата пара

$$d_{\text{к}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,31}{964,0 \cdot 0,2}} = 0,045 \text{ м};$$

диаметр патрубка для входа воды в аппарат

$$d'_{\text{в}} = 1,13 \sqrt{\frac{4}{998,06 \cdot 2}} = 0,043 \text{ м};$$

диаметр патрубка для выхода воды из аппарата

$$d'_{\text{в}} = 1,13 \sqrt{\frac{3}{977,73 \cdot 2}} = 0,050 \text{ м}.$$

После окончания расчетов выполняем графическую часть проекта.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ПАСТЕРИЗАТОРА

Постановка задачи и формулировка методических основ расчета. На основе теоретических закономерностей процесса теплопередачи через пластину необходимо выполнить проектный расчет пластинчатого пастеризатора (рис. IV.9). Принятый для расчета тип аппарата — трехсекционный пластинчатый пастеризатор. Условимся считать, что:

принятый тип пластин — 0,5Е;
пастеризуемой жидкостью является технологический продукт бродильной

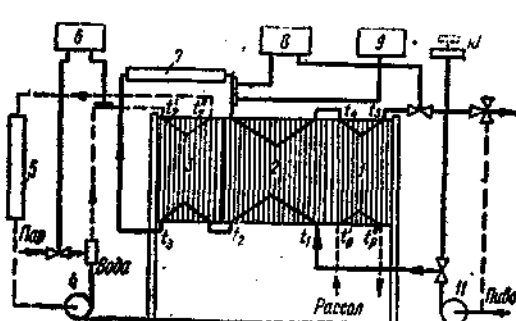


Рис. IV.9. Пластинчатый пастеризатор пива: 1 — рассольная секция; 2 — секция рекуперации теплоты; 3 — секция пастеризации; 4 — водяной насос; 5 — сборник горячей воды; 6, 8, 9, 10 — приборы контроля и управления; 7 — выдерживатель пива; 11 — пивной насос

промышленности — пиво «Жигулевское»;

секция № 1 является секцией рекуперации (пиво — пиво), № 2 — секцией пастеризации (пиво — вода), № 3 — секцией рассольного охлаждения (пиво — рассол);

производительность установки не превышает $W_{\text{max}} = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($\sim 4 \text{ кг/с}$) нагреваемого продукта;

движение тепло- и хладоносителей противоточное;

продукт, тепло- и хладоносители перемещаются под воздействием давления, создаваемого соответствующими насосами; теплоотдача к стенке и от стенки — без изменения агрегатного состояния теплоносителей;

входные и промежуточные параметры теплоносителей постоянны;

приход теплоты с продуктом и тепловые потери в секциях постоянны;

процесс теплопередачи установившийся;

скорость движения теплоносителей между пластинами составляет 0,3—0,8 м/с;

в начале расчета температуры стенок определяются приближенно как полусумма соответствующих температур теплоносителей; после вычисления приближенных коэффициентов теплоотдачи необходимо проверить условие равенства удельных тепловых потоков (методом итераций).

Исходные данные:

производительность аппарата $W = 15000 \text{ л/ч}$;

температура: начальная пива $t_1 = 2^\circ\text{C}$; пастеризации $t_3 = 70^\circ\text{C}$; начальная горячей воды $t'_2 = 75^\circ\text{C}$; начальная рассола $t'_p = -7^\circ\text{C}$; пиво на выходе из аппарата $t_5 = 1^\circ\text{C}$;

коэффициент рекуперации теплоты $\epsilon = 0,9$;

кратность горячей воды $n_g = 2$;

кратность рассола $n_p = 2$;

давление пива в секции водяного подогрева $p = 10^5$ Па;

коэффициенты общего гидравлического сопротивления секции [1]; рекуперации $\xi_n = 1,6$; пастеризации $\xi_p = 1,4$; рассольного охлаждения $\xi_r = 2,4$;

КПД приводов насосов $\eta = 0,8$;

продолжительность работы аппарата в году $\tau = 7920$ ч;

годовая доля амортизационных отчислений $a = 0,1$;

стоимость: 1 кВт·ч электроэнергии $\xi_N = 0,02$ руб.; 1 м² поверхности пластин $\xi_F = 60$ руб.;

рабочая поверхность пластин $F = 0,5$ м²;

зазор между пластинами $h = 0,04$ м; эквивалентный диаметр канала $d_s = 0,008$ м;

ширина проточной части пластины $b = 0,45$ м;

толщина пластин $\delta_n = 0,001$ м;

приведенная длина канала $L_{пр} = 1,15$ м;

площадь поперечного сечения канала $f_1 = 0,0018$ м²;

материал пластин и патрубков — сталь 12Х18Н10Т;

индекс материала прокладки (резина СУ-359, ТУ 38—10—5376—72)—10.

Тепловой расчет теплообменника. 1. Определим начальные и конечные температуры, температурные напоры и параметры (рис. IV.10).

А. Секция рекуперации теплоты. Температура пива в конце секции

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1)\epsilon = 2 + (70 - 2)0,9 = 63,3^\circ\text{C};$$

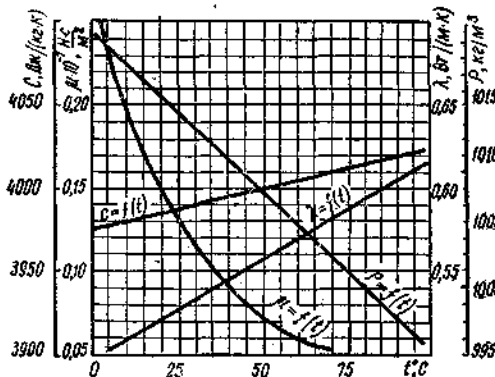


Рис. IV. 10. Физико-химические свойства пива Жигулевского

температура пастеризованного пива после секции рекуперации (при входе в секцию охлаждения рассолом)

$$t_4 = t_1 + (t_3 - t_2) = 2 + 70 - 63,3 = 9^\circ\text{C}.$$

Средний температурный напор в секции рекуперации при характерной для нее постоянной разности температур

$$\Delta t_{рек} = t_3 - t_2 = 70 - 63,3 = 7^\circ\text{C}.$$

Тогда симплекс

$$S_{рек} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_{рек}} = \frac{63,3 - 2}{7} = 8,71. \quad (\text{IV.106})$$

Б. Секция пастеризации. Температуру горячей воды при выходе из этой секции находим из условий баланса теплоты:

$$t_2' = \left[t_2 - \frac{C_n}{C_p n_p} (t_3 - t_2) \right]; \quad (\text{IV.107})$$

$$t_2' = \left[75 - \frac{4014}{4186 \cdot 2} 7 \right] = 74,5^\circ\text{C},$$

где теплоемкость пива при 73°C $C = 4014$ Дж/(кг·К).

Средний температурный напор при $\Delta t_6 = t_2' - t_2 = 74,5 - 63 = 11,5^\circ\text{C}$ и

$\Delta t_m = (t_2' - t_3) = 75 - 70 = 5^\circ\text{C}$ определим по формуле (IV.44):

$$\overline{\Delta t}_{ср} = \frac{11,5 - 5}{\ln 11,5/5} = 7,75^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$S_n = \frac{t_3 - t_2}{\overline{\Delta t}_{ср}} = \frac{70 - 63}{7,75} = 0,903. \quad (\text{IV.108})$$

В. Секция охлаждения рассолом. Температура рассола

$$t_p' = t_p + \frac{C_n}{C_p n_p} (t_4 - t_5) =$$

$$= (-7) + \frac{3978}{2 \cdot 3408} 8 = -2,33^\circ\text{C}, \quad (\text{IV.109})$$

где $C_n = 3978$ Дж/(кг·К) — теплоемкость пива при 4°C.

Средний температурный напор при $\Delta t_6 = t_4 - t_p' = [9 - (-2,33)] = 11,33^\circ\text{C}$ и $\Delta t_m = t_5 - t_p' = [1 - (-7)] = 8^\circ\text{C}$ определим по формуле (IV.44):

$$\overline{\Delta t}_{рас} = \frac{3,33}{\ln \frac{11,33}{8}} = 9,47^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$S_p = \frac{t_4 - t_5}{\overline{\Delta t}_{рас}} = \frac{8}{9,47} = 0,845. \quad (\text{IV.110})$$

2. Определим рабочие поверхности и допустимые гидравлические сопротивления по секциям. Выбираем ориен-

гидравлически так же значительны коэффициенты теплопередачи [1]: в секции рекуперации $K_{рек} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, пастеризации $K_{п} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в секции рассольного охлаждения $K_{рас} = 2100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Отношение рабочих поверхностей секций

$$F_{рек} : F_{п} : F_{рас} = \frac{S_{рек}}{K_{рек}} : \frac{S_{п}}{K_{п}} : \frac{S_{рас}}{K_{рас}}. \quad (\text{IV.111})$$

Принимая наименьшее из этих соотношений за единицу, можем записать:

$$F_{рек} : F_{п} : F_{рас} = 9,67 : 1 : 1,6.$$

Считая распределение допустимых гидравлических сопротивлений соответствующим распределению рабочих поверхностей и допуская небольшое округление, получим:

$$\Delta P_{рек} : \Delta P_{п} : \Delta P_{рас} = 9,67 : 1 : 1,6.$$

Пусть общее гидравлическое допустимое сопротивление движению пива в аппарате составляет $5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ [1]. Тогда, учитывая, что через секцию рекуперации пиво проходит дважды, можно записать:

$$5 \cdot 10^5 = 2\Delta P_{рек} + \Delta P_{п} + \Delta P_{рас} + \Delta P_{тр},$$

где $\Delta P_{тр}$ — гидравлическое сопротивление в трубопроводах, соединяющих секции аппарата, и в присоединяемых угловых штуцерах. Ввиду небольшой длины трубопроводов, соединяющих секции аппарата, можно считать $\Delta P_{тр} = 10\,000 \text{ Па}$. Тогда

$$2\Delta P_{рек} + \Delta P_{п} + \Delta P_{рас} = 4,9 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

В соответствии с принятым соотношением сопротивлений распределим суммарное сопротивление по секциям следующим образом:

$$\Delta P_{рас} = 60\,000 \text{ Па}; \quad \Delta P_{п} = 40\,000 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{рек} = 390\,000 \text{ Па}.$$

3. Определим максимально допустимые скорости продукта в межпластинных каналах по секциям. Предварительно зададимся вспомогательными величинами: ожидаемый коэффициент теплоотдачи $\alpha_{п} = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1].

Средняя температура стенки в секции рекуперации

$$t_{ст. рек} = \frac{t_1 + t_2 + t_2' + t_4}{4} =$$

$$= \frac{2 + 63 + 74,5 + 9}{4} = 37,1^\circ \text{C};$$

$$t_{ст. п} = \frac{t_2 + t_3 + t_2' + t_2''}{4} =$$

$$= \frac{63 + 70 + 75 + 74,5}{2} = 70,6^\circ \text{C};$$

в секции рассольного охлаждения

$$t_{ст. рас} = \frac{t_4 + t_5 + t_4' + t_4''}{4} =$$

$$= \frac{1 + 9 - 7 - 2,33}{4} = 0,17^\circ \text{C}.$$

Определим максимально допустимые скорости движения пива:

в секции рекуперации

$$w_{рек} = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_{п} [(t_{ст. рек} - 0,5(t_1 + t_2))] \Delta P_{рек}}{C_{п}^{37} (t_2 - t_1) \rho_{п, рек}^2 \epsilon_{рек}}}, \quad (\text{IV.112})$$

$$w_{рек} = 2 \sqrt[3]{\frac{5000 (37,1 - 32,5) 390\,000}{3994 \cdot 61 \cdot 1019^2 \cdot 1,6}} =$$

$$= 2 \sqrt[3]{0,021} = 0,552 \text{ м/с};$$

в секции пастеризации

$$w_{п} = 2 \sqrt[3]{\frac{5000 (70,6 - 65,2) 50\,000}{4014 \cdot 7 \cdot 1019^2 \cdot 1,4}} =$$

$$= 2 \cdot 0,27 = 0,54 \text{ м/с};$$

в секции рассольного охлаждения

$$w_{рас} = 2 \sqrt[3]{\frac{5000 [0,5(t_4 - t_5) - t_{ст. рас}] \Delta P_{рас}}{C_{п} (t_4 - t_5) \rho_{п, рас}^2 \epsilon_{рас}}}, \quad (\text{IV.113})$$

$$w_{рас} = 2 \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 3,83 \cdot 60\,000}{3978 \cdot 11 \cdot 1014^2 \cdot 2,4}} =$$

$$= 0,226 \text{ м/с}.$$

Из трех полученных скоростей выбираем наименьшую, т. е. $w_{п} = 0,226 \text{ м/с}$.

Объемная производительность аппарата

$$V = \frac{G}{\rho_{п}} = \frac{4,17}{1014} = 0,41 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_{п}$ является функцией от t_5 .

Найдем число каналов в пакете для пива, приняв $w_{п} = 0,226 \text{ м/с}$:

$$m_{п} = \frac{V}{f_1 w_{п}} = \frac{0,0041}{0,0018 \cdot 0,226} = 10,1.$$

Число каналов в пакете не может быть дробным, поэтому округляем его: $m_{п} = 10$. Уточняем в связи с этим скорость потока пива:

$$w_{п} = 0,226 \frac{10,1}{10} = 0,226 \text{ м/с}.$$

принимается равным $2\omega_n$. Тогда

$$\omega_{рас} = 0,452 \text{ м/с}; \omega_{г.в} = 0,452 \text{ м/с.}$$

Число каналов в пакете для горячей воды

$$m_{г.в} = \frac{V_{в}}{f_1 \omega_{г.в}} = \frac{0,0082}{0,0018 \cdot 0,452} = 5.$$

Число каналов в пакете для рассола

$$m_p = \frac{V_p}{f_1 \omega_p} = \frac{0,0082}{0,0018 \cdot 0,452} = 5.$$

4. Рассчитаем средние температуры, число Pr , вязкость и теплопроводность продукта и рабочих жидкостей. Число Pr находим по формуле (IV.15), где ν и λ определяем при средних температурах жидкостей, пользуясь справочными данными [7].

Рассчитаем средние температуры потоков:

А. Секция рекуперации теплоты. Для стороны нагревания

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{2 + 63}{2} = 32,5^\circ \text{С.}$$

В зависимости от $t_{ср}$ выбираем по рис. IV.10 $\lambda_n = 0,537 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\nu_n = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда $Pr = 8,94$.

Для стороны охлаждения соответственно

$$t_{ср} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{70 + 9}{2} = 39,5^\circ \text{С};$$

$$\lambda_n = 0,546 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)},$$

$$\nu_n = 0,975 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 7,18.$$

Б. Секция пастеризации. Для стороны охлаждения

$$t_{ср} = \frac{t'_2 + t'_1}{2} = \frac{75 + 74,5}{2} = 74,8^\circ \text{С.}$$

Этой температуре соответствуют

$$\lambda_n = 0,586 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}, \nu_n = 0,485 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 3,38.$$

Для стороны нагревания

$$t_{ср} = 74,8 - \Delta t_n = 67,05^\circ \text{С},$$

$$\lambda_n = 0,578 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\nu_n = 0,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 3,86.$$

В. Секция охлаждения рассолом. Для стороны нагревания

$$t_{ср} = \frac{t'_p + t''_p}{2} = \frac{(-7 - 2,33)}{2} = 4,66^\circ \text{С};$$

$$\lambda_p = 0,527; \nu_p = 3,1 \cdot 10^{-6}, Pr = 23,6.$$

Для охлаждаемой стороны

$$t_{ср} = \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{9 + 1}{2} = 5^\circ \text{С};$$

$$Pr = 28.$$

5. Вычислим числа Re для технологических потоков по формуле (IV.14).

А. Секция рекуперации теплоты. Для холодного пива

$$Re_{рек}^x = \frac{0,226 \cdot 0,008}{1,2 \cdot 10^{-6}} = 1505;$$

для горячего пива

$$Re_{рек}^r = \frac{0,226 \cdot 0,008}{0,975 \cdot 10^{-6}} = 1852.$$

Б. Секция пастеризации. Для пива

$$Re_n^p = \frac{0,226 \cdot 0,008}{0,55 \cdot 10^{-6}} = 3284;$$

для горячей воды

$$Re_n^{г.в} = \frac{0,452 \cdot 0,008}{0,435 \cdot 10^{-6}} = 7440.$$

В. Секция охлаждения пива рассолом. Для пива

$$Re_{рас}^n = \frac{0,226 \cdot 0,008}{2,31 \cdot 10^{-6}} = 782;$$

для рассола

$$Re_{рас}^p = \frac{0,452 \cdot 0,008}{3,1 \cdot 10^{-6}} = 1170.$$

6. Определим коэффициенты теплопередачи. Обобщенное критериальное уравнение имеет вид [1]:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (\text{IV.114})$$

Отсюда коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{1,2} = \frac{\lambda}{\delta_s} = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (\text{IV.115})$$

Отношение $Pr/Pr_{ст}$ принимаем на стороне нагревания равным 1,05, на стороне охлаждения 0,95.

А. Секция рекуперации теплоты. Со стороны нагревания непастеризованного пива

$$\alpha_2 = \frac{0,537}{0,008} = 0,135 \cdot 1505^{0,73} \cdot 8,91^{0,43} \times 1,05 = 5350 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

со стороны охлаждения пастеризованного пива:

$$\alpha_1 = \frac{0,546}{0,008} = 0,135 \cdot 1852^{0,73} \cdot 7,45^{0,43} \times 0,95 = 4940 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи (с учетом термического сопротивления стенки

толщины (0,001 м) определим по формуле (IV.12):

$$K_{\text{рек}} = \frac{1}{1/5330 + 0,001/15 + 1/4940} = 2180 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Б. Секция пастеризации. Со стороны нагревания пива

$$\alpha_2 = \frac{0,578}{0,008} 0,135 \cdot 2384^{0,73} \cdot 5,01^{0,43} \times 1,05 = 7600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

со стороны охлаждения горячей водой

$$\alpha_1 = \frac{0,586}{0,008} 0,135 \cdot 7440^{0,73} \cdot 3,36^{0,43} \times 0,095 = 10450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$K_n = \frac{1}{1/7600 + 0,001/15 + 1/10450} = 3400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Учитывая постоянное отложение пригара на стенках, уменьшим эту величину (при расчете) до

$$K_n = 3300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [1].$$

В. Секция охлаждения пива рассолом. Со стороны нагревания водой

$$\alpha_2 = \frac{0,527}{0,008} 0,135 \cdot 1170^{0,73} \cdot 14,31^{0,43} \times 1,05 = 5058 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

со стороны охлаждения пива

$$\alpha_1 = \frac{0,45}{0,008} 0,135 \cdot 782^{0,73} \cdot 27,41^{0,43} \times 0,95 = 3900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$K_{\text{рас}} = \frac{1}{1/5058 + 0,001/15 + 1/3900} = 1990 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Конструктивный расчет аппарата.

А. Секция рекуперации теплоты. Рабочая поверхность секции

$$F_{\text{рек}} = \frac{GC_n(t_2 - t_1)}{K_{\text{рек}} \Delta t_{\text{рек}}} = \frac{4,17 \cdot 3994 \cdot 61}{2180 \cdot 7} = 66,4 \text{ м}^2. \quad (\text{IV.116})$$

Число пластин в секции

$$n_{\text{рек}} = \frac{F_{\text{рек}}}{0,5} = \frac{66,4}{0,5} = 132,8 = 133.$$

Число пакетов $x_{\text{рек}}$ определяем исходя из числа каналов в пакете $m_n = 10$:

$$x_{\text{рек}} = \frac{n_{\text{рек}}}{2m} = \frac{133}{2 \cdot 10} = 7.$$

В. Секция пастеризации. Рабочая поверхность секции

$$F_n = \frac{G_n C_n (t_3 - t_2)}{K_n \Delta t_n} = \frac{4,17 \cdot 4014 \cdot 7}{3200 \cdot 7,75} = 4,73 \text{ м}^2.$$

Число пластин в секции

$$n_n = \frac{F_n}{0,5} = \frac{4,73}{0,5} = 9,46; n_n \approx 10 \text{ пластин.}$$

Число пакетов

$$x_n = \frac{n_n}{2m_n} = \frac{10}{2 \cdot 10} = 0,5.$$

Принимаем $x_n = 1$.

Число пакетов для потока горячей воды с учетом ее кратности

$$x_{г.в} = \frac{n_n}{2m_{г.в}} = \frac{10}{2 \cdot 5} = 1.$$

В. Секция охлаждения рассолом. Рабочая поверхность секции

$$F_{\text{рас}} = \frac{4,17 \cdot 3978 \cdot 8}{1990 \cdot 9,47} = 7,07 \text{ м}^2.$$

Число пластин в секции

$$n_{\text{рас}} = \frac{7,07}{0,5} = 14,14; n_{\text{рас}} \approx 14.$$

Число пакетов в секции

$$x_{\text{рас}}^n = \frac{n_{\text{рас}}}{2} = \frac{14}{2 \cdot 10} = 0,7.$$

Принимаем $x_{\text{рас}}^n = 1$.

Число пакетов для потока рассола

$$x_{\text{рас}}^p = \frac{n_{\text{рас}}}{2m_{\text{рас}}} = \frac{14}{2 \cdot 5} = 1,4.$$

Контрольный расчет общего гидравлического сопротивления. Гидравлическое сопротивление движению пива в каждой секции определяем по формуле (IV.88), в которой коэффициент гидравлического сопротивления [1]

$$\xi = 18,8 \text{Re}^{-0,25}. \quad (\text{IV.117})$$

А. Секция рекуперации теплоты. Для потока холодного (нагреваемого) пива при $\text{Re}_{\text{рек}} = 1505$

$$\xi_{\text{рек}} = 18,8 \cdot 1505^{-0,25} = 3,02.$$

Гидравлическое сопротивление движению холодного пива

$$\Delta P'_{\text{рек}} = 3,02 \frac{1,15 \cdot 1009 \cdot 0,226^2}{0,008 \cdot 2} 70 = 793 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Для потока горячего (охлаждаемого) пива при $\text{Re}_{\text{рек}} = 1852$

$$\xi_{\text{рек}} = 18,8 \cdot 1852^{-0,25} = 2,86.$$

Гидравлическое сопротивление движению горячего пива

$$\Delta P_{рек}^* = 2,86 \frac{1,15 \cdot 1011 (0,226)^2}{0,008 \cdot 2} 70 = 738 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Б. Секция пастеризации пива:

$$\xi_{п} = 18,8 \cdot 3284^{-0,25} = 2,48;$$

$$\Delta P_{п} = 2,48 \frac{1,15 \cdot 1000 (0,226)^2}{0,008 \cdot 2} 5 = 47 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

В. Секция охлаждения пива рассолом:

$$\xi_{рас}^n = 18,8 \cdot 782^{-0,25} = 3,57.$$

$$\Delta P_{рас}^c = 3,57 \frac{1,15 \cdot 1019 (0,226)^2}{0,008 \cdot 2} 10 = 120 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Суммарное гидравлическое сопротивление движению пива в аппарате

$$\Delta P = \Delta P_{рек}^* + \Delta P_{п}^* + \Delta P_{п} + \Delta P_{рас} + \Delta P_{гр} = (793 + 738 + 120 + 47 + 10) 10^3 = 1708 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление движению рассола в секции рассольного охлаждения

$$\Delta P_{рас} = 3,21 \frac{1,15 \cdot 1185 \cdot 0,452^2}{0,008 \cdot 2} 10 = 559 \cdot 10^3 \text{ Па,}$$

где коэффициент местных гидравлических сопротивлений

$$\xi_{рас} = \frac{18,8}{1170^{0,25}} = \frac{18,8}{5,85} = 3,21.$$

Гидравлическое сопротивление движению горячей воды в секции пастеризации

$$\Delta P_{п}^n = 2,03 \frac{1,15 \cdot 977 \cdot 0,452^2}{0,008 \cdot 2} 5 = 147,3 \cdot 10^3 \text{ Па,}$$

где коэффициент местных сопротивлений

$$\xi_{п}^n = \frac{18,8}{7440^{0,25}} = \frac{18,8}{9,28} = 2,03.$$

Поскольку расчетное значение суммарного ΔP превышает принятое суммарное ΔP в 3—3,5 раза, следует провести корректировочный перерасчет числа пластин и пакетов в секциях по формулам (IV.12—IV.27).

Конструктивно-экономический расчет.

1. Мощность, потребляемую насосом, вычисляем по формуле (IV.76).

Насос для перекачки пива приводится в движение двигателем мощностью

$$N_{п} = \frac{0,0041 \cdot 1,708 \cdot 10^3}{0,8} = 8753,5 \text{ Вт.}$$

Объемный расход рассола $V_{р} = 2V_{п} = 0,082 \text{ м}^3/\text{с}$; горячей воды $V_{в} = 2V_{п} = 0,082 \text{ м}^3/\text{с}$.

Насос для перекачки рассола приводится в движение двигателем мощностью

$$N_{р} = \frac{0,0082 \cdot 559 \cdot 10^3}{0,8} = 5729,8 \text{ Вт;}$$

для перекачки горячей воды — мощностью

$$N_{в} = \frac{0,0082 \cdot 147,3 \cdot 10^3}{0,8} = 1509,8 \text{ Вт.}$$

2. Вычисляем суммарные затраты на процесс. Эксплуатационные затраты

$$K_{э} = \xi_{N^c} (N_{п} + N_{р} + N_{в}) = 0,02 \times 7920 (1509,8 + 5729,8 + 8753) 10^{-3} = 2533,22 \text{ руб./год.}$$

Амортизационные затраты на нагревание продукта в секции

$$K_{а} = \xi_{га} (F_{р} + F_{п} + F_{в}) = 60 \cdot 0,1 (7,07 + 4,73 + 66,4) = 4694 \text{ руб./год.}$$

Суммарные затраты

$$P = K_{э} + K_{а} = 4694 + 2533,22 = 7227,22 \text{ руб./год.}$$

Список литературы

1. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М., Машиностроение, 1973.
2. Кичигин М. А. Вопросы рационализации теплового хозяйства промышленных предприятий. Киев, Гостехиздат УССР, 1953.
3. Лукин О. Г. Теплообменные аппараты пищевой промышленности. М., Пищевая промышленность, 1967.
4. Николаев Л. К., Листовский Р. Р. Теплообменные аппараты бродильной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1973.
5. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической промышленности. Л., Химия, 1981.
6. Процеси і апарати харчових виробництв / За ред. В. М. Стабникова. Київ, Вища школа, 1975.
7. Чубик И. А., Маслов А. М. Справочник по теплофизическим константам пищевых продуктов и полуфабрикатов. М., Пищевая промышленность, 1965.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

В производственных условиях выпарные установки применяются для сгущения растворов, а также для снабжения предприятия греющим паром (за счет частичного отбора вторичных паров). Поэтому при проектировании выпарных установок следует учитывать обе эти задачи.

Выпаривание проводят под атмосферным, повышенным и пониженным давлением. В пищевой промышленности применяются однокорпусные и многокорпусные выпарные установки, а также аппараты с тепловым насосом, в которых образующийся вторичный пар сжимается до давления греющего пара и тепловым насосом подается в паровую камеру аппарата. В качестве теплового насоса используются инжекторы, реже турбокомпрессоры. Для обогрева выпарных аппаратов чаще всего применяют водяной насыщенный пар.

Тепловой расчет выпарных установок основан на использовании уравнений теплового баланса и теплообмена для отдельных корпусов установки:

$$Q_i = W_i r_i; \quad (V.1)$$

$$Q_i = K_i F_i \Delta t_i, \quad (V.2)$$

где Q_i — тепловая нагрузка корпуса, кВт;
 W_i — количество выпариваемой воды, кг/с;

r_i — теплота испарения, Дж/кг;

Δt_i — полезная разность температур, °C;

K_i — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К).

При выполнении тепловых расчетов различают проектный расчет новой установки, цель которого — определение поверхности нагрева отдельных корпусов, и проверочный, предназначенный для проверки производительности и установления оптимального режима работы установки при известной поверхности нагрева отдельных корпусов.

При проектировании новой установки поверхность нагрева корпуса определяют по уравнению

$$F_i = \frac{Q_i}{K_i \Delta t_i}. \quad (V.3)$$

Если задано тепловое напряжение q , можно использовать соотношение

$$F_i = \frac{Q_i}{q_i}, \quad (V.4)$$

$$q_i = K_i \Delta t_i = \frac{1}{R_i} \Delta t_i, \quad (V.5)$$

где R_i — термическое сопротивление.

Поверхность нагрева можно рассчитать и через массовое напряжение корпуса U_i , характеризующее количество воды, выпариваемой с 1 м² поверхности нагрева в единицу времени:

$$U_i = \frac{W_i}{F_i}; \quad (V.6)$$

$$F_i = \frac{W_i}{U_i}. \quad (V.7)$$

При расчетах сахарных промышленных установок удобно пользоваться величиной удельной нагрузки корпуса w_i , представляющей собой количество выпаренной воды, выраженной в процентах к массе перерабатываемого сырья. При этом поверхность нагрева

$$F_i = \frac{A w_i}{24 U_i}, \quad (V.8)$$

где A — суточная производительность завода.

В процессе проверочных расчетов определяют следующие величины: потребную полезную разность температур по корпусам

$$\begin{aligned} \Delta t_{pi} &= \frac{Q_i}{K_i F_i} = \frac{W_i r_i}{K_i F_i} = \frac{U_i r_i}{K_i} = \\ &= 2,263 \cdot 10^3 \cdot U_i R_i; \end{aligned} \quad (V.9)$$

для многокорпусной выпарной установки

$$\sum_1^n \Delta t_{pi} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n; \quad (V.10)$$

суммарную располагаемую полезную разность температур установки и каждого корпуса

$$\sum \Delta t_p = t_n - t_{gr} - \sum \Delta t_i; \quad (V.11)$$

$$\Delta t_{pi} = t_{ni} - t_{nri} - \sum \Delta t_i; \quad (V.12)$$

запас производительности установки и каждого корпуса

$$a = \frac{\sum \Delta t_p}{\sum_1^n \Delta t_{pi}}; \quad (V.13)$$

$$a_i = \frac{\Delta t_{pi}}{\Delta t_{ni}}. \quad (V.14)$$

В этих формулах t_n — температура греющего пара, поступающего на 1-й корпус;

$t_{вг}$ — температура вторичного пара у конденсатора;

$\sum_1^n \Delta$ — суммарные температурные потери установки;

$t_{иi}$ — температура греющего пара в i -м корпусе;

$t_{вгi}$ — температура вторичного пара в конце теплопровода i -го корпуса;

$\sum \Delta_i$ — температурные потери в i -м корпусе.

Оптимальный режим работы установки обеспечивается при равенстве располагаемой и потребной полезных разностей температур, т. е. при $\sum \Delta t_p = \sum \Delta t_i$. Проверочный расчет, таким образом, показывает, как должны быть изменены условия или режим работы выпарной установки, чтобы получить запас производительности $a=1$.

Тепловой расчет выпарных установок содержит такие основные разделы: определение нагрузок корпусов выпарной установки;

установление температурного режима;

расчет термических сопротивлений и коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ КОРПУСОВ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Нагрузка корпусов выпарной установки определяется количеством выпаренной воды. Поэтому основная задача расчета — распределение общего количества выпариваемой воды по отдельным корпусам.

Общее количество выпаренной воды, или производительность установки,

$$W = S \left(1 - \frac{B_n}{B_k} \right) = W_1 + W_2 + \dots + W_n, \quad (V.15)$$

где S — масса поступающего на выпаривание раствора, кг/с;
 B_n, B_k — начальная и конечная концентрации раствора.

Промежуточная концентрация раствора после каждого корпуса

$$B'_k = \frac{SB_n}{S - \sum_1^n W_i}. \quad (V.16)$$

Различные методы расчета нагрузки корпусов основаны на уравнении теплового баланса корпуса выпарной установки:

$$W_i = \left[D_i \alpha_i + \left(S \frac{C_p}{C_w} - \sum_1^{i-1} W \right) \beta_i \right] \delta_i, \quad (V.17)$$

где D_i — расход греющего пара, кг/с;
 α_i — коэффициент испарения для i -го корпуса:

$$\alpha_i = \frac{t_i - t_i}{t_i - C_w t_{пi}}; \quad (V.18)$$

β_i — коэффициент самоиспарения для того же корпуса:

$$\beta_i = \frac{(t_{пi-1} - t_{пi}) C_w}{t_i - C_w t_{пi}}; \quad (V.19)$$

t_i, t_i, t_i — энтальпии соответственно греющего пара, конденсата и вторичного пара, Дж/кг;

$t_{пi}$ — температура кипения, °C;

C_w, C_p — теплоемкость растворителя и раствора, Дж/(кг·K);

δ_i — коэффициент, учитывающий потери тепла, $\delta_i = 0,98$.

Значения α_i при выпаривании водных растворов близки к единице; значения β_i для прямоточных многокорпусных выпарных установок колеблются в пределах 0,01—0,05.

Простейший расчет нагрузок многокорпусной выпарной установки выполняется по уравнениям Классена с принятием таких допущений: не происходит самоиспарения раствора ($\beta_i = 0$); отсутствуют тепловые потери ($\delta_i = 1$); коэффициент испарения $\alpha_i = 1$.

При этих допущениях уравнение (V.17) имеет вид $W_i = D_i$, т. е. 1 кг пара выпаривает 1 кг воды. При наличии пароотбора E

$$D_{i+1} = W_i - E_i. \quad (V.20)$$

Если известен пароотбор и задана производительность установки, количество выпариваемой воды находят последовательно из таких соотношений:

первый корпус $W_1 = D_1$;
второй $W_2 = D_2 = D_1 - E_1$;
третий

$$W_3 = D_3 = D_2 - E_2 = D_1 - E_1 - E_2; \quad (V.21)$$

n -й корпус

$$W_n = D_n = D_{n-1} - E_{n-1} = D_1 - E_1 - E_2 - \dots - E_{n-1}.$$

Общее количество выпаренной воды

$$\sum_1^n W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n = nD_1 - 3E_1 - 2E_2 - \dots - E_{n-1}.$$

Расход греющего пара

$$D_1 = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n} E_1 + \frac{n-2}{n} E_2 + \dots + \frac{1}{n} E_{n-1}. \quad (\text{V.22})$$

Если раствор, поступающий на первый корпус, имеет температуру ниже температуры кипения t_1 на первом корпусе, то

$$D_1 = W_1 + \frac{SC_p}{r} (t_1 - t). \quad (\text{V.23})$$

Количество воды, выпариваемое на последнем корпусе выпарной установки,

$$W_n = \frac{W - (n-1)E_{n-1} - (n-2)E_{n-2} - \dots - 2E_2 - E_1}{n}. \quad (\text{V.24})$$

При подаче отработанного пара в n -й корпус вместо E_n в уравнения (V.21—V.24) следует подставить $E_n - R_n$, где R_n — количество отработанного пара.

Если вторичный пар последнего корпуса не отбирается на сторону, значение W_n определяет потери пара на конденсатор: $D_k = W_n$.

При расчетах выпарных станций, работающих под давлением или под ухудшенным вакуумом, принимается предположение, что весь вторичный пар последнего корпуса отбирается на сторону, т. е. $W_n = E_n$. При этом условии

$$D_1 = W_1 = E_1 + E_2 + \dots + E_n = \sum_1^n E; \quad (\text{V.25})$$

$$W = \sum_1^n W = E_1 + 2E_2 + \dots + nE_n. \quad (\text{V.26})$$

Расчет нагрузок многокорпусной выпарной установки по методу И. А. Тищенко предусматривает два варианта. Вариант А учитывает самоиспарение раствора, а также то обстоятельство, что $\alpha \neq 1$ и $\delta = 1$.

С учетом коэффициентов α и β можно записать:

$$W_1 = D_1 \alpha_1;$$

$$D_2 = W_1 - E_1;$$

$$W_2 = D_2 \alpha_2 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 \right) \beta_2; \quad (\text{V.27})$$

$$D_3 = D_3 \alpha_3 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 - W_2 \right) \beta_3;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$D_n = W_{n-1} - E_{n-1};$$

$$W_n = D_n \alpha_n + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1} \right) \beta_n.$$

Из соотношений (V.27) получаем:

$$D_1 = \left(W - S \frac{C_p}{C_w} y + E_1 z_1 + E_2 z_2 + \dots + E_{n-1} z_{n-1} \right) \frac{1}{x}. \quad (\text{V.28})$$

Здесь $y, z_1, z_2, \dots, z_{n-1}, x, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ — коэффициенты, значения которых зависят от числа корпусов и теплового режима. Для условий сахарного завода их можно принимать следующими:

для пятикорпусной установки $x = 4,412; y = 0,2013;$

$$\beta_1 = 0; \quad \beta_2 = 0,0163; \quad \beta_3 = 0,0159; \\ \alpha_1 = 0,985; \quad \alpha_2 = 0,997; \quad \alpha_3 = 0,997; \\ z_1 = 3,674; \quad z_2 = 2,83; \quad z_3 = 1,936;$$

$$\beta_4 = 0,0236; \quad \beta_5 = 0,0498; \\ \alpha_4 = 0,998; \quad \alpha_5 = 0,950; \\ z_4 = 1,0;$$

для трехкорпусной выпарки $x = 2,93; y = 0,037;$

$$\beta_1 = 0; \quad \beta_2 = 0,12; \quad \beta_3 = 0,013; \\ \alpha_1 = 0,994; \quad \alpha_2 = 0,999; \quad \alpha_3 = 1,000. \\ z_1 = 1,987; \quad z_2 = 1,0;$$

В варианте Б принимается $\alpha_n = 1$, произведения двух и более коэффициентов самоиспарения равны нулю ($\beta_1, \beta_2, \dots = 0$), а тепловые потери не учитываются ($\delta_n = 1$).

Тогда для первого корпуса

$$W_1 = D_1 + S \frac{C_p}{C_w} \beta_1; \quad (\text{V.29})$$

для второго

$$D_2 = W_1 - E_1 = D_1 + S \frac{C_p}{C_w} - E_1;$$

$$W_2 = D_2 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 \right) \beta_2 = D_1 (1 - \beta_2) + S \frac{C_p}{C_w} (\beta_1 + \beta_2) - E_1;$$

Коэф- фици- ент	Корпус			
	2	3	4	5
x	$2 - \beta_2$	$3 - 2\beta_2 - 2\beta_3$	$4 - 3\beta_2 - 4\beta_3 - 3\beta_4$	$5 - 4\beta_2 - 6\beta_3 - 6\beta_4 - 4\beta_5$
y	$2\beta_1 + \beta_2$	$3\beta_1 + 2\beta_2 + \beta_3$	$4\beta_1 + 3\beta_2 + 2\beta_3 + \beta_4$	$5\beta_1 + 4\beta_2 + 3\beta_3 + 2\beta_4 + \beta_5$
z_1	1	$2 - \beta_3$	$3 - 2\beta_3 - 2\beta_4$	$4 - 3\beta_3 - 4\beta_4 - 3\beta_5$
z_2	—	1	$2 - \beta_4$	$3 - 2\beta_4 - 2\beta_5$
z_3	—	—	1	$2 - \beta_5$
z_4	—	—	—	1

для третьего

$$D_3 = W_2 - E_2 = D_1(1 - \beta_2) + S \frac{C_p}{C_w} (\beta_1 + \beta_2) - E_1 - E_2;$$

$$W_3 = D_3 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 - W_2 \right) \beta_3 = \\ = D_1(1 - \beta_2 - 2\beta_3) + S \frac{C_p}{C_w} (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3) - E_1(1 - \beta_3) - E_2;$$

для n -го корпуса

$$W_n = D_n + \left(S \frac{C_p}{C_w} + \sum_1^{n-1} W \right) \beta_n = D_1 [1 - \beta_2 - 2\beta_3 - \dots - (n-1)\beta_n] + S \frac{C_p}{C_w} \times \\ \times (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \dots + \beta_n) - E_1 [1 - \beta_3 - 2\beta_4 - \dots - (n-2)\beta_n] - E_2 [1 - \beta_4 - 2\beta_5 - \dots - (n-3)\beta_n] - \dots - E_{n-1}.$$

Сложим почленно левые и правые части уравнения:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n = \\ = D_1 x + S \frac{C_p}{C_w} y - E_1 z_1 - E_2 z_2 - \dots - E_{n-1}. \quad (V.30)$$

Отсюда находим:

$$D_1 = \frac{1}{x} \left(W - S \frac{C_p}{C_w} y + E_1 z_1 + E_2 z_2 + \dots + E_{n-1} \right). \quad (V.31)$$

Расчетные коэффициенты x , y , z_1 , z_2 , z_3 приведены в табл. V.1. Их также можно рассчитать по соотношениям:

$$x = n - (n-1)\beta_2 - (n-2)2\beta_3 - \dots - (n-1)\beta_n; \quad (V.32)$$

$$y = n\beta_1 + (n-1)\beta_2 + (n-2)\beta_3 + \dots + \beta_n;$$

$$z_1 = (n-1) - (n-2)\beta_3 - (n-3) \times \\ \times 2\beta_4 - \dots - (n-2)\beta_n; \quad (V.33)$$

$$z_2 = (n-2) - (n-3)\beta_4 -$$

$$- (n-4)2\beta_5 - \dots - (n-3)\beta_n. \quad (V.34)$$

Расчет нагрузки корпусов по методу М. А. Кичигина. Профессор М. А. Кичигин предложил корректив к упрощенному методу, позволяющий учитывать самоиспарение. Для этого в формулу (V.22) следует вместо W подставить $W-z$, где z — поправка на самоиспарение, $z=1,5 \dots 2,5$. При введении такой поправки расчет, оставаясь простым, значительно уточняется.

Известны и другие методы теплового расчета многокорпусных выпарных установок. С точки зрения простоты выполнения и обеспечения достаточной точности заслуживают внимания метод последовательного приближения А. Н. Плановского [8], а также метод расчета, приведенный в книге К. Ф. Павлова, П. Г. Романкова, А. А. Носкова «Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов». По этим методам расчет всех корпусов установки выполняется в несколько приближений. На первом этапе задаются неизвестными, но необходимыми для расчета величинами, значения которых уточняются в результате расчета.

Например, количество воды, выпариваемое в отдельных корпусах, и тепловые нагрузки предварительно принимают равными ($W_1 = W_2 = W_3$; $Q_1 = Q_2 = Q_3$) и задаются соотношением коэффициентов теплопередачи по корпусам $K_1:K_2:K_3$. Далее сопоставляют полученные данные с исходными значениями и, если конечные результаты отличаются от заданных, расчет повторяют. Таким образом, в качестве исходных принимаются конечные расчетные значения. Обычно достаточно хорошее совпадение получают на третьем этапе приближения, когда расхождение значений не превышает 3—5%.

Схема выпарной установки	Предварительно выбранные величины	Расчетные формулы
Двухкорпусная	ΣE	$E_2 = W - \Sigma E$ $E_1 = \Sigma E - E_2$
Трехкорпусная	$\Sigma E, E_3$	$E_2 = W - \Sigma E - 2E_3$ $E_1 = \Sigma E - (E_2 + E_3)$
Четырехкорпусная	$\Sigma E, E_4, E_3$	$E_1 = \Sigma E - (E_2 + E_3 + E_4)$ $E_2 = W - \Sigma E - 2E_3 - 3E_4$
Пятикорпусная с двумя нуль-корпусами	$\Sigma E, E_3, E_2$ (при $E_{01} = 0$)	$E_1 = W - 2(\Sigma E - R_d + E_2) - 3E_3$ $E_{02} = \Sigma E - (E_1 + E_2 + E_3)$

На выпарных установках, применяемых в молочной промышленности, соотношение количеств выпариваемой воды по корпусам принимают 1:1,1:1,2. Тогда

$$W_1 = \frac{W \cdot 1}{1 + 1,1 + 1,2};$$

$$W_2 = \frac{W \cdot 1,1}{1 + 1,1 + 1,2};$$

$$W_3 = \frac{W \cdot 1,2}{1 + 1,1 + 1,2};$$

где W — общее количество выпариваемой воды.

Ориентировочное соотношение коэффициентов теплопередачи по корпусам $K_1 : K_2 : K_3 = 1 : 0,7 : 0,4$. Коэффициенты теплопередачи при концентрации пищевых и клеевых бульонов от $B_n = 3\%$ до $B_n = 42\%$ по корпусам принимают на основании практических данных: $K_1 = 1750$; $K_2 = 1160$; $K_3 = 700$ Вт/(м²·К).

Сравнительный расчет выпарных установок сахарной промышленности, выполненный различными методами, позволяет сделать следующие выводы:

для выпарных установок, где выпаривание происходит под давлением или под ухудшенным вакуумом, в принципе применимы все методы расчета, но наиболее целесообразно пользоваться простейшим методом по уравнениям Класена;

для выпарных установок, где процесс ведется под разрежением и где влияние самоиспарения существенно, расчет рекомендуется вести по методу И. А. Тищенко.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНОГО ПАРА

Вторичный пар применяется для нагрева подогревателей, вакуум-аппаратов и другой аппаратуры. При этом для экономии топлива желательно

в первую очередь использовать вторичный пар последних корпусов. Однако пароотбор возможен не в любых количествах и не в любых вариантах. При установлении пароотбора для проектируемой выпарной установки можно пользоваться соотношениями, приведенными в табл. V.2.

Типовое распределение греющего пара по корпусам показано в табл. V.3. Температурный режим и оптимальные нагрузки корпусов представлены: для трехкорпусной установки под давлением — в табл. V.4; четырехкорпусной под разрежением — в табл. V.5; пятикорпусной с двумя нуль-корпусами — в табл. V.6.

Для определения оптимального пароотбора, при котором производительность используемой выпарной установки будет наибольшей, рекомендуется использовать метод М. А. Кичигина [5]. При выборе оптимального режима и рациональной компоновки промышленной выпарной установки сопоставляют фактические напряжения корпусов с их оптимальными значениями (табл. V.4—V.6) и намечают мероприятия, направленные на максимальное приближение фактических напряжений к оптимальным (изменение пароотбора, перестановка корпусов с последующим выполнением нового расчета по формулам V.35, V.10, V.14, V.9, V.13).

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \Sigma \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (V.35)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от конденсирующегося пара к стенке и от стенки к кипящему раствору, Вт/(м²·К);

δ — толщина стенки, состоящей из нескольких слоев (металл, накипь), м;
 λ — коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м · К).

Таблица V.3

Схема установки	Корпус	Количество пара, % к массе свеклы
Четырехкорпусная с нуль-корпусом (процесс под разрежением)	1	13,77
	2	10,83
	3	5,8
Трехкорпусная (процесс под давлением)	1	1,76
	2	16,60
	3	22,9
Четырехкорпусная (процесс под давлением, последний корпус под разрежением)	1	12,62
	2	8,00
	3	16,98
	4	5,79

Таблица V.4

Корпус	Температура соковых паров, °С	Полезные разности температур, °С	Оптимальное массовое напряжение, кг/(м ² · ч)
1	122—125	8—12	30—40
2	112—115	8—10	18—22
3	101—103	8—10	6—9

Примечание. Давление греющего пара (3 ... 3,5) 10⁵ Па.

Таблица V.5

Корпус	Температура соковых паров, °С	Полезные разности температур, °С	Оптимальное массовое напряжение, кг/(м ² · ч)
1	122—125	8—12	30—40
2	112—115	6—8	14—18
3	99—102	8—12	10—15
4	85—90	8—10	5—7

Примечания. 1. Давление греющего пара (3 ... 3,5) 10⁵ Па.
 2. Разрежение в последнем корпусе (3,32 ... 3,99) 10⁴ Па (250 ... 300 мм рт. ст.).

Таблица V.6

Корпус	Температура соковых паров, °С	Полезные разности температур, °С	Оптимальное массовое напряжение, кг/(м ² · ч)
0 ₁	124—126	10—15	70—80
0 ₂	115—118	10—12	40—50
1	108—110	6—7	18—20
2	98—102	7—8	8—12
3	85—90	12—16	8—10

Общее термическое сопротивление при чистой металлической стенке

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (V.36)$$

или

$$R_0 = R_1 + R_{ст} + R_2,$$

где

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}; \quad R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}; \quad R_2 = \frac{1}{\alpha_2}.$$

При наличии накипи на стенке трубы

$$R = R_0 + R_n. \quad (V.37)$$

Влияние накипи учитывается коэффициентом использования поверхности нагрева φ :

$$R_n = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0. \quad (V.38)$$

Ориентировочные значения φ для выпарных станций сахарных заводов приведены на рис. V.1.

Теплоотдача при конденсации греющего пара. При пленочной конденсации паров и ламинарном стекании пленки конденсата для определения коэффициента теплоотдачи рекомендуется формула, полученная из соответствующего критериального уравнения

$$\alpha_1 = A \sqrt{\frac{r \rho^2 \lambda^2 g}{\mu \Delta t \cdot H}}, \quad (V.39)$$

где A — для вертикальных трубок $A = 1,15$, для горизонтальных $A = 0,72$;

r — теплота конденсации пара, Дж/кг;

ρ — плотность конденсата, кг/м³;

λ — теплопроводность конденсата, Вт/(м · К);

μ — динамический коэффициент вязкости, Па · с;

H — длина трубок, м;

$$\Delta t = t_n - t_{ст}, \quad (V.40)$$

где t_n — температура пара;

$t_{ст}$ — температура стенки, значением которой задаются, а затем проверяют по уравнению

$$q = K \Delta t_n = \alpha_1 \Delta t, \quad (V.41)$$

где q — удельная тепловая нагрузка; Δt_n — полезная разность температур.

Все физические константы для пленки конденсата берутся при средней температуре $t_{пл} = (t_n + t_{ст})/2$.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке при расчете выпарных установок сахарных заводов

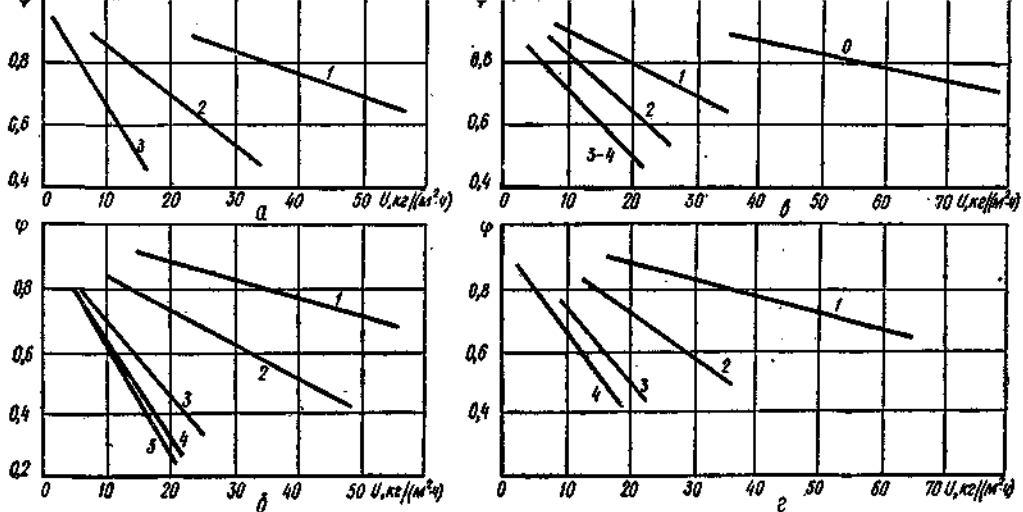


Рис. V.1. Номограммы для определения коэффициента использования поверхности нагрева φ при выпаривании сахарных растворов в установках:

α — трехкорпусных под давлением; β — пятикорпусных под разрежением; ϵ — четырехкорпусных с нуль-корпусам; δ — четырехкорпусных под ухудшенным вакуумом; 0, 1, 2, 3, 4, 5 — корпуса

рекомендуется рассчитывать по уравнениям

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(qI)^{1/3}} \quad (V.42)$$

или

$$\alpha_1 = \frac{A'_1}{(UI)^{1/3}}, \quad (V.43)$$

где A_1 , A'_1 — определяются по графику (рис. V.2) в зависимости от средней температуры конденсата t_k .

Значения t_k для выпарных аппаратов близки к значениям температуры греющего пара:

$$t_k = t_n - (1 \dots 3^\circ \text{C}). \quad (V.44)$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 можно также определять по номограмме (рис. V.3).

Теплоотдача при кипении жидкостей. Для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении в вертикальных

трубках на оптимальном уровне можно применять формулы В. И. Толубинского [9], Г. Н. Кружилина [7], М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобиловича [5]. Все эти расчетные формулы приводят к виду:

$$\alpha_2 = Aq^n. \quad (V.45)$$

Оптимальные условия теплоотдачи в кипяtilьных трубках достигаются лишь при определенном уровне кипящей жидкости. При отклонениях от этого уровня α_2 снижается.

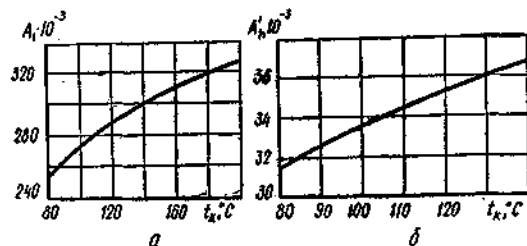


Рис. V.2. Значения расчетного коэффициента A для конденсирующегося водяного пара в зависимости от температуры конденсата t_k :

a — A_1 [формула (V.42)]; b — A'_1 [формула (V.43)]

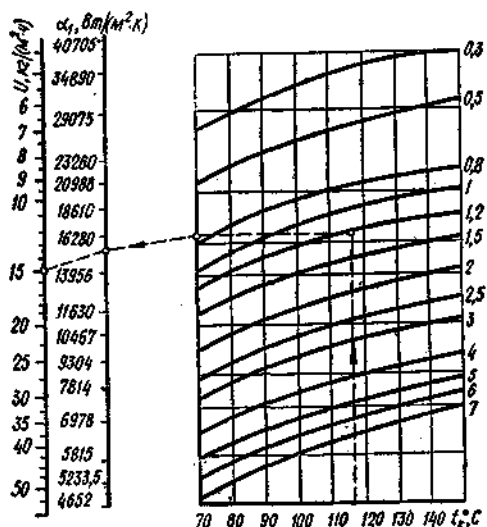


Рис. V.3. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_1 от конденсирующегося пара к стенке

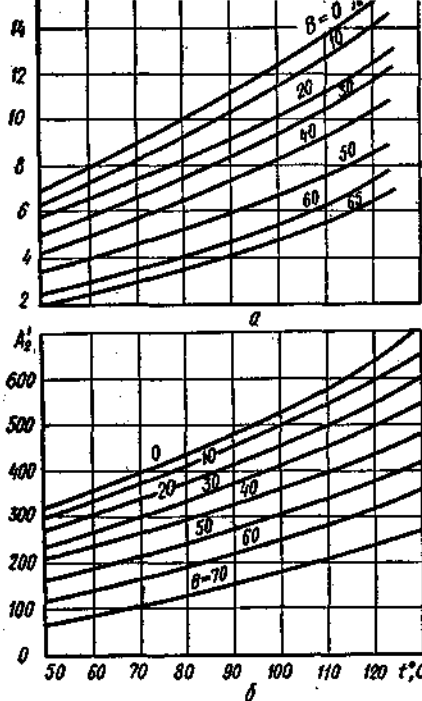


Рис. V.4. Значения расчетного коэффициента A для сахарных растворов в зависимости от их концентрации B и температуры кипения t :

a — A_2 для формулы (V.47); $б$ — A_2 для формулы (V.48)

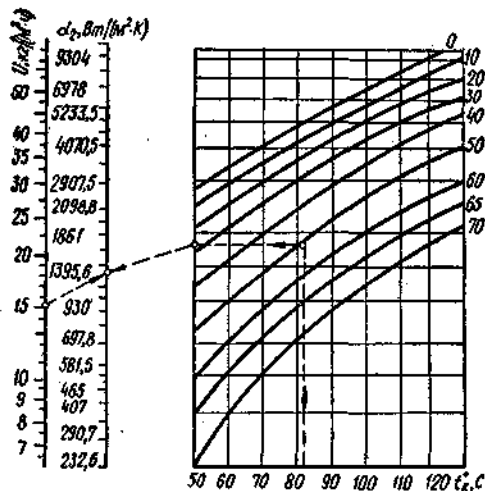


Рис. V.5. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от стенки к кипящему сахарному раствору

Оптимальный уровень кипящей жидкости

$$h_0 = [50 + 0,122 (\rho_p - \rho_v)] \frac{H_{тр}}{100}, \quad (V.46)$$

где ρ_p , ρ_v — плотность соответственно раствора и воды, $кг/м^3$,

$H_{тр}$ — высота трубок, м.

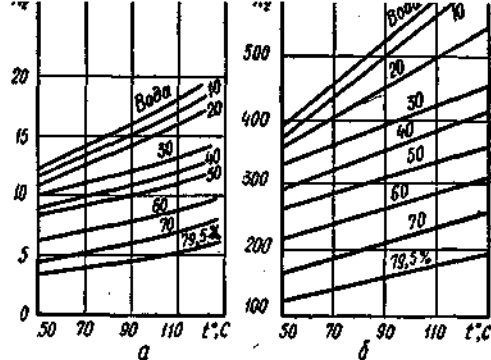


Рис. V.6. Значения коэффициента A для паточной барды в зависимости от температуры кипения и концентрации раствора:

a — A_2 для формулы (V.49); $б$ — A_2 для формулы (V.50)

Для водных растворов сахара уравнение (V.45) примет вид:

$$\alpha_2 = A_2 q^{0,6}, \quad (V.47)$$

$$\alpha_2 = A_2' U^{0,6}, \quad (V.48)$$

где A_2 , A_2' — расчетные коэффициенты, зависящие от физических свойств кипящей жидкости (рис. V.4).

Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 выпарных установок сахарных заводов рекомендуется пользоваться номограммой (рис. V.5).

При определении α_2 для паточной барды рекомендуется пользоваться формулами Попова — Константинова [2]:

$$\alpha_2 = A_2 q^{0,55}, \quad (V.49)$$

$$\alpha_2 = A_2' U^{0,55}. \quad (V.50)$$

Значения A_2 и A_2' для этих формул определяют по графику (рис. V.6).

Коэффициент теплоотдачи для кипящего молока, молока с сахаром и других молочных продуктов

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{вод}}{2,720,023 + 0,024B}, \quad (V.51)$$

где B — концентрация раствора, %;

$\alpha_{вод}$ — коэффициент теплоотдачи при кипении воды; $\alpha_{вод} = 0,145 \Delta t^{2,33} p^{0,5}$, $Вт/(м^2 \cdot К)$ (P — давление вторичного пара, Па; Δt — разность температур между стенкой и кипящей водой).

При пленочном кипении молока в аппаратах с мешалками для определения α_2 применимы формулы Кевилли: при $Re < 700$

$$Nu = 1,98 \cdot 10^{-5} Re^{0,36} Pr^{0,3} \left(\frac{Pr}{\sigma}\right)^{0,9}; \quad (V.52)$$

$$Nu = 5,4 \cdot 10^{-6} Re^{0,5} Pr^{0,3} \left(\frac{Pl}{\sigma} \right)^{0,9}, \quad (V.53)$$

где P — давление пара над кипящим молоком, Па;

l — длина цилиндра;

σ — поверхностное натяжение кипящего молока, Н/м.

Длина потока, стекающего тонкой пленкой,

$$L = \frac{hWpr(B_x - B_n)}{B_x K \Delta t z}, \quad (V.54)$$

где h — толщина пленки (слоя), м;

W — начальная скорость движения жидкости, м/с;

ρ — начальная плотность жидкости, кг/м³;

r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг;

B_x — концентрация сухих веществ на любом участке, %;

B_n — начальная концентрация сухих веществ, %;

z — число сторон обогрева.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении воды в стекающей пленке А. И. Рачков предложил формулу:

$$\alpha_{\text{вод}} = 12,7 \cdot q^{0,32} m^{0,435}, \quad (V.55)$$

где m — масса стекающей пленки, кг.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Температурные потери при выпаривании определяются суммой потерь физико-химической депрессии Δ_ϕ , потерь вследствие гидростатического эффекта Δ_r и гидравлических потерь в паропроводах Δ_c :

$$\Delta = \Delta_\phi + \Delta_r + \Delta_c. \quad (V.56)$$

Значение Δ_ϕ для растворов, кипящих под атмосферным давлением, обычно определяют по справочникам, а для давлений, отличающихся от атмосферных, вычисляют по формуле И. А. Тищенко:

$$\Delta_\phi = 0,003872 \Delta_a \frac{T^2}{r}, \quad (V.57)$$

где Δ_a — физико-химическая депрессия раствора при атмосферном давлении, °С;

T — абсолютная температура кипения воды при заданном давлении, К; $T = 273 + t^\circ\text{C}$;

r — удельная теплота испарения воды при заданном давлении, Дж/кг.

химической депрессии для чистых сахарных растворов с концентрацией $B = 40 \dots 85\%$ применяют формулу Г. С. Демчука:

$$\Delta_\phi = 0,534 e^{0,283 \cdot e \cdot 0,0267 \cdot B}, \quad (V.58)$$

где e — основание натурального логарифма.

Можно пользоваться и более простыми формулами: для интервала $B = 5 \dots 37\%$

$$\Delta_\phi = \frac{B}{109,7 - 1,9B}; \quad (V.59)$$

для интервала $B = 37 \dots 77\%$

$$\Delta_\phi = \frac{B}{62,655 - 0,695B}; \quad (V.60)$$

для интервала $B = 77 \dots 90\%$

$$\Delta_\phi = \frac{B}{38,74 - 0,38B}. \quad (V.61)$$

Потери вследствие физико-химической депрессии для фруктовых соков и молока рассчитывают по формуле

$$\Delta_\phi = 0,38 e^{0,05 + 0,45B}, \quad (V.62)$$

а для томатных соков

$$\Delta_\phi = 0,025 B^{1,1} P^{0,17}, \quad (V.63)$$

где B — концентрация сухих веществ в продукте, %;

P — давление в аппарате, Па.

Потери вследствие физико-химической депрессии для мелассной барды

$$\Delta_\phi = 0,0079 B^{1,7}. \quad (V.64)$$

При расчете выпарных установок сахарных заводов можно пользоваться приближенными значениями потерь вследствие физико-химической депрессии с включением потерь, обусловленных гидростатическим давлением (табл. V.7).

Таблица V.7

Схема выпарной установки	Корпус				
	1	2	3	4	5
Пятикорпусная	0,5	1,0	1,5	2,5	3,5
Четырехкорпусная	0,5	1,5	2,5	3,5	—
Трехкорпусная	0,5	1,5	3,0	—	—

Потери температуры вследствие гидростатического эффекта

$$\Delta_r = t_{\text{кип}} - t_{\text{вт}}, \quad (V.65)$$

где $t_{\text{кип}}$ — температура кипения при давлении $P_{\text{вт}} + \Delta P_r$ в среднем по высоте слое раствора;

$t_{\text{вт}}$ — температура кипения воды при давлении $P_{\text{вт}}$ в верхнем слое раствора;

ΔP_r — гидростатическое давление раствора возле середины греющих труб:

$$\Delta P_r = h \rho g, \quad (V.66)$$

где ρ — плотность раствора, кг/м³;

h — расстояние от верхнего уровня раствора до середины греющих труб, м:

$$h = h_1 + \frac{H_{тр}}{2}, \quad (V.67)$$

где h_1 — расстояние от верхнего уровня раствора до трубной доски, м;

$H_{тр}$ — высота греющих трубок, м.

Потери вследствие гидростатического эффекта для рафинадных utfелей

$$\Delta_r = 10,76e^{-0,00016q}, \quad (V.68)$$

где q — тепловой поток, Вт/м².

Температурные потери по корпусам при сгущении бульонов принимают по табл. V.8.

Таблица V.8

Причина температурных потерь	Корпус		
	1	2	3
Физико-химическая депрессия	0,5	0,7	1,0
Гидростатический эффект	0,5	0,5	0,5
Гидравлические потери в паропроводах между корпусами	0,5	0,5	0,5

Гидравлические потери при прохождении пара из одного корпуса в другой составляют $\Delta_{c1} = \Delta_{c2} = \dots = \Delta_{cn} = 1 \dots 1,5^\circ \text{C}$.

Распределение полезной разности температур по корпусам. Суммарную полезную разность температур многокорпусной выпарной установки определяют по уравнению

$$\sum \Delta t = t_n - t_{вт} - \sum_1^n \Delta, \quad (V.69)$$

где t_n — температура греющего пара;

$t_{вт}$ — температура вторичного пара, поступающего на конденсатор;

$\sum \Delta$ — суммарные температурные потери.

В зависимости от цели расчета применяется несколько вариантов распределения суммарной полезной разности температур по корпусам:

1) по заданным температурам вторичных паров;

2) с целью компоновки выпарной установки с одинаковыми поверхностями нагрева ($F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_n$);

3) для обеспечения минимальной суммарной поверхности нагрева корпусов;

заданного соотношения поверхностей теплопередачи корпусов ($F_1 : F_2 : F_3 = 1 : a : b$).

В а р и а н т 1. Установление температурного режима для любого i -го корпуса проводится в следующем порядке: вначале определяют температуру кипения

$$t_{pi} = t_{втi} + (\Delta_{\phi i} + \Delta_{ri}); \quad (V.70)$$

затем температуру греющего пара:

$$t_{ni} = t_{ni-1} - \Delta_{ci-1}, \quad (V.71)$$

и, наконец, полезную разность температур

$$\Delta t_i = t_{ni} - t_{pi}. \quad (V.72)$$

Распределение температур не остается постоянным в течение всего процесса, поэтому при расчете выпарной установки следует ориентироваться на оптимальный температурный режим (табл. V.9).

В а р и а н т 2. При проектировании многокорпусных выпарных установок с одинаковыми поверхностями нагрева суммарная полезная разность температур $\sum \Delta t$ распределяется по корпусам в соответствии с соотношениями

$$\Delta t_1 = \frac{\sum \Delta t}{1 + x_2 + \dots + x_n}; \quad (V.73)$$

$$\Delta t_2 = x_2 \Delta t_1;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta t_n = x_n \Delta t_1,$$

в которых расчетные коэффициенты x_i определяются по таким формулам:

$$x_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1} = \frac{W_i}{W_1} \cdot \frac{K_1}{K_i}, \quad (V.74)$$

или

$$x_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1} = \frac{Q_i}{Q_1} \cdot \frac{K_1}{K_i}, \quad (V.75)$$

где W_i — количество воды, выпаренной в i -м корпусе;

K_i — коэффициент теплопередачи;

Q_i — тепловая нагрузка.

В этих расчетах сначала задаются приближенными значениями $Q_i/Q_1 \cdot K_1/K_i$ или $W_i/W_1 \cdot K_1/K_i$, а потом уточняют их методом последовательных приближений. При отсутствии паротбора можно в первом приближении принять

$$Q_2/Q_1 = Q_3/Q_1 = \dots = Q_n/Q_1 = 1.$$

В а р и а н т 3. При проектном расчете выпарных установок с минимальной суммарной поверхностью нагрева кор-

Параметр	Четырехкорпусная установка с нулевым корпусом под разрежением				Трехкорпусная установка под давлением			Четырехкорпусная установка под давлением с последним корпусом под разрежением				
	Корпус											
	0	1	2	3	4	1	2	3	1	2	3	4
Температура, °С:												
греющего пара	142	115	107	98	84	138	122	113	132	124,5	115	101
вторичного пара	116	108	99	85	58	122,5	114	102	125,5	116	102	85
кипения сока	116,4	108,7	100,5	87,5	61,5	123	115	105	126	117	104,5	89
Полезная разность температур, °С	25,6	6,3	6,5	10,5	22,5	15	7	8	6	7,5	10,5	12
Температурные потери, °С												
вследствие физико-химической депрессии и гидростатического эффекта в паропроводах	0,4 1	0,7 1	1,5 1	2,5 1	3,5 1	0,5 0,5	1 1	3 1	0,5 1	1 1	2,5 1	4 1

пусов используются следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= \frac{\Sigma \Delta t}{1 + y_2 + \dots + y_n}; \\ \Delta t_2 &= y_2 \Delta t_1; \\ \dots &\dots \\ \Delta t_n &= y_n \Delta t_1, \end{aligned} \right\} \quad (V.76)$$

где

$$\left. \begin{aligned} y_2 &= \sqrt{x_2}; \\ y_3 &= \sqrt{x_3}; \\ \dots &\dots \\ y_n &= \sqrt{x_n}. \end{aligned} \right\} \quad (V.77)$$

Вариант 4. Если соотношение поверхностей нагрева корпусов задано заранее ($F_1 : F_2 : F_3 = 1 : a : b$), то

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= \Sigma \Delta t \frac{Q_1/K_1}{A}; \\ \Delta t_2 &= \Sigma \Delta t \frac{Q_2/K_2}{A}; \\ \Delta t_n &= \frac{Q_n/K_n}{A}, \end{aligned} \right\} \quad (V.78)$$

где

$$A = \frac{Q_1}{K_1} + \frac{Q_2}{K_2 a} + \frac{Q_3}{K_3 b} + \dots$$

В установках для выпаривания бульонов распределение $\Sigma \Delta t$ проводят по заданным соотношениям поверхностей нагрева корпусов.

Из вариантов 2—4 следует, что для расчета многокорпусной выпарной установки требуется знать коэффициент теплопередачи, а также тепловые нагрузки Q корпусов или нагрузки W . Эти величины тесно взаимосвязаны. Поэтому данную задачу можно решить

только последовательными приближениями.

Тепловые нагрузки отдельных корпусов в первом приближении пропорциональны количеству выпаренной в этих корпусах воды:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{W_i}{W_1}.$$

Соотношениями между коэффициентами теплопередачи корпусов $K_1 : K_2 : \dots : K_n$ задаются.

ВЫПАРНАЯ УСТАНОВКА С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

Выпарные установки с тепловым насосом на предприятиях пищевой промышленности применяются преимущественно для сгущения сливок, молока, соков, бульонов, томатопродуктов. Их целесообразно использовать не только в однокорпусных установках, но и в многокорпусных.

Применяют турбокомпрессоры и пароструйные компрессоры (инжекторы). Пароструйный компрессор отличается простотой конструкции, он дешевле по сравнению с турбокомпрессором.

Эффективность работы пароструйного компрессора определяется значением коэффициента инжекции U , характеризующего количество вторичного пара (в килограммах), засасываемого и сжимаемого в инжекторе 1 кг рабочего пара:

$$U = \frac{D_{вт}}{D_p}, \quad (V.79)$$

где $D_{вт}$, D_p — количество вторичного и рабочего пара, кг;

$$D_p = \frac{W - S \frac{C_p}{C_w} y}{x(1+U) - zU}, \quad (\text{V.80})$$

где x, y, z — расчетные коэффициенты (см. табл. V.1);

S — количество начального раствора, кг/с;

C_p, C_w — теплоемкость раствора и растворителя, Дж/(кг·с).

Количество греющего пара в первом корпусе при выпаривании с инжекцией

$$D_1 = D_p + D_{вт} = D_p(1+U). \quad (\text{V.81})$$

Количество выпаренной воды

$$W_1 = D_1 \alpha_1 + S \frac{C_p}{C_w} \beta_1. \quad (\text{V.82})$$

Количество греющего пара при работе без инжекции во втором корпусе

$$D_2 = W_1; \quad (\text{V.83})$$

при работе с инжекцией

$$D_2 = W_1 - D_p U; \quad (\text{V.84})$$

количество выпаренной воды во втором корпусе

$$W_2 = D_2 \alpha_2 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 \right) \beta_2; \quad (\text{V.85})$$

количество греющего пара в третьем корпусе

$$D_3 = W_2; \quad (\text{V.86})$$

выпаренной воды соответственно

$$W_3 = D_3 \alpha_3 + \left(S \frac{C_p}{C_w} - W_1 - W_2 \right). \quad (\text{V.87})$$

Коэффициент инжекции зависит от начальных параметров рабочего пара и перепада давлений, создаваемого при расширении рабочего пара и сжатии вторичного. Его рассчитывают по формуле

$$U = A \sqrt{\frac{h_1}{h_2} - 1}, \quad (\text{V.88})$$

где h_1 — адиабатический тепловой перепад при расширении рабочего пара

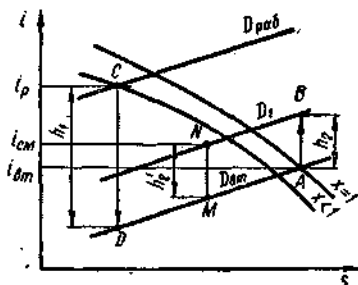


Рис. V.7. Процесс инжекции в $i-s$ -диаграмме

ния P_p до давления в камере всасывания;

h_2 — адиабатический тепловой перепад при сжатии вторичного пара от давления в установке $P_{вт}$ до давления сжатого (греющего) пара P_1 ;

A — величина, характеризующая работу инжектора (для установок новых конструкций $A = 0,81$, для бывших в употреблении 0,75).

Значения адиабатических перепадов h_1 и h_2 находят по $i-s$ -диаграмме водяного пара (рис. V.7). Точка C соответствует параметрам рабочего пара ($D_{раб}, t_p$), точка A — параметрам вторичного пара и лежит на линии насыщения. Изобары $D_{раб}, D_{вт}$ и D_1 характеризуют давление рабочего, вторичного и сжатого пара.

Найдем на $i-s$ -диаграмме линии трех указанных давлений и линию сухости $x < 1$.

Из точки C проводим линию $C-D$, это и будет h_1 ; из точки A строим линию $A-B$, это будет h_2 в первом приближении, поскольку точка B находится в зоне перегретого пара, что не соответствует действительности. Энтальпия смешанного пара на выходе из инжектора

$$i_{см} = \frac{i_p + U i_{вт}}{1+U} - 0,9 h_2, \quad (\text{V.89})$$

где $i_p, i_{вт}$ — энтальпии соответственно рабочего и вторичного пара.

Из точки N , полученной на пересечении линий $i_{см}, D_1$, проводим линию $N-M$ и по полученному перепаду h'_2 определяем $i_{см1}$ и U_1 . Расчет считается законченным, когда значения величин U_1 и $U, i_{см}$ и $i_{см1}$ близки. При значительном расхождении расчет повторяют n раз и в качестве расчетного коэффициента инжекции принимают U_n .

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

При выборе метода выпаривания и конструкции выпарного аппарата следует учитывать технические и технологические условия выпаривания различных продуктов.

Наибольшее распространение в пищевой промышленности получили вертикальные выпарные аппараты. В настоящее время на сахарных заводах

СССР применяются преимущественно аппараты с удлиненными вертикальными трубками ВА-ЦИНС, ВЦ-58, с короткими трубками системы Роберта, а также пленочные аппараты с длинными трубками. Аппарат ВА-ЦИНС (рис. V.8) имеет трубки длиной 3 м. В нижней части циркуляционная трубка заходит за плоскость нижней трубной решетки.

Схема аппарата ВЦ-58 с выносными циркуляционными трубками показана на рис. V.9. Для улучшения циркуляции сока и полного отвода конденсата из греющей камеры трубные решетки имеют двухскатный уклон (1:20) к наружным стенкам корпуса аппарата. В верхней части аппарата установлен отбойный щиток и выносная ловушка-сепаратор для сепарации пара. Конструкция дна аппарата показана на рис. V.10.

Поверхностью нагрева пленочного выпарного аппарата является вертикально расположенный пучок трубок длиной около 7 м. Над поверхностью нагрева установлен сепаратор, диаметр которого в два раза больше диаметра паровой камеры. Пленочные аппараты рекомендуется применять в случаях, когда выпаривание ведется при высокой температуре, т. е. в качестве первых корпусов выпарной установки.

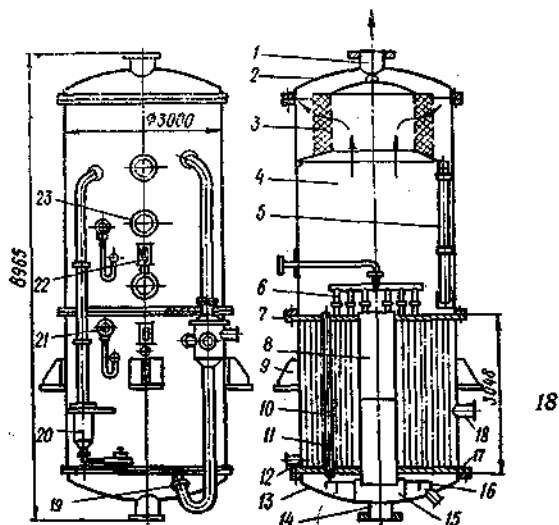


Рис. V.8. Выпарной аппарат ВА-ЦИНС:

1 — штуцер; 2 — верхняя крышка; 3 — сепаратор; 4 — надсоковое пространство; 5 — труба для отвода капель; 6 — аммиачная оттяжка; 7, 17 — трубные решетки; 8 — циркуляционная труба; 9 — опора; 10 — кипятильные трубки; 11 — греющая камера; 12 — штуцер для отвода конденсата; 13 — нижнее днище; 14 — штуцер для отвода сиропа; 15 — распределительный цилиндр; 16 — барботер; 18 — штуцер для подвода пара; 19 — подвод сока; 20 — указатель уровня сока; 21 — манометр; 22 — термометр; 23 — смотровое стекло

Выпарной аппарат фирмы «Буккау-Вольф» (рис. V.11) состоит из двух циркуляционных контуров. В надсоковом пространстве установлен сепаратор, заполненный кольцами Рашига.

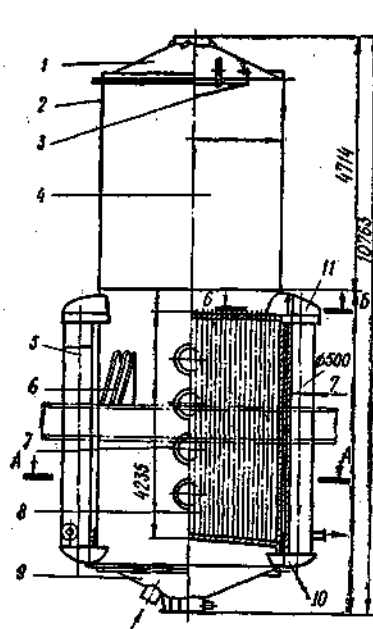


Рис. V.9. Выпарной аппарат ВЦ-58:

1 — верхняя крышка; 2 — корпус; 3 — отбойник; 4 — надсоковое пространство; 5 — циркуляционная труба; 6 — опорная лапа; 7 — штуцер для подвода пара; 8 — греющая камера; 9 — штуцер для подвода раствора; 10, 11 — нижний и верхний карманы циркуляционной трубы

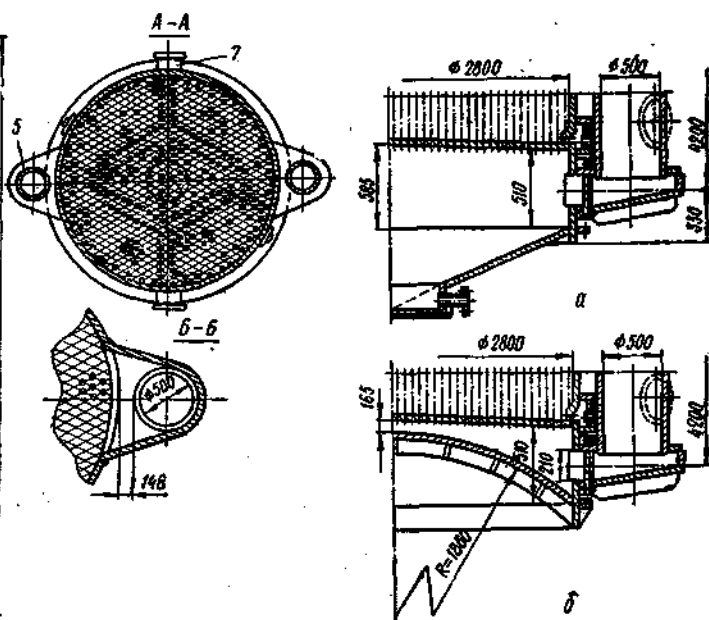


Рис. V.10. Днище выпарного аппарата ВЦ-58:

а — вестимое; б — съемное

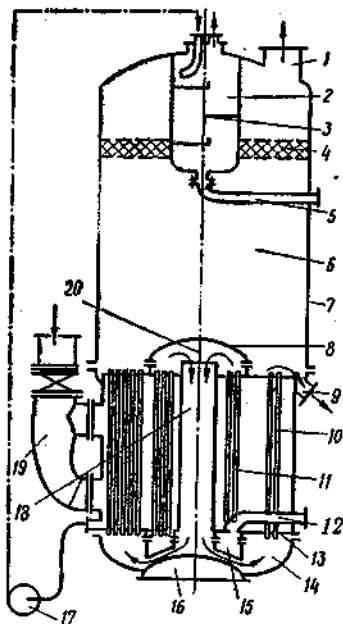


Рис. V.11. Выпарной аппарат фирмы «Буккау-Вольф»:
 1 — штуцер для отвода вторичного пара; 2 — испаритель; 3 — каскад; 4 — сепаратор; 5 — труба для отвода конденсата; 6 — надсоковое пространство; 7 — корпус; 8, 16 — крышки; 9 — штуцер для отвода сока; 10, 11 — контуры циркуляции; 12 — труба для подвода сока; 13 — трубная решетка; 14, 16, 20 — камеры; 17 — насос; 18 — циркуляционная труба; 19 — трубопровод.

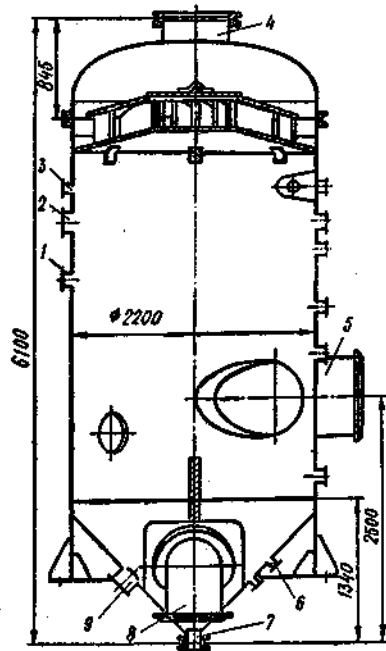


Рис. V.13. Сепаратор выпарного аппарата:

штуцеры: 1 — для контрольно-измерительных приборов; 2 — смотровое стекло; 3 — для аммиачных оттяжек; 4 — для отвода вторичного пара; 5 — для подвода барды; 6 — для регулятора уровня; 7 — для слива; 8 — для выхода барды; 9 — для отвода барды в следующий корпус

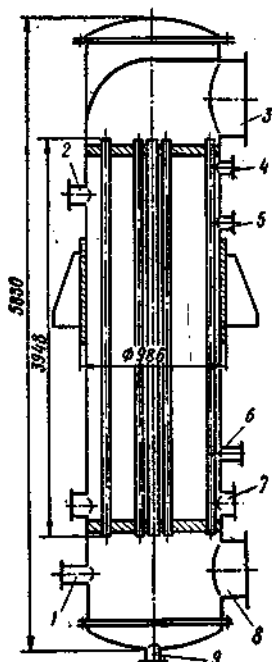


Рис. V.12. Кипятильник барды:

штуцеры: 1 — для поступления барды из предыдущего корпуса; 2 — для подвода пара; 3 — для выхода барды; 4 — для отвода воздуха; 5 — для манометра; 6 — для отвода конденсата; 7 — для осмотра; 8 — для подвода барды; 9 — для слива

Конденсат из паровой камеры подается в каскадный испаритель. Образующийся здесь пар направляется в следующий корпус. Коэффициент теплопередачи в этих аппаратах несколько выше, чем в аппаратах с многократной циркуляцией. Каскадные испарители позволяют более эффективно использовать теплоту конденсата.

В спиртовой промышленности применяются выпарные аппараты с выносными кипяtilьниками, которые соединяются с сепаратором трубопроводами. Конструкция предусматривает возможность включения нескольких кипяtilьников (рис. V.12) в один сепаратор (рис. V.13).

В молочной промышленности применяются:

однокорпусные установки с трубчатыми калоризаторами и термокомпрессией;

двухкорпусные установки с трубчатыми калоризаторами, термокомпрессией и пароподогревателем;

двух- и трехкорпусные установки пленочного типа, в которых кипение продукта происходит в тонком слое, с термокомпрессией. В каждом корпусе

аппарата установлены калоризатор и сепаратор.

В однокорпусных выпарных аппаратах температура выпаривания не выше 60 °С, абсолютное давление вторичного пара не более 19 620 Па, температура греющего пара 75 °С, давление не более 39 240 Па, полезная разность температур не более 15 °С. Коэффициент теплопередачи $K=1200 \dots 2200$ Вт/(м²·К).

В двухкорпусных установках с наклонными парообразователями давление греющего пара в первом корпусе 10⁶ Па, температура кипения 65 °С, давление вторичного пара во втором корпусе 9810 ... 11 772 Па, температура кипения около 50 °С, давление острого пара, подаваемого в пароструйный компрессор, 883 000 ... 981 000 Па, удельный расход острого пара около 0,4 кг на 1 кг испаренной влаги. Наклонный парообразователь состоит из кипяточных трубок и нескольких циркуляционных труб диаметром около 100 мм.

В выпарных установках с прямоточными пленочными парообразователями нагретое до 75 °С молоко проходит по трубкам тонким слоем и выбрасывается в пароотделитель вместе со вторичным паром. Такие установки применяют для сгущения обезжиренного молока, цельного молока и сыворотки до концентрации сухих веществ соответственно 48, 50 и 55%.

В трехкорпусной выпарной установке с пластинчатыми парообразователями молоко поступает в первый подогреватель при $t=10$ °С и нагревается здесь до $t=14$ °С, во втором до 40, в третьем до 53, в четвертом до 70 °С и при такой температуре подается в пластинчатый парообразователь первого корпуса. Температура выпаривания в первом корпусе составляет 70 °С, во втором 58, в третьем 45 °С, температура греющего пара соответственно 84, 70 и 58 °С. При выпаривании обезжиренного молока концентрация сухих веществ повышается после первого корпуса до 14,5—15,5%, после второго до 22,5—23,5% и после третьего до 40—42%.

КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Этот этап выполнения проекта включает:

- определение числа трубок;
- размещение трубок на решетке;

- определение диаметра корпуса;
 - расчет парового пространства;
 - определение диаметра штуцеров.
- Число трубок

$$n = \frac{F}{\pi d_p l}, \quad (V.90)$$

где F — поверхность нагрева;
 d_p — расчетный диаметр трубки;
 l — длина трубки.

Размещают трубки на трубной решетке по вершинам правильных шестиугольников.

Диаметр корпуса аппарата с циркуляционной трубкой

$$D_k = \sqrt{\frac{1,27 n t^2 \sin \alpha}{K} + (d_n + 2t)^2}, \quad (V.91)$$

где t — шаг между трубками, $t = d_n \times (1,23 \dots 1,28)$ мм;

d_n — диаметр циркуляционной трубы (сечение циркуляционной трубы составляет от 25 до 35 % суммарного сечения всех трубок);

K — коэффициент использования трубной доски, $K = 0,7 \dots 0,9$.

Количество труб ориентировочно можно вычислить по таким формулам:

при разметке по вершинам правильных шестиугольников

$$n \approx K \frac{\pi D_k^2}{3,47 t^2}; \quad (V.92)$$

при разметке по вершинам квадратов

$$n \approx K \frac{\pi D_k^2}{4 t^2}. \quad (V.93)$$

Толщина трубной решетки: стальной

$$S_r = \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм}; \quad (V.94)$$

медной

$$S_r = \frac{d_n}{8} + 10 \text{ мм},$$

где d_n — наружный диаметр трубки, мм.

При расчете аппаратов для сгущения молока циркуляционную трубу в калоризаторах для упрощения не учитывают.

Паровое пространство выпарного аппарата должно иметь такие размеры, чтобы вторичный пар полностью отделялся от капелек упариваемого раствора.

Важными показателями работы выпарных установок являются скорость витания капли в паровом пространстве, время нахождения в нем пара и скорость пара. Если скорость пара

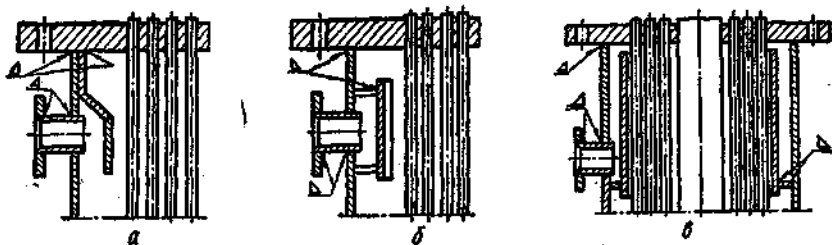


Рис. V.14. Устройство для ввода пара в греющую камеру

больше скорости витания капли, последняя движется вверх и уносится из аппарата.

Скорость витания капли

$$v_b = \sqrt{\frac{4g(\rho_1 - \rho_2)d_k}{3\xi\rho_2}}, \quad (V.95)$$

где ρ_1 , ρ_2 — соответственно объемная масса жидкости и пара, кг/м³;

d_k — диаметр капли, м;

ξ — коэффициент сопротивления; при $Re < 500$ $\xi = 18,5/Re^{0,6}$, при $Re > 500$ $\xi = 0,44$;

$$Re = \frac{v_n d_k}{\nu_n};$$

v_n — скорость движения пара, м/с;

ν_n — кинематическая вязкость пара, м²/с.

Скорость пара в надсоковом пространстве

$$v_n = \frac{4V}{\pi D_k^2}, \quad (V.96)$$

где V — количество пара, м³/с;

D_k — диаметр парового пространства, м.

Для нормальной работы установки необходимо, чтобы соблюдалось условие $v_{вт} > v_n$.

Объем пространства вторичного пара:

$$V = \frac{W}{\rho A}, \quad (V.97)$$

где W — количество вторичного пара кг/ч;

ρ — объемная масса вторичного пара, кг/м³;

A — напряжение парового пространства (вторичного пара), м³/(м³ · ч) для выпарных аппаратов сахарных заводов

$$A = 1400 \dots 1600 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч}).$$

Зная объем парового пространства и приняв диаметр его равным диаметру корпуса аппарата, находим высоту:

$$H_n = \frac{4V}{\pi D_k^2}. \quad (V.98)$$

При выпаривании непенящихся жидкостей высоту сепарационного пространства принимают равной 1,5 м, для пенящихся жидкостей 3—4 м.

Устройства для ввода пара в греющую камеру и отвода конденсата. Для равномерного распределения пара по всему сечению греющей камеры в последней помещают отбойные щит-

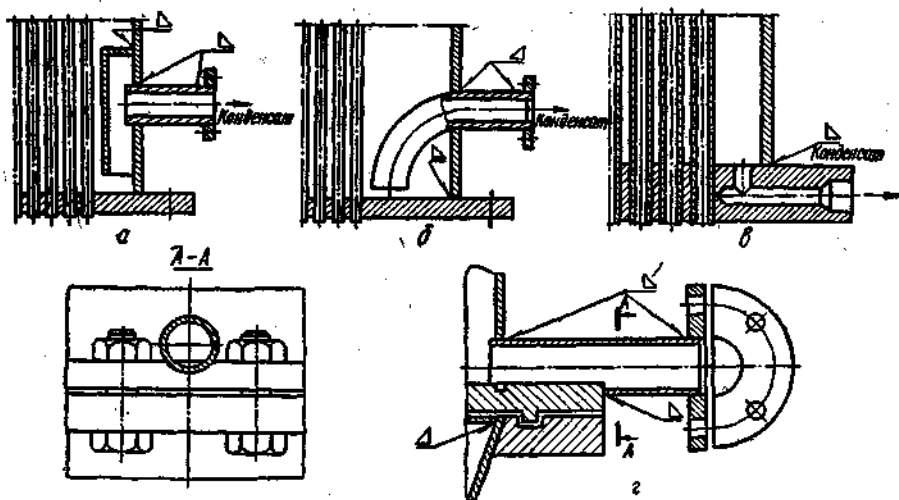


Рис. V.15. Способы отвода конденсата из греющих камер выпарных аппаратов:

а — с помощью карманов; б — с помощью изогнутого патрубка; в — через сверления в трубной доске; г — через патрубок, приваренный к трубной доске

цилиндрические вставки (рис. V.14, в). Штуцеры для отвода конденсата располагают ближе к нижней трубной доске. Различные способы отвода конденсата из греющих камер выпарных аппаратов показаны на рис. V.15.

Сепарирующие устройства способствуют отделению капель продукта от вторичного пара и улучшают тем самым работу выпарных аппаратов.

На выпарных аппаратах устанавливают инерционные, поверхностные и центробежные сепараторы. Работа инерционных сепараторов (рис. V.16) основана на внезапном изменении направления пара. Капли, стремясь сохранить первоначальное направление движения, ударяются о стенку и стекают по ней, а затем отводятся в кипящий раствор.

В поверхностных сепараторах на пути пара устанавливают насадки из колец Рашига. Проходя через насадку, капли прилипают к ее поверхности и стекают вниз.

Соединение трубной доски. Варианты крепления трубной доски к корпусу аппарата показаны на рис. V.17, а, б, в, к корпусу паровой камеры — на рис. V.17, г, д. К корпусам, выполненным из чугуна, трубные доски присоединяются с помощью болтов (рис. V.17, е).

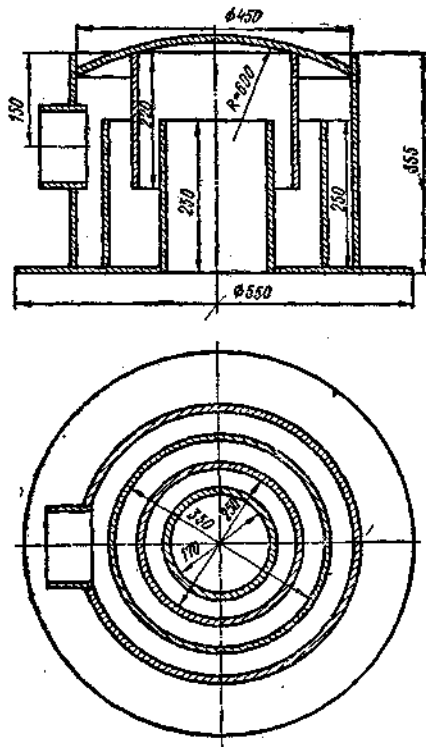


Рис. V.16. Инерционный сепаратор

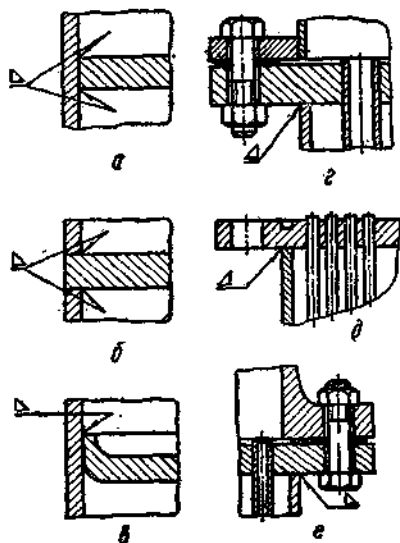


Рис. V.17. Соединение трубной доски

Расход пара и количество выпаренной воды по корпусам можно определить тремя методами.

1. По упрощенному методу с помощью формулы (V.22) находим:

$$D_1 = \frac{1}{3} 90,26 + \frac{2}{3} 19,14 + \frac{1}{3} 8,23 = 45,59 \%$$

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

РАСЧЕТ НОВОЙ ВЫПАРНОЙ СТАНЦИИ САХАРНОГО ЗАВОДА

Выпарная установка для сахарного завода имеет производительность $A = 3000$ т свеклы в сутки. Установка трехкорпусная, под давлением, с концентратом. Тепловой режим указан в табл. V.9.

Пароотбор с отдельных корпусов составляет: $E_1 = 19,14 \%$; $E_2 = 8,23 \%$; $E_3 = 18,22 \%$; всего — $45,59 \%$ к массе свеклы*.

Общее количество выпаренной воды, согласно формуле (V.15),

$$W = 117,1 \left(1 - \frac{14,91}{65} \right) = 90,26 \%$$

где начальное и конечное содержание сухих веществ в растворе составляет: $B_n = 14,91 \%$; $B_k = 65 \%$.

* Расчет ведется на 100 кг свеклы, поэтому расход пара и количество выпаренной воды выражаются в процентах к массе свеклы.

выпарено воды [формула (V.21)]:

$$W_1 = 45,59 \%$$

$$W_2 = 45,59 - 19,14 = 26,45 \%$$

$$W_3 = 45,59 - 19,14 - 8,23 = 18,22 \%$$

$$\text{Всего: } W = 45,59 + 26,45 + 18,22 = 90,26 \%$$

2. Согласно методу М. А. Кичигина, необходимо принять поправку на самонапарение $z=1,5$ к формуле (V.22):

$$D_1 = \frac{1}{3} (90,26 - 1,5) + \frac{2}{3} 19,14 + \frac{1}{3} 8,23 = 45,10$$

При этом по корпусам выпарено воды:

$$W_1 = 45,10 \%$$

$$W_2 = 45,1 - 19,14 = 25,96 \%$$

$$W_3 = 25,96 - 8,23 + 1,5 = 19,23 \%$$

$$\text{Всего: } W = 45,10 + 25,96 + 19,23 = 90,29$$

3. При расчете по методу профессора И. А. Тищенко применяются формулы (V.27, V.28):

$$D_1 = \left(90,26 - 117,15 \frac{3770}{4190} 0,037 + 19,14 \cdot 1,987 + 8,23 \cdot 1 \right) \frac{1}{2,93} = 45,25 \%$$

$$W_1 = 45,20 \cdot 0,994 = 44,99 \%$$

$$D_2 = 44,99 - 19,14 = 25,85 \%$$

$$W_2 = 25,85 \cdot 0,999 + \left(117,15 \frac{3770}{4190} - 44,99 \right) 0,012 = 26,55$$

$$W_3 = 18,32 \cdot 1 + \left(117,15 \frac{3770}{4190} - 44,99 - 26,55 \right) 0,013 = 18,77 \%$$

$$\text{Всего: } W = 44,99 + 26,55 + 18,77 = 90,31 \%$$

Из анализа полученных результатов видно, что разница между значениями D и W , полученными по разным методам, невелика.

Расход теплоты на выпаривание по корпусам определяем, исходя из количества пара, обогревающего каждый корпус. При расчете по первому методу имеем:

$$D_1 = W_1 = 45,59 \%$$

$$D_2 = W_2 = 26,45 \%$$

$$D_3 = W_3 = 18,22 \%$$

$$Q_1 = 45,59 (2727,6 - 566,6) 10^3 = 98\,046 \cdot 10^3$$

$$Q_2 = 26,45 (2706,7 - 498,6) 10^3 = 59\,544 \cdot 10^3$$

$$Q_3 = 18,22 (2694,2 - 463,9) 10^3 = 40\,861 \times 10^3 \text{ Дж/100 кг, свеклы.}$$

Концентрация раствора после каждого корпуса [формула (V.16)]:

$$B_{к1} = \frac{14,91 \cdot 117,15}{117,15 - 45,59} = 21,5 \%$$

$$B_{к2} = \frac{14,91 \cdot 117,15}{117,15 - 45,59 - 26,45} = 39 \%$$

$$B_{к3} = \frac{14,01 \cdot 117,15}{117,15 - 45,59 - 26,45 - 18,22} = 65 \%$$

Определим коэффициенты теплопередачи по корпусам. Исходные данные

Таблица V.10

Параметр	1 корпус			2 корпус			3 корпус		
	и, кг/(м ² ·ч)								
	30	40	60	10	20	30	5	10	15
$a_1, \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$	8000	7000	6400	11 200	9000	7800	14 000	11 200	9500
$a_2, \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$	4000	4500	5400	1600	2400	3200	550	900	1160
$R_1 \cdot 10^6$	125	143	156	89,5	111	128	71,5	89,5	105
$R_2 \cdot 10^6$	250	223	185	626	417	314	1830	1110	865
$R_{ст} \cdot 10^6$	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2
$R_0 \cdot 10^6$	393,2	384,2	359,2	733,7	546,2	460,2	1919,5	1217,7	988,2
$K_0, \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$	2555	2620	2800	1370	1830	2280	523	830	1015
φ	0,83	0,78	0,65	9,85	0,70	0,56	0,97	0,68	0,52
$K = K_0 \varphi$	2120	2043	1820	890	1281	1217	507	564	527
$\Delta t = \frac{1}{K} UR$	7,28	10,1	16,9	5,9	8,2	12,3	5,3	9,5	15,3
	$U_{p1} = 54$			$U_{p2} = 17$			$U_{p3} = 8$		

для определения коэффициента теплоотдачи α_1 : температура конденсата; длина трубок (3 м); массовое напряжение поверхности нагрева (принимается по табл. V.4, V.5, V.6).

Исходные данные для определения коэффициента теплоотдачи α_2 : массовое напряжение поверхности нагрева; температура кипения раствора; концентрация раствора после корпуса.

По этим данным находим из номограмм (рис. V.4, V.7) коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 для каждого корпуса. Расчетные данные сведены в табл. V.10.

Построим график нагрузочных характеристик $U-\Delta t$ (рис. V.18), по которым найдем массовые напряжения корпусов, соответствующие значениям полезной разности температур Δt . Полученные данные сведем в табл. V.11.

Таблица V.11

Параметр	Корпус		
	1	2	3
Полезная разность температур Δt , °C	15	7	8
Массовое напряжение U , кг/(м ² · ч)	54	17	8

По формуле (V.8), которая в нашем случае имеет вид $F_t = \frac{D_t A}{24U_t}$, найдем поверхности нагрева корпусов выпарной установки:

$$F_1 = \frac{30\,000 \cdot 45,59}{24 \cdot 54} = 1060 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{30\,000 \cdot 26,45}{24 \cdot 17} = 1950 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{30\,000 \cdot 18,22}{24 \cdot 8} = 2860 \text{ м}^2.$$

**РАСЧЕТ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ
ДЛЯ ВЫПАРИВАНИЯ БАРДЫ
СПИРТОВОГО ЗАВОДА
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ
10 000 дал/сутки**

Исходные данные:

выпарная установка четырехкорпусная, с выносной поверхностью нагрева; подогрев барды, поступающей в установку, производится последовательно в несколько ступеней в трубчатых подогревателях, обогреваемых вторичным паром;

диаметр трубок в кипятыльниках и подогревателях составляет 52/57 мм,

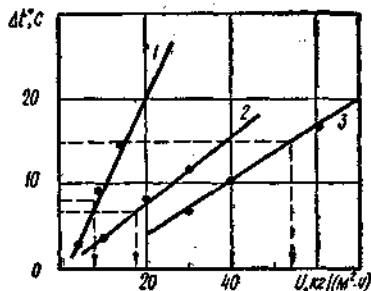


Рис. V.18. Графики нагрузочных характеристик; 1 — третий корпус; 2 — второй; 3 — первый

длина трубок в подогревателях 2,5 м, в кипятыльниках 4 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали;

начальная концентрация барды $B_n = 8\%$, конечная $B_k = 72\%$;

начальная температура барды $t_n = 85^\circ\text{C}$. В первом подогревателе она нагревается до 105°C , во втором до 120°C , в третьем до температуры, соответствующей температуре кипения в первом корпусе;

температура греющего пара $t_p = 143^\circ\text{C}$; разрежение в конденсаторе $0,89 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (670 мм рт. ст.).

Прежде всего определим распределение пароотбора по корпусам. Расход пара на подогреватели рассчитывают по формуле

$$d = \frac{SC(t_2 - t_1)x}{r - C_k t_k},$$

где S — масса барды, кг;

C — теплоемкость барды (определяем по графику, рис. V.19);

t_1, t_2 — начальная и конечная температуры барды, °C;

x — коэффициент потерь теплоты, $x = 1,05$;

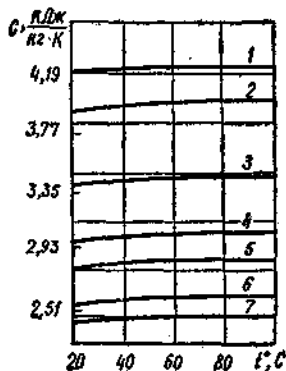


Рис. V.19. Зависимость теплоемкости паточной барды от температуры при концентрации B , %: 1 — вода, барды; 2 — 10,1; 3 — 30,6; 4 — 49,1; 5 — 59,3; 6 — 70,1; 7 — 78,5

i' — энтальпия вторичного пара, Дж;

C_k — теплоемкость конденсата;

t_k — температура конденсата, °C.

$$(i' - C_{kf}) \cong 2262,6 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Выход барды примерно в 11—11,5 раза больше массы получаемого продукта, поэтому

$$S = \frac{10\,000 \cdot 10 \cdot 0,79 \cdot 11}{24} = 36\,000 \text{ кг/ч} = 10 \text{ кг/с.}$$

Рассчитаем расход пара в теплообменниках:

$$d_1 = \frac{36\,000 \cdot 3955 (105 - 85) 1,05}{2\,262\,000} = 1315 \text{ кг/ч} = 0,365 \text{ кг/с}$$

(обогревается вторичным паром второго корпуса);

$$d_2 = \frac{36\,000 \cdot 3955 (120 - 105) 1,05}{2\,262\,000} = 940 \text{ кг/ч} = 0,26 \text{ кг/с}$$

(обогревается вторичным паром первого корпуса);

$$d_3 = \frac{36\,000 \cdot 3955 (133 - 120) 1,05}{2\,262\,000} = 859 \text{ кг/ч} = 0,24 \text{ кг/с.}$$

Кипятильник бражной колонны обогревается вторичным паром первого корпуса выпарной установки. Расход пара на кипятильник

$$d_k = \frac{10\,000 \cdot 20}{24} = 8300 \text{ кг/ч} = 2,31 \text{ кг/с,}$$

где 20 — расход пара на бражную колонну, кг на 1 дал спирта.

Количество вторичного пара, отобранного из первого корпуса,

$$E_1 = d_2 + d_k = 940 + 8300 = 9240 \text{ кг/ч} = 2,56 \text{ кг/с;}$$

из второго корпуса

$$E_2 = d_1 = 1315 \text{ кг/ч} = 0,365 \text{ кг/с.}$$

Количество выпаренной воды по корпусам определяем при условии, что $W_i = D_i$. Общее количество выпаренной на установке воды

$$W = 36\,000 \left(1 - \frac{8}{72}\right) = 32\,000 \text{ кг/ч} = 8,88 \text{ кг/с.}$$

Количество воды, выпаренной в четвертом корпусе, согласно формуле (V.21),

$$W_4 = \frac{32\,000 - 9240 - 2 \cdot 1315}{4} = 5033 \text{ кг/ч} = 1,39 \text{ кг/с;}$$

в третьем

$$W_3 = W_4 = 5033 \text{ кг/ч} = 1,39 \text{ кг/с;}$$

во втором

$$W_2 = W_3 + E_2 = 5033 + 1315 = 6348 \text{ кг/ч} = 1,76 \text{ кг/с;}$$

в первом

$$W_1 = W_2 + E_1 = 6348 + 9240 = 15\,588 \text{ кг/ч} = 4,33 \text{ кг/с;}$$

$$\Sigma W = 15\,588 + 6348 + 5033 + 5033 = 32\,002 \text{ кг/ч} = 8,89 \text{ кг/с.}$$

Рассчитаем концентрацию мелассной барды после каждого корпуса [формула (V.16)]:

$$B_{k1} = \frac{36\,000 \cdot 8}{36\,000 - 15\,588} = 14,1 \%;$$

$$B_{k2} = \frac{36\,000 \cdot 8}{36\,000 - 15\,588 - 6348} = 20,5 \%;$$

$$B_{k3} = \frac{36\,000 \cdot 8}{36\,000 - 15\,588 - 6348 - 5033} = 31,9 \%;$$

$$B_{k4} = \frac{36\,000 \cdot 8}{36\,000 - 15\,588 - 6348 - 5033 - 5033} = 72 \%.$$

Определим температурную депрессию, включая потери температуры вследствие гидростатического давления [по формуле (V.64)]:

$$\Delta_{\phi 1} = 0,0079 \cdot 14,1^{1,7} = 0,7 \text{ °C;}$$

$$\Delta_{\phi 2} = 0,0079 \cdot 20,5^{1,7} = 1,3 \text{ °C;}$$

$$\Delta_{\phi 3} = 0,079 \cdot 31,9^{1,7} = 2,8 \text{ °C;}$$

$$\Delta_{\phi 4} = 0,0079 \cdot 72^{1,7} = 11,1 \text{ °C.}$$

Суммарные температурные потери

$$\sum_1^4 \Delta_{\phi} = 15,9 \text{ °C.}$$

Температурные потери между корпусами Δ_c принимаем равными 1 °C.

Общая полезная разность температур всей установки

$$\Sigma \Delta t = t_{н1} - t'_{вт4} - \sum_1^4 \Delta = 143 - 49 - (4 + 15,9) = 74,1 \text{ °C,}$$

где $t'_{вт}$ = 49 °C — температура вторичного пара, поступающего в конденсатор при разрежении $0,89 \cdot 10^5$ Па (670 мм рт. ст.).

Распределение полезной разности температур по корпусам производим при минимальной суммарной поверхности теплопередачи. Предварительно задаемся соотношениями $K_1/K_2 = 1,15$; $K_1/K_3 = 4,4$; $K_1/K_4 = 30$.

В первом приближении можно принять, что тепловые нагрузки пропор-

циональны количеству выпаренной воды: $\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{W_i}{W_1}$. Тогда $W_1: W_2: W_3: W_4 = 1:0,4:0,32:0,32$.

По формулам (V.76—V.79) находим

$$x_2 = 1,15 \cdot 0,4 = 0,46;$$

$$x_3 = 4,4 \cdot 0,32 = 1,408;$$

$$x_4 = 30 \cdot 0,32 = 9,6;$$

$$y_2 = \sqrt{0,46} = 0,68;$$

$$y_3 = \sqrt{1,408} = 1,19;$$

$$y_4 = \sqrt{9,6} = 3,1;$$

$$\Delta t_1 = \frac{74,1}{1 + 0,68 + 1,19 + 3,1} = 12,4;$$

$$\Delta t_2 = 12,4 \cdot 0,68 = 8,5;$$

$$\Delta t_3 = 12,4 \cdot 1,19 = 14,8;$$

$$\Delta t_4 = 12,4 \cdot 3,1 = 38,4.$$

Данные о температурном режиме выпарной установки представлены в табл. V.12.

Таблица V.12

Величина	Корпус			
	1	2	3	4
Температура греющего пара, °C	143	128,9	118,1	99,5
Полезная разность температур, °C	12,4	8,5	14,8	38,4
Температура кипения барды, °C	130,6	120,4	103,3	61,1
Физико-химическая температурная депрессия, °C	0,7	1,3	2,8	11,1
Температура вторичного пара, °C	129,9	119,1	100,5	50,0
Потери температуры между корпусами, °C	1	1	1	1
Температура конденсата, °C	140	127	116	97
Энтальпия греющего пара, кДж/кг	2740	2721	2706	2677

Рассчитаем удельную тепловую нагрузку q . Диапазон изменения удельной тепловой нагрузки составляет 2300—23 000 Дж/(м·с).

Для построения графиков задаемся тремя значениями удельного теплового напряжения q . Коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи рассчитываем по формулам (V.35), (V.42), (V.49). Расчетные данные для построения графиков нагрузочных характеристик $\Delta t = f(q)$ сводим в табл. V.13.

Из графика находим, что полезной разности температур каждого корпуса соответствуют такие тепловые нагруз-

ки: $q_1 = 24 423$ Вт; $q_2 = 14 421$ Вт; $q_3 = 6710,5$ Вт; $q_4 = 2442,3$ Вт.

Тогда коэффициент теплопередачи для каждого корпуса, определенный по формуле (V.6), составит, Вт/(м²·К): $K_1 = 1953$; $K_2 = 1698$; $K_3 = 453$; $K_4 = 64$.

Полученные соотношения коэффициентов теплопередачи ($K_1/K_2 = 1,15$; $K_1/K_3 = 4,3$; $K_1/K_4 = 30,5$ хорошо согласуются с принятыми $K_1/K_2 = 1,15$; $K_1/K_3 = 4,4$; $K_1/K_4 = 30$.

При существенном расхождении полученных и принятых значений расчет необходимо повторить, приняв в качестве исходных полученные соотношения.

Количество передаваемой теплоты по корпусам, кДж/с:

$$Q_1 = 4,33 (2740 - 140 \cdot 4,19) = 9324;$$

$$Q_2 = 1,76 (2721 - 127 \cdot 4,19) = 3853;$$

$$Q_3 = 1,39 (2706 - 116 \cdot 4,19) = 3086;$$

$$Q_4 = 1,39 (2677 - 97 \cdot 4,19) = 3157.$$

Поверхность нагрева каждого корпуса, м² [определяем по формуле (V.3)]:

$$F_1 = \frac{9324 \cdot 10^3}{1953 \cdot 12,4} = 385;$$

$$F_2 = \frac{3853 \cdot 10^3}{1698 \cdot 8,5} = 266;$$

$$F_3 = \frac{3086 \cdot 10^3}{453 \cdot 14,8} = 460;$$

$$F_4 = \frac{3157 \cdot 10^3}{64 \cdot 38,4} = 1284.$$

РАСЧЕТ ДВУХКОРПУСНОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ С ПАРОВОЙ ИНЖЕКЦИЕЙ В ПЕРВОМ КОРПУСЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 3000 КГ ЦЕЛЬНОГО МОЛОКА В ЧАС

Исходные данные:

концентрация сухих веществ в исходном молоке 12%, в готовом 40%; в инжектор подается острый пар при давлении $P_0 = 9 \cdot 10^5$ Па;

температура греющего пара $t_{г} = 85$ °C;

начальная температура молока $t_{н} = 70$ °C;

остаточное давление в конденсаторе — 10^4 Па.

Расчет выпарной установки производим по методу А. Н. Плановского, т. е. отдельно для всех корпусов установки в несколько приближений.

В первом приближении предварительно задаемся неизвестными, но необходимыми для расчета величинами, значение которых будет уточняться в результате расчета.

Величина	Корпус											
	1			2			3			4		
	$A_1 = 30\ 000$ $A_2 = 18,5$			$A_1 = 286\ 000$ $A_2 = 17$			$A_1 = 280\ 000$ $A_2 = 13$			$A_1 = 270\ 200$ $A_2 = 4,0$		
$q, \text{ Вт}$	8141	11 630	17 445	2326	4652	11 630	2326	4070,5	5815	2791,2	3489	5233,5
$(ql)^{1/3}$	31,9	35,96	41,1	21	26,4	35,96	21	25,3	28,5	22,3	24	27,5
$\alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$	11 476	10 230	8900	16 631	13 252	9754	16 282	13 512	12 016	14 921	13 753	12 653
$q^{0,55}$	141,5	172,2	215,2	71	104	172,2	71	96,6	117,6	78,5	88,8	111
$\frac{\alpha_2}{\alpha_1}$	2797	3420	4208	1253	1569	3143						447,7
$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$												
$K_0, \text{ Вт}$	2249,2	2563,2	2870,2	1165,3	1402,5	2377	904,8	1216,4	1437,4	329,1	368,6	
$\frac{q}{K}$		0,63			0,63			0,3			0,2	
$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1417	1615	1808	734	883	1497	270	365	431	65,8	73,7	89,5
$\Delta t = \frac{q}{K}, \text{ }^\circ\text{C}$	5,74	7,2	9,6	2,72	4,53	6,68	8,5	11	13,4	42,4	47,3	58,4

Количество воды, выпариваемой всей установкой, находим по формуле (V.15):

$$W = 3000 \left(1 - \frac{12}{40}\right) = 2100 \text{ кг/ч} = 0,58 \text{ кг/с.}$$

Соотношение между количествами воды, выпариваемой по корпусам, предварительно принимаем: $W_1 : W_2 = 1 : 1,1$. Следовательно, количество воды, выпариваемой в первом корпусе,

$$W_1 = \frac{2100 \cdot 1}{(1 + 1,1)} = 1000 \text{ кг/ч} = 0,27 \text{ кг/с;}$$

во втором

$$W_2 = \frac{2100 \cdot 1,1}{(1,1 + 1)} = 1100 \text{ кг/ч} = 0,3 \text{ кг/с.}$$

Итого $W = 2100 \text{ кг/ч}$.

Определим концентрации раствора. В первом корпусе, согласно формуле (V.16),

$$B_{к1} = \frac{3000 \cdot 12}{3000 - 1000} = 18 \%;$$

$$B_{к2} = \frac{3000 \cdot 12}{3000 - 2100} = 40 \%.$$

Средние концентрации: в первом корпусе

$$B_{ср1} = \frac{12 + 18}{2} = 15 \%;$$

во втором

$$B_{ср2} = \frac{18 + 40}{2} = 29 \%.$$

Плотность молока при температуре $t_0 = 20^\circ\text{C}$ рассчитываем по формуле

$$\rho_0 = 10 [1,42B + (100 - B)] \text{ кг/м}^3.$$

В первом корпусе

$$\rho_{01} = 10 [1,42 \cdot 15 + (100 - 15)] = 1063 \text{ кг/м}^3;$$

во втором

$$\rho_{02} = 10 [1,42 \cdot 29 + (100 - 29)] = 1120 \text{ кг/м}^3,$$

где B — средняя концентрация, %.

Принимая температуру кипения молока в первом корпусе 65°C , а во втором 49°C , определим плотность молока при этих температурах:

$$\rho_n = \rho_0 - 0,0005 (t_p - t_0);$$

$$\rho_1 = 1062 \text{ кг/м}^3; \rho_2 = 1120 \text{ кг/м}^3.$$

Оптимальную высоту уровня жидкости в трубах находим по формуле (V.46):

$$h_{01} = [50 + 0,122 (1063 - 980)] \frac{1,6}{100} = 0,96 \text{ м};$$

$$h_{02} = [50 + 0,122 (1120 - 990)] \frac{1,6}{100} = 1,05 \text{ м}.$$

Общая разность температур для всей установки

$$\Sigma \Delta t = 85 - 45,5 = 39,5^\circ\text{C}.$$

Температуры паров определяем, исходя из давлений насыщенных водяных паров, по таблицам [7]. Потери общей разности температур находим как сумму потерь вследствие гидростатического эффекта, депрессионных и гидравлических потерь.

Давление столба жидкости рассчитываем по формуле (V.66):

$$\Delta P_1 = \frac{1063 \cdot 0,96 \cdot 9,81}{2} = 5000 \text{ Н/м}^2;$$

во втором

$$\Delta P_2 = \frac{1120 \cdot 1,05 \cdot 9,81}{2} = 5750 \text{ Н/м}^2.$$

Предварительно принимаем давления по корпусам, исходя из равных перепадов давлений для каждого корпуса. Перепад давления пара для каждого корпуса

$$\Delta P = \frac{57780 - 9810}{2} = 23936 \text{ Н/м}^2.$$

Давления вторичных паров:

$$P_{\text{вт}2} = 9810 \text{ Н/м}^2; P_{\text{вт}1} = 9810 + 23936 = 33746 \text{ Н/м}^2.$$

Давление молока у середины греющих труб:

в первом корпусе

$$P_{\text{ср}1} = 33746 + 5000 = 38746 \text{ Н/м}^2;$$

во втором

$$P_{\text{ср}2} = 9810 + 5750 = 15560 \text{ Н/м}^2.$$

Потери температуры вследствие гидростатического эффекта:

в первом корпусе

$$\Delta_{r1} = 75 - 71,9 = 3,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

во втором

$$\Delta_{r2} = 54,5 - 45,5 = 9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

(Температуры кипения воды найдены из таблиц [7] по давлениям вторичного пара и в среднем слое).

Общие потери вследствие гидростатического эффекта

$$\Sigma \Delta_r = 3,1 + 9 = 12,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Общие потери температур между корпусами

$$\Sigma \Delta_c = 1 + 1 = 2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Потери температуры вследствие физико-химической депрессии находим по формуле (V.62):

в первом корпусе

$$\Delta_{\phi 1} = 0,38e^{0,05+0,045 \cdot 15} = 0,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

во втором

$$\Delta_{\phi 2} = 0,38e^{0,05+0,045 \cdot 29} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Общие потери вследствие физико-химической депрессии

$$\Sigma \Delta_{\phi} = 0,8 + 1,5 = 2,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полезная разность температур для всей установки

$$\Sigma \Delta t = 39,5 - (12,1 + 2 + 2,3) = 23,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Распределение полезной разности температур производим (с учетом того, что требуется получить равные поверхности нагрева) по формулам (V.75—V.77). Предварительно принимаем Q равными для всех корпусов ($Q_1 = Q_2$) и задаемся соотношением

$K_1 : K_2 = 1 : 0,7$. Тогда для первого корпуса

$$\Delta t_1 = 23,1 \frac{Q_1/K_1}{Q_1/K_1 + Q_1/0,7K_1} = 9,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

для второго

$$\Delta t_2 = 23,1 \frac{Q_1/0,7K_1}{Q_1/K_1 + Q_1/0,7K_1} = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Проверяем результат:

$$\Sigma \Delta t = 9,5 + 13,6 = 23,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Имея для каждого корпуса значения всех перепадов температур, можно вычислить температуры паров и молока. Температура кипения молока у середины греющих труб в первом корпусе

$$t_{\text{ср}1} = 85 - 9,5 = 75,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

а у верхнего уровня

$$t_{p1} = 75,5 - 3,1 = 72,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура вторичного пара в первом корпусе

$$t_{\text{вт}1} = 72,4 - 0,8 = 71,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура кипения молока у середины греющих трубок во втором корпусе

$$t_{\text{ср}2} = 70,6 - 13,6 = 57 \text{ }^\circ\text{C},$$

а у верхнего уровня

$$t_{p2} = 57 - 9 = 48 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура греющего пара во втором корпусе

$$t_{n2} = 71,6 - 1 = 70,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура вторичного пара во втором корпусе

$$t_{\text{вт}2} = 48 - 1,5 = 46,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По температурам паров находим в таблицах [7] давления паров, энтальпию паров и конденсата, а по концентрациям растворов определяем теплоемкости [1]. Полученные результаты — характеристики молока и пара по корпусам — сводим в табл. V.14. Все дальнейшие расчеты в первом приближении производим, используя значения, приведенные в этой таблице.

Рассчитаем по формулам (V.18), (V.19) коэффициенты испарения и самоиспарения по корпусам. Для первого корпуса

$$\alpha_1 = \frac{2653527 - 83 \cdot 4190}{2629225 - 75,5 \cdot 4190} = 0,995;$$

$$\beta_1 = \frac{(70 - 75,5) 4190}{2629225 - 75,5 \cdot 4190} = -0,0081;$$

для второго

$$\alpha_2 = \frac{2\,627\,549 - 291\,624}{2\,585\,230 - 57 \cdot 4190} = 0,993;$$

$$\beta_2 = \frac{(75,5 - 57) \cdot 4190}{2\,585\,230 - 57 \cdot 4190} = 0,0329.$$

Таблица V.14

Параметр	Корпус	
	1	2
Концентрация молока B , %	12	40
Температура греющего пара t_n , °C	85	71,6
Полезная разность температур Δt , °C	9,5	13,6
Температура кипения раствора у середины греющих труб t_{cp} , °C	75,5	57,0
Гидростатические потери Δt_p , °C	3,1	9
Температура кипения раствора у верхнего уровня t_p , °C	72,4	48
Депрессионные потери Δt_{ϕ} , °C	0,8	1,5
Температура вторичного пара $t_{вт}$, °C	71,6	46,5
Потери температуры по корпусам Δt_c , °C	1	1
Давление греющего пара P_2 , Н/м ²	57 780	33 156
Энтальпия греющего пара i'' , Дж/кг	2 653 527	2 627 549
Энтальпия конденсата i' , Дж/кг	347 770	291 624
Давление вторичного пара $P_{вт}$, Н/м ²	32 400	10 000
Энтальпия вторичного пара i , Дж/кг	2 629 225	2 585 230
Теплоемкость молока C_m , Дж/(кг · К)	3 584	3 584

Суммарные расчетные коэффициенты, входящие в уравнение И. А. Тищенко, определим по соотношениям, приведенным в табл. V.1 (для $n=2$):

$$x = 2 - \beta_2 = 2 - 0,0329 = 1,967;$$

$$y = 2\beta_1 + \beta_2 = 2 - (0,0081) + 0,0329 = 0,0167;$$

$$z = 1.$$

Для расчета коэффициента инжекции принимаем степень сухости пара равной 0,95. Тогда энтальпия его при давлении 891 900 Н/м² $i_0 = 174,53 \times 4190 + 2\,035\,502 \cdot 0,95 = 2664840$ Дж/кг.

Давление вторичного пара в первом корпусе составляет 31 780 Па, а энтальпия 2 629 225 Дж/кг. По $i-s$ диаграмме (рис. V.10) определяем тепловые перепады: $h_1 = 502\,800$ Дж/кг; $h_2 = 108\,940$ Дж/кг.

коэффициент инжекции рассчитываем по уравнению (V.88). При $A=0,75$

$$U = 0,75 \sqrt{\frac{502\,800}{108\,940}} - 1 = 0,59.$$

Энтальпия пара, выходящего из инжектора при давлении 57 780 Па, согласно формуле (V.89), составляет

$$i_1 = \frac{2\,664\,840 + 2\,629\,225 \cdot 0,59}{1 + 0,59} - 0,9 \times 108\,940 = 2\,553\,679 \text{ Дж/кг.}$$

Проводим на $i-s$ диаграмме линию для данного значения энтальпии и находим $h'_2 = 81\,496$ Дж/кг.

При h'_2 коэффициент инжекции

$$U_1 = 0,75 \sqrt{\frac{502\,800}{81\,496}} - 1 = 0,845,$$

а энтальпия

$$i'_1 = \frac{2\,664\,840 + 0,845 \cdot 2\,629\,225}{1 + 0,845} - 0,9 \times 81\,496 = 2\,574\,838 \text{ Дж/кг.}$$

Поскольку i'_1 отличается от i_1 , произведем новое построение для i'_1 . Для этого на $i-s$ диаграмме проведем линию для данного значения энтальпии и найдем $h''_2 = 94\,359$ Дж/кг. При этих значениях

$$U'_1 = 0,75 \sqrt{\frac{502\,800}{94\,359}} - 1 = 0,725,$$

а энтальпия

$$i''_1 = \frac{2\,664\,840 + 0,725 \cdot 2\,629\,225}{1 + 0,725} - 0,9 \times 94\,359 = 2\,565\,042 \text{ Дж/кг,}$$

т. е. незначительно отличается от полученного ранее результата. Принимаем для дальнейших расчетов коэффициент инжекции $U=0,725$. Расход острого пара, согласно уравнению (V.80),

$$D_p = \frac{2100 - 0,855 \cdot 3000 \cdot 0,0161}{1,967(1 + 0,725) - 0,725} = 771,6 \text{ кг/ч} = 0,21 \text{ кг/с,}$$

где $-0,855 = 3584 : 4190$.

Если вести выпаривание без инжекции, то расход пара в первом корпусе, определенный по уравнению (V.31), составит

$$D_1 = \frac{2100 - 0,855 \cdot 3000 \cdot 0,0161}{1,967} = 1046,6 \text{ кг/ч} = 0,29 \text{ кг/с.}$$

Количество вторичного пара, поступающего на инъекцию, исходя из (V.79),

$$D_{вт} = 0,725 \cdot 771,6 = 559,4 \text{ кг/ч} = 0,155 \text{ кг/с.}$$

Количество греющего пара, поступающего в первый корпус, определяем по формуле (V.81):

$$D_1 = 559,4 + 771,6 = 1331 \text{ кг/ч} = 0,369 \text{ кг/с,}$$

а количество воды, выпаренной в первом корпусе,— из уравнения (V.82):

$$W_1 = 1331 \cdot 0,995 - 0,855 \cdot 3000 \times 0,0081 = 1300 \text{ кг/ч} = 0,36 \text{ кг/с.}$$

Количество греющего пара второго корпуса, согласно уравнению (V.84),

$$D_2 = 1300 - 559,4 = 740,6 \text{ кг/ч} = 0,205 \text{ кг/с.}$$

Количество воды, выпаренной во втором корпусе, находим по уравнению (V.85):

$$W_2 = 740,57 \cdot 0,993 + (0,855 \cdot 3000 - 1300) \cdot 0,0329 = 777 \text{ кг/ч} = 0,215 \text{ кг/с.}$$

Общее количество воды, выпаренной в двух корпусах,

$$W = 1300 + 777 = 2077 \text{ кг/ч} = 0,577 \text{ кг/с.}$$

Полученное в результате расчета значение (2077 кг/ч) не соответствует тому количеству, которое нужно выпарить согласно заданию (2100 кг/ч). Поэтому выполним перерасчет количеств воды, выпариваемой по корпусам, исходя из найденных при расчете соотношений:

$$W_1 : W_2 = 1300 : 777; \quad W_1 : W_2 = 0,36 : 0,215.$$

Количество воды, выпариваемой в первом корпусе,

$$W_1 = 2100 \frac{1300}{2077} = 1314 \text{ кг/ч} = 0,365 \text{ кг/с;}$$

во втором

$$W_2 = 2100 \frac{777}{2077} = 785 \text{ кг/ч} = 0,218 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по уравнению

$$K = \frac{2500}{e^{0,023 + 0,024 B_{cp}}}$$

$$K_1 = \frac{2500}{e^{0,023 + 0,24 \cdot 15}} = 1712 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

для второго

$$K_2 = \frac{2500}{e^{0,023 + 0,024 \cdot 29}} = 1225,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество теплоты, передаваемой через поверхность нагрева первого корпуса,

$$Q_1 = 0,36 (2653527 - 347770) = 801307 \text{ Дж/с;}$$

второго корпуса

$$Q_2 = 0,215 (2627549 - 291624) = 502159 \text{ Дж/с.}$$

Поверхность теплопередачи первого корпуса

$$F_1 = \frac{801307}{1712 \cdot 9,5} = 49,268 \text{ м}^2;$$

второго

$$F_2 = \frac{502159}{1225,5 \cdot 13,6} = 30,4 \text{ м}^2.$$

Результаты расчетов первого приближения сводим в табл. V.15.

Таблица V.15

Параметр	Корпус	Пределы принятые значения	Результаты расчетов	
			первое приближение	второе приближение
Количество выпариваемой воды, кг/ч	1 2	1000 1100	1314 785	1311 790
Средняя концентрация раствора, %	1	—	15	16,7
	2	—	29	30,5
Давление вторичного пара, Н/м ²	1	33795	31784	28930
Полезная разность температур, °С	1	—	9,5	12,4
	2	—	13,6	10,9
Тепловая нагрузка аппарата, Дж/с	1	—	801307	846655
	2	—	502159	514511
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · К)	1	K_1	1712	1840
	2	$0,7K_1$	1225	1190
Поверхность нагрева, м ²	1	—	49,3	37,1
	2	—	30,4	37,96

Сравнивая их с данными табл. V.12, видим, что расчетные поверхности нагрева по корпусам получились не равными (49,3 м² и 30,4 м²), так как предварительно принятые в первом приближении значения величин не совпадают с найденными расчетом. Для более точного определения поверхностей нагрева выполняем расчет во втором

приближении по методике, аналогичной расчету в первом приближении. При этом найденные в первом приближении значения считаем предварительными принятыми для расчета во втором приближении.

Поверхности нагрева, найденные при расчете во втором приближении (результаты его также приведены в табл. V.15), отличаются друг от друга не более чем на 2,5 % (37,1 м² и 37,96 м²). Принимаем размеры поверхностей нагрева как средние из полученных при расчете во втором приближении:

$$F_1 = F_2 = \frac{37,1 + 37,96}{2} = 37,5 \text{ м}^2.$$

Таблица V.16

Технологический показатель	Корпус	
	1	2
Температура греющего пара $t_p, ^\circ\text{C}$	85	67,8
Полезная разность температур $\Delta t, ^\circ\text{C}$	12,4	10,9
Температура кипения молока у середины греющих труб $t_{cp}, ^\circ\text{C}$	72,6	56,9
Гидростатические потери $\Delta_r, ^\circ\text{C}$	3	8,8
Температура кипения молока у верхнего уровня $t_p, ^\circ\text{C}$	69,6	48,1
Депрессионные потери $\Delta_{ф}, ^\circ\text{C}$	0,8	1,5
Температура вторичного пара $t_{вг}, ^\circ\text{C}$	68,8	46,5
Потери в трубопроводах $\Delta_c, ^\circ\text{C}$	1	1
Давление греющего пара $P_r, \text{Па}$	57 780	27 860
Расход греющего пара $D, \text{кг/ч}$	1 323	755,6

Технологические показатели, характеризующие работу выпарной установки (результаты, полученные при расчете во втором приближении), приводятся в табл. V.16.

Список литературы

1. Аболмасов Г. Ф., Боушев Т. А., Тарасов Ф. М., Шестов Р. П. Примеры и задачи по курсу технологического оборудования предприятий молочной промышленности. М., Машиностроение, 1966.
2. Демчук Г. С., Константинов С. М. Упаривания меласной барды. Киев, Техника, 1966.
3. Дикис М. Я., Мальский А. И. Технологическое оборудование консервных заводов. М., Пищевая промышленность, 1973.
4. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1973.
5. Кичигин М. А., Костенко Г. Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955.
6. Липатов Н. Н. Руководство к лабораторным и практическим занятиям по курсу оборудования предприятий молочной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1978.
7. Павлов А. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1981.
8. Плановский А. Н., Николаев А. Н. Тепловой расчет трехкорпусной выпарной установки. М., 1954 (Моск. ин-т химическ. машиностр.).
9. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1975.
10. Сурков В. Д., Липатов Н. И., Барановский Н. В. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1970.
11. Федоров Н. Е. Методы расчетов процессов и аппаратов пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1966.
12. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. Киев, Изд-во Киев. ун-та, 1960.

Глава VI. СУШКА

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ
И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ
ФОРМУЛЫ

Сушка — один из наиболее распространенных способов удаления влаги из материала. В пищевой промышленности этот процесс применяется для уменьшения массы продуктов, повышения их транспортабельности и стойкости при хранении. Широкий ассортимент высушиваемых материалов обуславливает использование различных способов подвода теплоты и ведения процесса и, соответственно, разных типов и конструкций сушилок.

По способу подвода теплоты к материалу различают сушилки конвективные, контактные (сушка на горячих поверхностях), с лучистым нагревом (терморadiационные), с нагревом токами высокой частоты, акустические. Наиболее широко в пищевой промышленности применяются конвективные сушильные установки, в которых сушильным агентом является нагретый воздух или смесь его с топочными газами. Продукты, используемые для питания человека, высушиваются воздухом.

Основные элементы установки — сушильная камера, где происходит собственно сушка, калорифер, в котором воздух нагревается перед поступлением в сушильную камеру, и вентилятор, обеспечивающий принудительную циркуляцию воздуха.

Воздух с параметрами I_0 , d_0 , φ_0 , t_0 подается в калорифер, где подогревается до состояния I_1 , d_1 , t_1 , φ_1 , и направляется в сушильную камеру. В камере он взаимодействует с материалом, нагревает его, и влага испаряется. Образовавшийся пар смешивается с воздухом, параметры которого на выходе из сушильной камеры достигают I_2 , d_2 , t_2 , φ_2 . В процессе сушки изменяются и параметры высушиваемого материала: от начальных G_1 , ω_1 , θ_1 до G_2 , ω_2 , θ_2 на выходе из сушильной камеры.

Приведенные выше обозначения расшифровываются следующим образом: G — масса высушиваемого материала, кг/ч;

ω — влажность материала, % общей массы;

θ — температура высушиваемого материала, °С;

I — удельная (приведенная) энтальпия влажного воздуха, кДж/кг сухого воздуха;

d — удельное (приведенное) влагосодержание влажного воздуха, г/кг с. в*;

t — температура влажного воздуха, °С;

φ — относительная влажность воздуха, %.

Широко используются в промышленности сушильные установки с возвратом (рециркуляцией) части отработанного воздуха. В этом случае свежий воздух, параметры которого I_0 , d_0 , t_0 , φ_0 , смешивается с частью отработанного воздуха, поступающего из сушильной камеры при параметрах I_2 , d_2 , t_2 , φ_2 , образуя смесь с параметрами $I_{см}$, $d_{см}$, $t_{см}$, $\varphi_{см}$. Смесь вентилятором подается в калорифер, подогревается и направляется затем в сушильную камеру. Сушильные установки бывают с дополнительным подогревом воздуха непосредственно в сушильной камере и с промежуточным подогревом воздуха в калориферах, установленных в отдельных ее зонах. Сушка в этих установках протекает при более низкой и равномерной температуре воздуха в камере.

Конструкции конвективных сушильных установок чрезвычайно разнообразны и в значительной степени определяются состоянием высушиваемого материала — его структурой, свойствами, размером, формой. Поэтому расчет конвективных установок, выполняемый по общей методике, в каждом конкретном случае должен учитывать особенности, характерные для данного типа сушилки.

*Здесь и далее в единицах измерения сокращение «с, в» означает сухой воздух, «вл» — влагу, «вл. в» — влажный воздух.

Рассмотрим расчет конвективных сушильных установок исходя из характеристики слоя высушиваемого материала и его агрегатного состояния. При проектировании установки должны быть заданы:

характеристики материала, подвергаемого сушке (вид материала, его начальная и конечная влажность, начальная и максимально допустимая температура);

производительность сушильной установки по сырью;

сушильный агент (параметры наружного и отработанного воздуха, максимально допустимая температура сушильного агента);

продолжительность процесса сушки; режим сушки (кривая сушки, скорость сушильного агента).

В процессе расчета необходимо определить:

тип сушильной установки (конструкция сушильной камеры, способ подвода теплоты, вариант сушильного процесса);

производительность сушильной установки по высушенному материалу, количество удаляемой влаги;

основные физические параметры влажного воздуха и высушиваемого материала (можно взять из [22]);

удельный и общий расход воздуха на сушку;

основные размеры сушильной камеры;

удельный и общий расход теплоты в сушильной установке.

Кроме того, требуется выполнить механический расчет основных узлов сушильной установки, а также расчет и выбор ее вспомогательного оборудования (калорифера, вентилятора, пылеулавливающего устройства).

Варианты процесса сушки, расходы воздуха и теплоты анализируют и рассчитывают с помощью $I-d$ -диаграммы влажного воздуха, которая позволяет графически отобразить процессы, происходящие в сушильной установке.

РАСЧЕТ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШКИ МАТЕРИАЛОВ В ПЛОТНОМ СЛОЕ

Расчет производительности сушильной установки по сырью и высушенному материалу. Производительность

сушильной установки и количество удаляемой влаги определяют из уравнения материального баланса сухих веществ.

Производительность сушильной установки по высушенному материалу при известной начальной массе материала рассчитывают по формуле

$$G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2}; \quad (VI.1)$$

производительность по сырью материалу

$$G_1 = G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1}. \quad (VI.2)$$

Количество удаляемой влаги

$$W = G_1 - G_2. \quad (VI.3)$$

Ее можно рассчитать также по одному из следующих уравнений:

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}; \quad (VI.4)$$

$$W = G_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \quad (VI.5)$$

Определение основных параметров влажного воздуха. Для поддержания определенного режима сушки необходимо знать основные параметры влажного воздуха: температуру t , относительную влажность ϕ , удельные влагосодержание d и энтальпию I . Температуру и относительную влажность воздуха обычно задают или определяют как средние значения по климатическим таблицам различных районов СССР. Удельное влагосодержание воздуха рассчитывают по формуле

$$d = 0,622 \cdot 1000 \frac{\phi P_n}{B - \phi P_n}, \quad (VI.6)$$

где 0,622 — отношение молярных масс водяного пара и воздуха;

P_n — давление насыщенного водяного пара при данной температуре воздуха, P_a (определяется по табл. 2 приложения);

B — барометрическое давление воздуха, P_a (среднее барометрическое давление для Европейской части СССР может быть принято равным 745 мм рт. ст., или 99,1 кПа).

Энтальпию влажного воздуха представляют как сумму энтальпий сухого

воздуха и водяного пара, приходящегося на 1 кг сухого воздуха:

$$I = c_{с.в}t + \frac{d}{1000} i_n, \quad (VI.7)$$

где $c_{с.в}$ — средняя удельная теплоемкость сухого воздуха; при $t < 200^\circ\text{C}$ $c_{с.в} = 1,004$ кДж/(кг·К);

t — температура влажного воздуха, $^\circ\text{C}$;

d — удельное влагосодержание воздуха, г/кг с. в.

i_n — удельная энтальпия перегретого пара, кДж/кг.

С достаточной для практики степенью точности i_n рассчитывается по формуле

$$i_n = r_0 + c_n t, \quad (VI.8)$$

где r_0 — удельная теплота парообразования воды; при 0°C $r_0 = 2500$ кДж/кг;

c_n — средняя удельная теплоемкость водяного пара; $c_n = 1,842$ кДж/(кг·К).

Условимся, что в дальнейшем термин «энтальпия» и «влагосодержание» обозначают удельные энтальпию и влагосодержание воздуха.

Состояние воздуха в области относительной влажности $\varphi < 100\%$ однозначно определяется любыми двумя параметрами — энтальпией, влагосодержанием, температурой либо относительной влажностью — на пересечении линий, соответствующих постоянным значениям этих параметров. Например, на пересечении изотермы $t_0 = \text{const}$ и линии относительной влажности $\varphi_0 = \text{const}$ лежит точка A , характеризующая состояние свежего воздуха (см. $I-d$ -диаграмму). По линиям $I = \text{const}$ и $d = \text{const}$, проведенным через точку A , определяются значения энтальпии I_0 и влагосодержания d_0 свежего воздуха. Аналогично можно определить основные параметры влажного воздуха на выходе из калорифера (точка B) и из сушильной камеры (точки C и C_1), а также параметры смеси.

Расчет расхода воздуха в сушильной установке. В процессе сушки влага из поступившего в сушильную камеру материала испаряется и уносится сушильным агентом (воздухом). При этом влагосодержание воздуха увеличивается от начального $d_0 = d_1$ до состояния d_2 . Масса абсолютно сухого воздуха при достаточной герметичности сушильной камеры практически остается неизменной. Поэтому из уравнения материального баланса влаги

можно рассчитать расход абсолютно сухого воздуха L в сушильной установке:

$$L = W \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (VI.9)$$

Удельный расход абсолютно сухого воздуха, т. е. количество воздуха, затраченное на испарение 1 кг влаги, рассчитывают по следующей формуле:

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (VI.10)$$

Влагосодержание влажного воздуха можно выразить и в килограммах на 1 кг абсолютно сухого воздуха. В этом случае уравнение (VI.10) принимает вид:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1}{x_2 - x_0}, \quad (VI.11)$$

где x_0, x_1, x_2 — влагосодержание влажного воздуха соответственно на входе в калорифер, в сушильную камеру и на выходе из нее, кг/кг с. в.

Удельный расход абсолютно сухого воздуха в сушильных установках с рециркуляцией отработанного воздуха больше, чем в установках без рециркуляции, и может быть рассчитан по формуле

$$l_u = \frac{1000}{d_2 - d_{см}} = \frac{1}{x_2 - x_{см}}. \quad (VI.12)$$

При известной кратности смешения, т. е. соотношении масс отработанного и свежего воздуха, удельный расход циркулирующего воздуха

$$l_u = l(n + 1). \quad (VI.13)$$

Кратность смешения можно определить, если известны параметры смеси:

$$n = \frac{d_{см} - d_0}{d_2 - d_{см}}; \quad n = \frac{I_{см} - I_0}{I_2 - I_{см}}. \quad (VI.14)$$

Общий расход циркулирующего воздуха в сушильной камере

$$L_u = l_u W. \quad (VI.15)$$

Соответственно объемный расход влажного воздуха

$$V = L v_{уд}, \quad (VI.16)$$

где $v_{уд}$ — удельный объем влажного воздуха, приходящийся на 1 кг абсолютно сухого воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Удельный объем влажного воздуха рассчитывают по формуле

$$v_{уд} = \frac{R_B T}{B - \varphi P_n}, \quad (VI.17)$$

где R_B — газовая постоянная; для воздуха $R_B = 287$ Дж/(кг·К); T — абсолютная температура воздуха, К.

Зная объемный расход воздуха, можно рассчитать скорость воздуха в сушильной камере, характеризующую режим сушки и потери теплоты в окружающую среду, а также рассчитать и выбрать вентилятор. Поэтому объемный расход воздуха определяют при параметрах, характеризующих его на входе в вентилятор, в сушильную камеру и на выходе из нее. При круглогодичной работе сушильной установки следует учесть, что влагосодержание наружного воздуха в летнее время больше, чем в зимнее. Соответственно в летнее время увеличиваются удельный и общий расход воздуха. В этом случае (если не заданы усредненные параметры свежего воздуха) вентилятор рассчитывают для летних условий работы.

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ СУШИЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Размеры и конструкция сушильной камеры определяются производительностью установки, временем сушки, а также технологическими требованиями к процессу: высушиваемый материал должен быть рационально размещен в камере, так, чтобы обеспечивался наилучший контакт его с

воздухом и максимально заполнился весь объем камеры.

Обычно при расчете сушильной установки продолжительность сушки каждого вида материала задана. При известном или рассчитанном времени сушки τ вместимость сушильной камеры определяют по массе влажного G_1^k или высушенного G_2^k материала:

$$G_1^k = \frac{G_1 \tau}{N}; \quad (VI.18)$$

$$G_2^k = \frac{G_2 \tau}{N}, \quad (VI.19)$$

где N — количество камер или туннелей сушильной установки.

Способ размещения высушиваемого материала в сушильной камере в значительной степени зависит от его агрегатного состояния.

Камерные сушилки (рис. VI.1) являются аппаратами периодического действия и применяются преимущественно для сушки штучных изделий и материалов в плотном неподвижном слое (так сушат, в частности, сухари, макароны, овощи, фрукты, мармелад, пастилу). Сушильная камера имеет прямоугольную форму. Высушиваемый материал в камере обычно размещается на противнях (решетах), установленных на стеллажах.

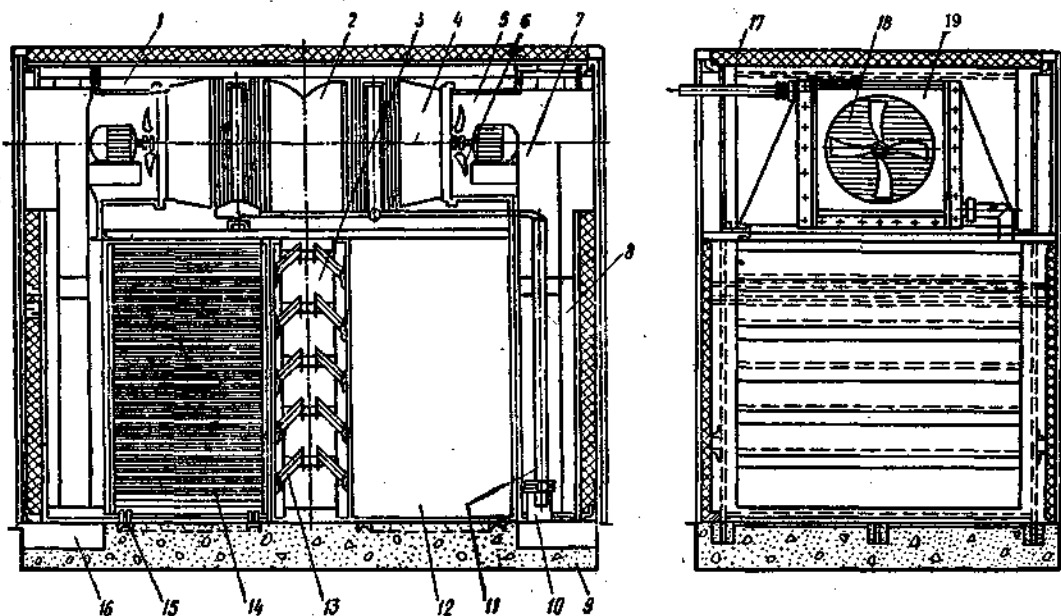


Рис. VI.1. Камерная сушилка КС-2М:

1 — камера для установки оборудования подогрева воздуха; 2 — диффузор; 3 — камера для подачи подогретого воздуха в рабочую камеру; 4 — соединительный раструб; 5 — цилиндрический корпус вентилятора; 6 — вентилятор; 7 — рециркуляционный патрубок; 8 — каркас; 9 — фундамент; 10 — конденсатоотводчик; 11 — трубопровод; 12 — рабочая камера; 13 — заслонки; 14 — вагонетка; 15 — направляющие планки; 16 — канал для отвода отработанного воздуха; 17 — панели; 18 — сетка; 19 — calorifer

Для расчета камеры задаются стандартным размером противня (длиной l , шириной b , высотой h). Исходя из опытных данных принимают допустимую нагрузку высушиваемого материала на 1 м^2 поверхности решета g_m и определяют нагрузку на один противень:

$$g_n = lb g_m. \quad (\text{VI.20})$$

При сушке штучных изделий

$$g_n = l b n_{\text{шт}} g_{\text{шт}},$$

где $n_{\text{шт}}$ — количество штучных изделий на 1 м^2 поверхности противня;

$g_{\text{шт}}$ — масса штучного изделия, кг.

Нагрузку на один противень определяют по влажному или высушенному материалу.

Противни на стеллажах устанавливают на расстоянии $0,12$ — $0,25$ м друг от друга, образуя вертикальные ряды высотой $1,5$ — $1,8$ м. Разделив общую высоту ряда на расстояние между рядами, находят количество решет m в одном ряду. Вместимость одного ряда по высушиваемому материалу составляет

$$g_p = m g_n. \quad (\text{VI.21})$$

Разделив вместимость сушильной камеры по влажному G_1^k или по высушенному G_2^k материалу на вместимость ряда соответственно по влажному g_p или по высушенному g_p материалу, определяют количество рядов k . Высоту ряда и, следовательно, его вместимость выбирают таким образом, чтобы получить целое число рядов. Можно, увеличив k до целого числа, в дальнейшем по формулам (VI.23, VI.1—VI.3) уточнить производительность сушилки.

Вертикальные ряды с противнями можно располагать последовательно по длине камеры или по длине и ширине, что определит ее контур. Увеличив длину и ширину камеры на расстоянии, необходимое для крепления стеллажей и для распределительных камер на входе и выходе воздуха, получают габаритные размеры сушильной камеры.

В камерные сушилки высушиваемый материал может также подаваться в вагонетках, что обеспечивает удобство загрузки и выгрузки.

В этом случае задаются стандартными размерами вагонетки (длиной, шириной, высотой) и определяют раз-

меры и количество камер (решет), размещаемых в каждой вагонетке. Вычислив по формуле (VI.20) нагрузку на одну кассету (этой величиной можно также задаваться), рассчитывают вместимость вагонетки по влажному $g'_{\text{вар}}$ или по высушенному материалу $g''_{\text{вар}}$ (VI.21). Количество вагонеток k , одновременно находящихся в одной камере,

$$k = \frac{G_1^k}{g'_{\text{вар}}}. \quad (\text{VI.22})$$

Подставив в формулу (VI.22) G_2^k и $g''_{\text{вар}}$, определяют количество вагонеток, исходя из высушенного материала.

Количество вагонеток k в камере округляют в сторону увеличения до целого числа, а затем уточняют производительность сушилки по сырью:

$$G_1 = \frac{k g'_{\text{вар}} N}{\tau}. \quad (\text{VI.23})$$

По формуле (VI.1) уточняют производительность сушилки по высушенному материалу, а по формуле (VI.3) — количество испаренной влаги.

В камере устанавливается одна или несколько вагонеток, что определяет ее внутренние габаритные размеры. Рекомендуемое расстояние между вагонеткой, стеной и потолком 40 — 80 мм, между вагонетками 75 мм. Добавив расстояние для распределительных камер на входе и выходе воздуха, получают внутренние габаритные размеры сушильной камеры.

Туннельные (коридорные) сушилки (рис. VI.2). Сушильная камера туннельной сушилки представляет собой удлиненную камеру (туннель), в которой в продольном направлении перемещаются вагонетки с материалом. Высушиваемый материал помещают в вагонетки в сетчатых противнях (кассетах). Загружают и выгружают материал в разных концах камеры через определенные промежутки времени. Таким образом, перемещение вагонеток осуществляется периодически, а горячий воздух подается непрерывно. Направление движения воздуха и материала может быть прямоточным и противоточным, а в установках с промежуточным подогревом воздуха используется поток, перекрестный к направлению движения материала.

Габаритные размеры сушильной камеры туннельной сушилки рассчитывают аналогично камерным сушилкам.

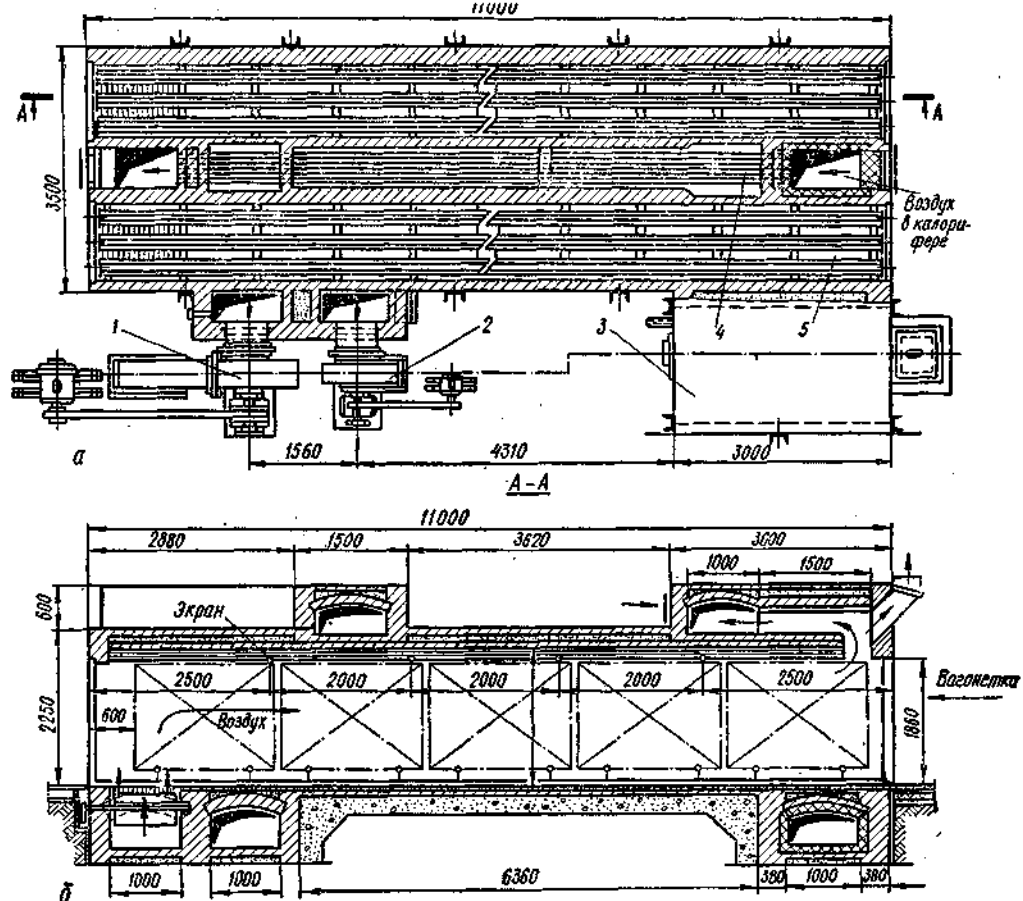


Рис. VI.2. Туннельная сушка СБТ:

а — общий вид, б — разрез в плане; 1 — воздушный вентилятор; 2 — газовый вентилятор; 3 — топка; 4 — огневогладкотрубный калорифер; 5 — сушильные камеры (туннели)

Определив по формулам (VI.18), (VI.19) вместимость камеры (в туннельных сушилках предусматривают один или два туннеля в зависимости от производительности установки) и рассчитав вместимость вагонетки, вычисляют по формуле (VI.22) количество вагонеток k , одновременно находящихся в одном туннеле. Высота h_k и ширина b_k камеры (туннеля) определяются соответственно высотой и шириной вагонетки:

$$h_k = h_b + (0,07 \dots 0,08);$$

$$b_k = b_b + (0,04 \dots 0,07),$$

где h_b , b_b — соответственно высота и ширина вагонетки, м.

Длину туннеля l_k определяют исходя из габаритной длины вагонетки, расстояния между вагонетками и расстояния между вагонеткой и дверьми камеры:

$$l_k = l_b k + l' (k - 1) + l_0, \quad (\text{VI.24})$$

где l_b — длина вагонетки, м;
 k — количество вагонеток;
 l' — расстояние между вагонетками;
 l_0 — расстояние между вагонетками и дверьми туннеля. Если подача воздуха и его отвод происходят в зоне загрузки и выгрузки материала, то расстояние от вагонеток до дверей туннеля рекомендуется принимать равным $0,5l_b$.

Конвейерные сушилки являются аппаратами непрерывного действия. Высушиваемый материал перемещается в них с помощью несущего конвейера в вагонетках. Внутренние габаритные размеры сушильной камеры конвейерной сушки рассчитывают аналогично туннельной.

Ленточные сушилки (рис. VI.3) применяются для сушки хлеба, макаронных изделий, овощей, фруктов, крах-

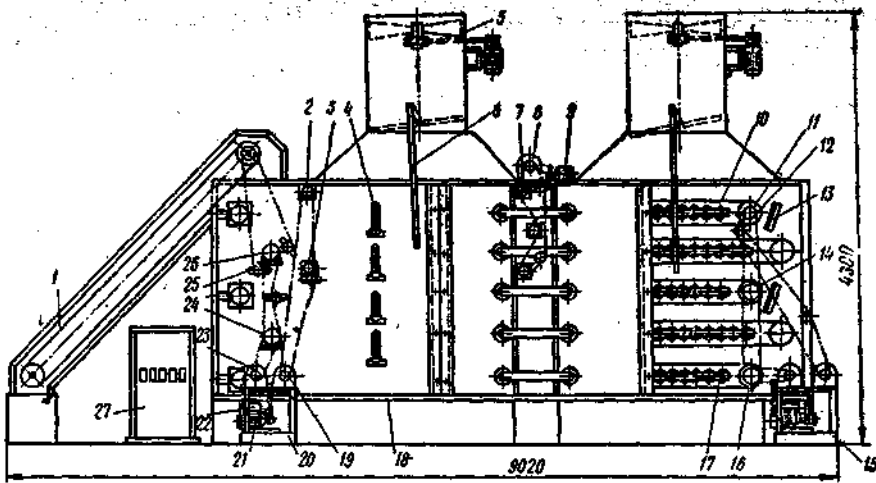


Рис. VI. 3. Ленточная сушилка СПК-4Г-45:

1 — наклонный транспортер; 2, 3, 12 — валы с выравнивающей щеткой; 4 — угловой термометр; 5 — вентиляционная система; 6 — поворотный шибер; 7 — ворошители; 8, 19, 25 — червячные редукторы; 9, 21 — электродвигатели; 10 — ленточный транспортер; 11, 14, 16 — первый, третий, пятый ведущие барабаны; 13 — поворотный направляющий козырек; 15, 20 — приводная колонка; 17 — паровые калориферы; 18 — каркас; 22 — цепной вариатор; 24, 26 — четвертый, второй ведущие барабаны; 25 — натяжные ролик; 27 — пульт управления

мала. Основным элементом ленточной сушилки — горизонтальная бесконечная лента, движущаяся в сушильной камере. Лента, выполненная из пористого материала (ткань, металлической сетки), натянута между ведущим и ведомым барабанами. В одноленточной сушилке материал поступает на один конец ленты и выходит с другого, в многоленточной он непрерывно подается на верхнюю ленту и пересыпается затем с одной ленты на другую, благодаря чему улучшается его контакт с воздухом. Перемещение воздуха и материала в ленточных сушилках может быть прямоточным и противоточным, но чаще всего используется перекрестный ток, когда воздух проходит перпендикулярно плоскости ленты: вверх или вниз. Между холостой и рабочей ветвью ленты устанавливают калорифер для промежуточного подогрева воздуха (в многоленточных сушилках).

При расчете габаритных размеров сушильной камеры в первую очередь определяют рабочую длину ленты:

$$s = \frac{G_2 \tau}{\rho_n f}, \quad (\text{VI. 25})$$

где ρ_n — насыпная плотность высушенного материала, кг/м^3 ;

f — площадь поперечного сечения высушенного материала на ленте, м^2 ;
при сушке сыпучих продуктов

$$f = 2/3bh;$$

при сушке материалов, сохраняющих форму,

$$f = bh,$$

где $b = 0,9B_s - 0,05$; $h = b/12$, м.

Ширина конвейерной ленты B_s , согласно стандарту равна 1250 и 2000 мм. Зная длину ленты и время сушки, можно рассчитать скорость движения ленты:

$$\omega = \frac{s}{3600\tau} = \frac{G_2}{3600\rho_n f}. \quad (\text{VI. 26})$$

Изменяя скорость ленты, регулируют толщину слоя материала на ней. Скорость рекомендуется принимать равной 0,05 — 0,35 м/мин при ширине ленты 1250 мм и 0,1 — 0,7 м/мин при 2000 мм. Исходя из уравнения (VI.26), при известной или принятой скорости движения ленты определяют производительность ленточной сушилки:

$$G_2 = 3600\omega f \rho_n.$$

Количество лент в сушильной камере может составлять 1; 3; 4; 5. Разделив их общую длину на число лент, находят расстояние s_0 (по длине) между центрами барабанов, а прибавив к этому расстоянию диаметр барабана и расстояние от барабанов до стенок, определяют длину сушильной камеры l_k . Ширину камеры b_k вычисляют исходя из ширины ленты и расстояния от ленты до стенки камеры; высоту ее рассчитывают как сумму диаметров барабанов (она равна

количеству лент в сушильной камере), расстояний между барабанами (над несущей ветвью ленты свободное пространство должно иметь высоту 150—300 мм в зависимости от вида сушиваемого материала) и расстояний от барабанов до пола и потолка. При расчете габаритных размеров камеры ленточной сушилки следует учитывать также пространство для подвода и отвода воздуха.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СУШИЛЬНОЙ КАМЕРЫ

В сушильной камере нагретый воздух контактирует с материалом. Если предположить, что теплота, отдаваемая материалу, расходуется на испарение влаги из него и полностью возвращается в воздух вместе с водяными парами, то получим теоретический сушильный процесс. При таком процессе воздуху в сушильной камере не сообщается теплота и он не теряет ее; энтальпия воздуха остается постоянной ($I_2 = I_1$) при одновременном понижении температуры и повышении влагосодержания.

В реальных сушилках теплота расходуется не только на испарение влаги из материала и с отходящим воздухом, но и на нагрев материала, транспортных устройств, теряется в окружающую среду. Иногда в сушильную камеру вводится дополнительное количество теплоты, для чего непосредственно в камере устанавливается подогреватель. Все это влияет на изменение энтальпии отходящего воздуха ($I_2 \neq I_1$).

Отличие реального сушильного процесса от теоретического учитывает величина Δ — количество теплоты, вносимое в сушильную камеру или теряемое ею, отнесенное к 1 кг испаренной влаги:

$$\Delta = (c_w \theta_1 + q_{\text{доп}}) - (q_m + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}}), \quad (\text{VI.27})$$

где c_w — удельная теплоемкость воды; $c_w = 4,19$ кДж/(кг·К);

θ_1 — температура материала при входе в сушильную камеру (обычно задана или принимается равной температуре воздуха в помещении);

$q_{\text{доп}}$ — количество теплоты, дополнительно вносимое в сушильную камеру, отнесенное к 1 кг испаренной влаги; $q_m, q_{\text{тр}}$ — удельные затраты теплоты на нагревание соответственно материала и транспортных устройств;

$q_{\text{пот}}$ — удельные потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг.

Удельные затраты теплоты на нагревание материала в сушильной камере определяют по формуле

$$q_m = \frac{G_2 c_m'' (\theta_2 - \theta_1)}{W}, \quad (\text{VI.28})$$

где c_m'' — удельная теплоемкость высушенного материала;

$$c_m'' = \frac{c_w \omega_2 + c_m (100 - \omega_2)}{100}, \quad (\text{VI.29})$$

где ω_2 — влажность высушенного материала, %;

c_m — удельная теплоемкость абсолютно сухого материала, кДж/(кг·К)

θ_2 — температура материала на выходе из сушильной камеры.

В период постоянной скорости сушилки среднюю температуру материала θ можно принимать равной температуре мокрого термометра t_m . В период плавящей скорости она повышается, и когда материал достигает равновесной влажности, его температура может быть принята близкой к температуре окружающего воздуха: $\theta_2 = t_2 - (2 \dots 15)^\circ\text{C}$ для проточного движения, когда материал соприкасается с обратным воздухом; $\theta_2 = t_1 - (2 \dots 15)^\circ\text{C}$ — для противоточного движения, когда материал соприкасается с воздухом, поступающим из калорифера. Величина q_m может иметь положительные и отрицательные значения.

Удельные затраты теплоты на нагревание транспортных устройств обусловлены потерями, связанными с нагревом вагонеток $q_{\text{вар}}$ и решет (кассет) $q_{\text{реш}}$, на которых размещается материал:

$$q_{\text{вар}} = \frac{G_{\text{вар}} c_{\text{вар}} (\theta'_{\text{тр}} - \theta_{\text{тр}})}{W}; \quad (\text{VI.30})$$

$$q_{\text{реш}} = \frac{G_{\text{реш}} c_{\text{реш}} (\theta'_{\text{тр}} - \theta_{\text{тр}})}{W}. \quad (\text{VI.31})$$

Здесь $G_{\text{вар}}, G_{\text{реш}}$ — масса соответственно вагонеток и решет, отнесенная к единице времени:

$$G_{\text{вар}} = \frac{kg'_{\text{вар}} N}{\tau};$$

$$G_{\text{реш}} = \frac{mkg_{\text{реш}} N}{\tau};$$

$c_{\text{вар}}, c_{\text{реш}}$ — удельные теплоемкости материала, из которого изготовлены вагонетки и решета, кДж/(кг·К);

$G'_{\text{вар}}$ — масса вагонетки, кг;

$g_{\text{реш}}$ — масса одного решета, кг;
 $\theta_{\text{тр}}$, $\theta_{\text{гр}}$ — температура транспортных устройств (вагонеток и решет) на входе в сушильную камеру и на выходе из нее, °С; принимается равной соответственно температуре воздуха в помещении и на выходе вагонеток из сушильной камеры;

m — количество решет в ряду или в вагонетке;

k — количество рядов с решетками или вагонеток, одновременно находящихся в сушильной камере.

При размещении материала в кассетах, располагаемых в вагонетках, удельные потери теплоты, обусловленные нагревом транспортных устройств, представляют как сумму соответствующих потерь:

$$q_{\text{тр}} = q_{\text{ваг}} + q_{\text{реш}}$$

Потери теплоты, связанные с нагревом лент и барабанов, при расчете не учитывают.

Удельные потери теплоты в окружающую среду при достаточной герметизации сушильной камеры, исключая утечку воздуха, обусловлены главным образом потерями через ограждения сушильной камеры. При расчете этих потерь возможны два варианта. В первом случае принимают определенную конструкцию стен, потолка и пола сушильной камеры, выбирают материал и толщину слоя изоляции, а затем рассчитывают удельные потери теплоты и температуру наружных поверхностей стенок $t_{\text{ст.н}}$, которая, согласно условиям техники безопасности, должна находиться в пределах 30—40 °С. Во втором случае задаются температурой наружной поверхности стенки, выбирают материал изоляции и рассчитывают удельные потери теплоты и толщину изоляции.

Удельные потери теплоты в окружающую среду обычно представляют как сумму потерь через боковые и торцовые стенки, пол, потолок и двери, определяемых из основного уравнения теплопередачи:

$$q_{\text{пот}} = 3,6 \frac{kF\Delta t_{\text{ср}}}{W}, \quad (\text{VI.32})$$

где k — коэффициент теплопередачи через стены, пол, потолок, Вт/(м²·К);

F — поверхность ограждения (стен, пола, потолка), м²;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур, °С;

W — количество испаренной влаги, кг/ч.

Среднюю разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$ рассчитывают как разность между средней температурой воздуха в сушильной камере $t_{\text{ср}}$ и температурой наружного воздуха $t_{\text{н}}$:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{н}};$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}; \quad t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{см}} + t_2}{2},$$

где t_1 , $t'_{\text{см}}$ — температура воздуха либо смеси (в сушилках с рециркуляцией) на входе в сушильную камеру, °С;

t_2 — температура воздуха на выходе из камеры, °С.

Если одна из температур воздуха неизвестна, в первом приближении ее можно определить, построив теоретический сушильный процесс.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (\text{VI.33})$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности сушильной камеры, Вт/(м²·К);

δ_i — толщина отдельных слоев ограждения камеры, м;

λ_i — коэффициент теплопроводности соответствующего слоя ограждения, Вт/(м²·К);

α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности камеры к окружающему воздуху, Вт/(м²·К).

Если воздух в сушильную камеру подается вентилятором, коэффициент теплоотдачи рекомендуется определять с учетом принудительной и естественной конвекции:

$$\alpha_1 = A(\alpha'_1 + \alpha_1), \quad (\text{VI.34})$$

где A — коэффициент, зависящий от режима движения воздуха и состояния поверхности стенки; для турбулентного режима и шероховатой поверхности $A = 1, 2 \dots 1, 3$;

α'_1 , α_1 — коэффициент теплоотдачи в условиях соответственно принудительной и естественной конвекции, Вт/(м²·К).

Для сушильных установок, работающих при естественной циркуляции воздуха, $\alpha_1 = \alpha'_1$. Коэффициент теплоотдачи α_1 определяют из критериальных уравнений:

$$\text{при } Re < 10^5 \quad Nu = 0,66 Re^{0,5}; \quad (\text{VI.35})$$

при $Re > 10^3$ $Nu = 0,032 Re^{0,8}$, (VI.36)

где $Nu = \frac{\alpha_1 l}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;

l — определяющий геометрический размер; для туннельных и конвейерных сушилок в качестве определяющего размера принимается высота туннеля h_k , для остальных — эквивалентный диаметр $d_{э,к}$ канала (сушильной камеры) в направлении перемещения воздуха:

$$d_{э,к} = 4 \frac{S}{P};$$

S — площадь поперечного сечения потока воздуха в сушильной камере, m^2 ;

P — «смоченный» периметр потока, m ;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха, $Вт/(м \cdot К)$;

$Re \frac{vd_s}{\nu}$ — критерий Рейнольдса;

v — скорость движения воздуха, определяемая при известном объемном расходе воздуха V из уравнения неразрывности потока: $v = V/3600f$ (f — свободное сечение для прохода воздуха в камере с учетом заполнения камеры материалом, m^2); скорость воздуха рекомендуется принимать равной 2—3 m/c ;

d_s — определяющий геометрический размер камеры — ее эквивалентный диаметр; для туннельных сушилок

$$d_s = \frac{2b_k h_k}{b_k + h_k}; \quad (VI.37)$$

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, m^2/c .

Коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и другие параметры воздуха принимают при средней температуре его в сушильной камере по табл. 3 приложения.

Коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции α_1 для вертикальных стенок определяется из следующих критериальных уравнений:

$$\text{при } 10^3 < (Gr Pr) < 10^9$$

$$Nu = 0,76 (Gr Pr)^{0,25}; \quad (VI.38)$$

$$\text{при } (Gr Pr) > 10^9$$

$$Nu = 0,15 (Gr Pr)^{0,33}, \quad (VI.39)$$

где $Pr = \nu/\alpha$ — критерий Прандтля;

$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \left(\frac{T_{cp} - T_{ст.в}}{T_{cp}} \right)$ — критерий Грасгофа;

α — коэффициент теплопроводности воздуха у стенки, m^2/c ;

g — ускорение свободного падения, m^2/c ;

T_{cp} — абсолютная средняя температура воздуха, K ; $T_{cp} = 273 + t_{cp}$;

$T_{ст.в}$ — абсолютная средняя температура стенки, ориентировочно принимается на 5—15°С меньше средней температуры воздуха. Температура внутренней поверхности стенки $t_{ст.в}$ не должна быть ниже температуры точки росы влажного воздуха соответствующего состояния.

Значения α , ν , λ принимаются при температуре $t = (t_{cp} + t_{ст.в})/2$.

Для горизонтальных поверхностей (потолка) рассчитанный коэффициент теплоотдачи α_1 уменьшают на 30%, а в качестве определяющего размера принимают меньшую сторону рассчитываемой поверхности.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности сушильной камеры к воздуху α_2 обусловлен потерями теплоты за счет естественной конвекции воздуха в помещении и теплового излучения. Соответственно

$$\alpha_2 = \alpha_2' + \alpha_n, \quad (VI.40)$$

где α_2' — коэффициент теплоотдачи в условиях естественной конвекции, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

α_n — коэффициент теплоотдачи тепловым излучением, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Для вертикальных стенок α_2' определяют по формулам (VI.38) и (VI.39). Для горизонтальной стенки (потолка) α_2' увеличивают на 30%. Физические параметры воздуха принимают при средней температуре, равной $\frac{t_{ст.н} + t_n}{2}$, где t_n — температура воздуха в помещении.

Коэффициент теплоотдачи тепловым излучением рассчитывается по формуле

$$\alpha_n = \frac{c_{1-2} \left[\left(\frac{T_{ст.н}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right]}{t_{ст.н} - t_n}, \quad (VI.41)$$

где c_{1-2} — приведенный коэффициент теплового излучения, $Вт/(m^2 \cdot K^4)$, который рекомендуется определять по формуле

$$c_{1-2} \approx \frac{c_1 c_2}{5,8}, \quad (VI.42)$$

c_1 , c_2 — коэффициенты излучения твердого тела, соответственно излучающего и поглощающего теплоту, $Вт/(m^2 \cdot K^4)$ (принимаются по табл. 4 приложения);

$T_{ст.н}$ — абсолютная температура наружной стенки сушильной камеры, К;

$T_{ст}$ — абсолютная температура поверхности тел, поглощающих теплоту, К.

В предварительных расчетах для установок, находящихся в помещениях и имеющих температуру наружной стенки до 150°C , α_2 можно определять по эмпирической формуле

$$\alpha_2 = 9,74 + 0,07(t_{ст.н} - t_n). \quad (\text{VI.43})$$

В уравнении (VI.33) реальное содержание выражения $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ определяется конст-

рукцией ограждения сушильной камеры, стенки и потолок которой могут состоять из нескольких слоев изоляционных материалов. Камера сушилки иногда представляет собой каркас, изготовленный из прокатной стали и облицованный панелями, которые собираются из двух стальных стенок. Пространство между стенками панелей заполняют минеральной ватой или другим изоляционным материалом. При высокой температуре процесса на внутреннюю поверхность камеры наносят слой асбестовой изоляции. Применяют также стены с воздушной прослойкой. Туннельные, конвейерные и камерные сушилки имеют камеры, выполненные из кирпича, с оштукатуренными и окрашенными внутренними и наружными поверхностями.

Определив конструкцию ограждения, коэффициент теплопроводности материала (табл. 5 приложения) и толщину соответствующего изоляционного слоя, по формуле (VI.33) рассчитывают коэффициент теплопередачи. Толщина основного изоляционного слоя должна обеспечить принятые температуры наружной и внутренней поверхностей ограждения, которые для проверки рекомендуется дополнительно рассчитывать по следующим уравнениям:

$$t_{ст.н} = t_n + \frac{k\Delta t_{ср}}{\alpha_2}; \quad (\text{VI.44})$$

$$t_{ст.в} = t_{ср} - \frac{k\Delta t_{ср}}{\alpha_1}. \quad (\text{VI.45})$$

При большом расхождении принятых и полученных значений (более $1-3^{\circ}\text{C}$) расчет следует повторить, изменив принятые $t_{ст.в}$ и $t_{ст.н}$.

Для предварительных расчетов коэффициент теплопередачи рекомендуется принимать в пределах

$$0,93-1,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определив коэффициент теплопередачи, среднюю разность температур, поверхность боковых и торцовых стенок, потолка, дверей, по формуле (VI.32) рассчитывают удельные потери теплоты с соответствующей поверхности.

Удельные потери теплоты через пол или фундамент, расположенный непосредственно на грунте, находят по формуле

$$q_{пол} = \frac{3,6q'_{пол}F}{W}, \quad (\text{VI.46})$$

где F — площадь пола, м^2 ;

$q'_{пол}$ — удельные потери теплоты с 1 м^2 пола, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (табл. 6 приложения).

Суммируя удельные потери теплоты через боковые и торцовые стенки, потолок, пол и двери, определяют удельные потери теплоты всей поверхностью сушильной камеры. Далее по формуле (VI.27) рассчитывают значение Δ . С учетом потерь теплоты, обусловленных политропичностью процесса в сушильной камере, уравнение (VI.27) принимает вид:

$$\Delta = (c_w\theta_1 + q_{доп}) - (q_m + q_{тр} + q_{пот}) - q_{тер}, \quad (\text{VI.47})$$

где $q_{тер}$ — термодинамические потери, отнесенные к 1 кг испаренной влаги:

$$q_{тер} = 0,23(T_1 + T_2), \quad (\text{VI.48})$$

T_1 , T_2 — абсолютная температура воздуха соответственно на входе в сушильную камеру и на выходе из нее.

Из уравнения теплового баланса сушильной установки следует, что

$$I(I_2 - I_1) = \Delta, \quad (\text{VI.49})$$

откуда

$$I_2 = I_1 + \frac{\Delta}{I}. \quad (\text{VI.50})$$

Величина Δ может быть положительной или отрицательной:

при $\Delta > 0$ $I_2 > I_1$;

при $\Delta < 0$ $I_2 < I_1$;

при $\Delta = 0$ $I_2 = I_1$.

ИЗОБРАЖЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ СУШКЕ В $I-d$ -ДИАГРАММЕ

Построение процесса в $I-d$ -диаграмме для теоретической сушилки (рис. VI.4). Ранее по заданным значениям начальной температуры t_0 и начальной относительной влажности ϕ_0 было определено положение точки

ределяют положение точек A и C , характеризующих состояние соответственно свежего и отработанного воздуха.

Некоторая часть отработанного воздуха смешивается со свежим и направляется в калорифер. Точка M , соответствующая параметрам смеси, находится на прямой, соединяющей точки A и C .

Возможны два варианта расчета сушильных установок с рециркуляцией: в первом случае задана максимально допустимая температура смеси $t'_{см}$, которая зависит от вида высушиваемого материала, во втором случае известна кратность циркуляции.

При первом варианте расчета строят по приведенной ранее методике и в соответствии с заданными условиями теоретический процесс сушильной установки AB_1C . Далее для заданных условий работы строят процесс для реальной сушилки без рециркуляции.

Согласно этому же варианту, но по другой методике для определения положения линии $I_1 = \text{const}$ от точки C откладывают отрезок CC' , соответствующий разности энтальпий $I_2 - I_1$ и численно равный в масштабе диаграммы $\frac{\Delta}{T}$. Размер отрезка CC' в миллиметрах рассчитывают следующим образом:

$$CC' = \frac{\Delta}{TM_T}. \quad (\text{VI.52})$$

Отрезок CC' проводят параллельно линиям постоянных влагосодержаний и откладывают от точки C вверх, если $\Delta < 0 (I_1 > I_2)$, и вниз при $\Delta > 0 (I_1 < I_2)$. Через точку C' проводят линию $I = \text{const}$ до пересечения с линией $d_0 = \text{const}$. Полученная точка B характеризует состояние свежего воздуха после калорифера, а линия BC изображает процесс, протекающий в сушильной установке без рециркуляции отработанного воздуха. Процесс в сушильной камере с рециркуляцией отработанного воздуха также протекает вдоль линии BC . Однако смесь свежего и отработанного воздуха после калорифера поступает в сушильную камеру при температуре $t'_{см}$. Следовательно, точка B_1 , характеризующая состояние воздушной смеси перед поступлением в сушильную камеру, лежит на пересечении линии BC с изотермой $t'_{см}$. Поскольку воздух в калорифере подогревается при постоянном влагосодержании, точка M , характеризующая со-

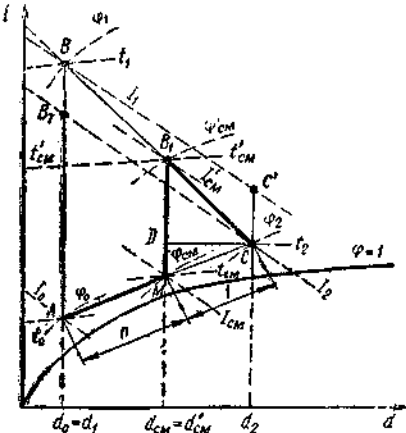


Рис. VI.5. Построение процесса в $t-d$ -диаграмме для реальной сушилки с рециркуляцией отработанного воздуха

став смеси свежего и отработанного воздуха перед калорифером, находится на пересечении линии $d'_{см} = \text{const}$ и линии AC . Процесс, протекающий в сушильной установке с рециркуляцией отработанного воздуха, изображается ломаной линией AMB_1C . Линия AM характеризует процесс смешения свежего и отработанного воздуха в соотношении $1:n$, где n — кратность смешения: $n = AM/MC$ (AM и MC — в миллиметрах). Кратность смешения можно определить также по уравнению (VI.14).

Методика построения процесса для сушильных установок с рециркуляцией при известной кратности смешения (второй вариант) аналогична рассмотренной ранее. На диаграмму наносят точки A и C , характеризующие состояние свежего и отработанного воздуха, и соединяют прямой линией. Далее строят процесс сушки в действительной сушилке без рециркуляции отработанного воздуха (ABC). Линию смешения AC делят на $n+1$ отрезков. На расстоянии одного отрезка от точки C находится точка M , которая характеризует состав смеси перед поступлением ее в калорифер. Далее определяют положение точки B_1 , характеризующее состояние смеси воздуха при поступлении в сушильную камеру (она лежит на пересечении линии BC с линией $d_{см} = \text{const}$). Зная кратность смешения n , параметры смеси можно определить аналитически по уравнениям

$$\begin{aligned} t_{см} &= \frac{t_0 + nt_2}{1+n}; \\ d_{см} &= \frac{d_0 + nd_2}{1+n}. \end{aligned} \quad (\text{VI.53})$$

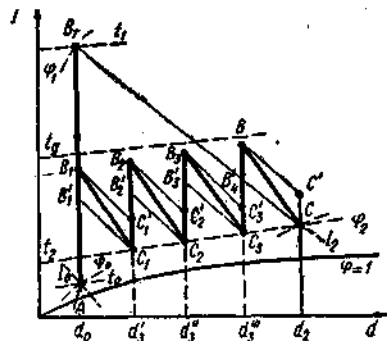


Рис. VI.6. Построение процесса в $t-d$ -диаграмме для реальной сушилки с промежуточным подогревом воздуха

Весь процесс, протекающий в реальной сушильной установке с рециркуляцией, изображается ломаной линией AMB_1C .

Построение процесса в $t-d$ -диаграмме для реальных сушилок с промежуточным подогревом воздуха в калориферах (рис. VI.6). Этот вариант процесса характерен для ленточных сушилок. Для расчета сушильной установки и построения процесса в $t-d$ -диаграмме необходимо знать параметры свежего и отработанного воздуха, количество зон сушильной камеры и распределение испаренной влаги по зонам, допустимую температуру воздуха, вступающего в контакт с материалом, t_g или температуру отработанного воздуха на выходе из каждой зоны.

Построение процесса начинают с изображения теоретического сушильного процесса AB_1C для заданных условий по приведенной методике. Определив общее количество испаренной влаги и приняв ее распределение $\frac{W_3}{W}$ в долях единицы по зонам, находят количество испаренной влаги для каждой зоны W_3 .

Распределение перепада влагосодержаний по зонам, исходя из баланса влаги, пропорционально количеству испаренной влаги в каждой зоне и равно

$$\Delta d_3 = \frac{d_2 - d_0}{W} W_3. \quad (\text{VI.54})$$

Проведя линии $d = \text{const}$ соответствующих влагосодержаний воздуха для каждой зоны на пересечении с линиями постоянных температур отработанного воздуха на выходе из зон, получают точки C_1, C_2, C_3 , характеризующие

дой зоны. Далее из точек C_1, C_2, C_3 проводят линии постоянных энталпий до пересечения с линиями постоянных влагосодержаний d_0, d_3', d_3'', d_3''' получают теоретический сушильный процесс в сушилке с промежуточным подогревом воздуха.

Для построения реального процесса необходимо определить общие затраты теплоты, связанные с нагревом материала, транспортных устройств тепловыми потерями в окружающую среду, распределив их соответственно по зонам. Так, для ленточных сушилок затраты теплоты на нагрев материала следует отнести к первой зоне сверху. Сюда же относят потери теплоты в окружающую среду через потолок камеры. Тепловые потери через пол камеры необходимо отнести к нижней зоне. Остальные потери теплоты в окружающую среду распределяют пропорционально количеству испаряемой влаги по зонам камеры. Теплоту, выносимую влагой материала, также распределяют пропорционально количеству испаренной влаги.

Определив общие потери теплоты каждой зоне и отнеся их к количеству испаряемой здесь влаги, находят Δ_3 - поправку для реального сушильного процесса каждой зоны. Затем по формуле (VI.52) рассчитывают размер отрезков, откладывают их на диаграмме и проводят через точки C' линии постоянных энталпий до пересечения с линиями $d_3 = \text{const}$. Полученные точки B_1, B_2, B_3, B характеризуют состояние воздуха на входе в соответствующую зону камеры. Температура воздуха не должна быть выше допустимой температуры сушки. Если по условию задана допустимая температура воздуха, поступающего из калорифера t_1 , то положение точек B_1, B_2, B_3, B определяется пересечением линий $t_g = \text{const}$ и $d_3 = \text{const}$. Рассчитав поправку для реального сушильного процесса зоны Δ_3 по методике, приведенной выше (с. 102), строят из точек B линии, характеризующие реальный процесс сушки в зоне, до пересечения с линией $d_3 = \text{const}$ последующей зоны. Полученные точки C_1, C_2, C_3, C характеризуют состояние воздуха на выходе из каждой зоны. Процесс, протекающий в реальной сушильной установке с промежуточным подогревом воздуха изобразится ломаной линией $AB_1C_1B_2C_2B_3C_3B$.

построение различных вариантов сушильного процесса позволяет наглядно представить изменение состояния воздуха в установке и установить основные его параметры.

Определив (если неизвестно из условия задания) с помощью диаграммы положение точки C и, соответственно, влагосодержание воздуха на выходе из сушильной камеры d_2 , по уравнению (VI.10) рассчитывают или уточняют удельный расход воздуха l . По формуле (VI.12) рассчитывают удельный расход смеси свежего и обработанного воздуха l_{Σ} в установках с рециркуляцией отработанного воздуха. Соответственно по формулам (VI.10) и (VI.15) находят полный расход воздуха L и общий расход циркулирующего воздуха L_{Σ} .

РАСЧЕТ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ В СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

Уравнение теплового баланса реальной сушильной установки имеет вид:

$$q_{\text{кал}} = l(I_2 - I_0) + (q_m + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}}) - q_{\text{доп}} - c_W \theta_1, \quad (\text{VI.55})$$

где I_2 — энтальпия воздуха на выходе из сушильной камеры, кДж/кг с. в;

$q_{\text{кал}}$ — удельное количество теплоты, сообщенное воздуху в калорифере, кДж/кг. вл:

$$q_{\text{кал}} = l(I_1 - I_0), \quad (\text{VI.56})$$

где I_0, I_1 — энтальпии свежего воздуха до калорифера и после него, кДж/кг с. в.

Уравнение (VI.55) можно записать следующим образом:

$$q_{\text{кал}} = l(I_2 - I_0) - \Delta. \quad (\text{VI.57})$$

Таким образом, удельное количество теплоты, сообщенное воздуху в калорифере, можно рассчитать аналитически по уравнениям (VI.56) и (VI.57) или определить с помощью $l-d$ диаграммы.

Полный расход теплоты в калорифере

$$Q_{\text{кал}} = q_{\text{кал}} W. \quad (\text{VI.58})$$

Удельный расход теплоты в калорифере при сушке с рециркуляцией отработанного воздуха

$$q_{\text{кал}} = l_{\Sigma} (I'_{\text{см}} - I_{\text{см}}), \quad (\text{VI.59})$$

где $I_{\text{см}}, I'_{\text{см}}$ — энтальпии смеси воздуха до калорифера и после него, кДж/кг с. в.

Удельный расход теплоты на нагрев смеси свежего и отработанного воздуха можно определить также по $l-d$ диаграмме (рис. VI.5):

$$q_{\text{кал}} = \frac{MB_l}{CD} m, \quad (\text{VI.60})$$

где $m = 1000 \frac{M_l}{M_d}$ — масштабный фактор диаграммы, в которой производится построение.

Полный расход теплоты в калорифере для сушилок с рециркуляцией отработанного воздуха рассчитывают по формуле (VI.58) или из выражения

$$Q_{\text{кал}} = L_{\Sigma} (I'_{\text{см}} - I_{\text{см}}). \quad (\text{VI.61})$$

Суммарный удельный расход теплоты в сушильной установке с промежуточным подогревом воздуха в калорифере можно найти по формуле (VI.57), а общий расход теплоты в сушильной установке — по формуле (VI.58).

Удельный расход теплоты на нагрев воздуха в каждой зоне сушильной установки с промежуточным подогревом воздуха, отнесенный к количеству испаренной влаги в этой зоне, определяют по такой, общей для всех зон, формуле:

$$q_{\text{калз}} = \frac{l_{1з} - l_{0з}}{d_{2з} - d_{1з}} 1000, \quad (\text{VI.62})$$

где $l_{0з}, l_{1з}$ — энтальпия воздуха соответственно на входе и выходе из калорифера каждой зоны, кДж/кг с. в;

$d_{1з}, d_{2з}$ — влагосодержания воздуха на входе и выходе из соответствующей зоны сушильной камеры, г/кг с. в.

Умножив найденные значения удельного расхода теплоты в каждой зоне на количество испаренной здесь влаги, получают общий расход теплоты в калорифере каждой зоны. Затем суммируют общие расходы теплоты каждой зоны и находят общий расход теплоты в сушильной установке. Полученный результат должен соответствовать значению общего расхода теплоты, найденному по уравнению (VI.58).

Если в сушильной установке применяется дополнительный подогрев воздуха непосредственно в сушильной камере, то, согласно уравнению (VI.55),

$$q_{\text{доп}} = l(I_2 - I_1) + (q_m + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}}) - c_W \theta_1. \quad (\text{VI.63})$$

Построив процесс, протекающий в сушильной установке, в $l-d$ диаграмме, можно с помощью графика определить количество теплоты, вносимое в сушильную камеру (в сушилках с дополнительным подогревом воздуха не-

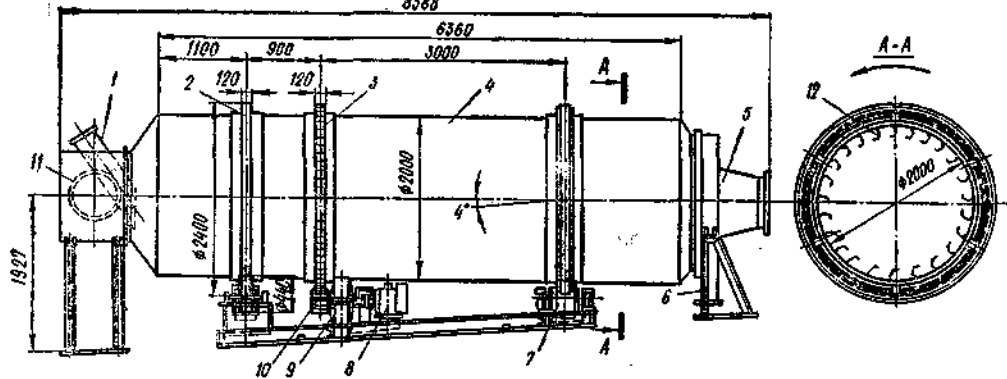


Рис. VI. 7. Барабанная сушилка для сушки сахара:

1 — загрузочный патрубок; 2 — бандаж; 3, 10 — шестерни; 4 — стальной цилиндрический корпус; 5 — патрубок для подвода горячего воздуха; 6 — выгрузочный патрубок; 7 — ролики; 8 — электродвигатель; 9 — редуктор; 11 — патрубок для отвода воздуха; 12 — лопасть насадки

посредственно в камере), отнесенное 1 кг испаренной влаги (см. рис. VI.4):

$$q_{доп} = m \frac{BB_1'}{C_1 D} + (q_m + q_{тр} + q_{пот}) - c_w \theta_1, \quad (VI.64)$$

Общий удельный расход теплоты в сушильной установке с учетом дополнительно подведенной теплоты составит

$$q_{кал} = m \frac{AB_1'}{C_1 D}. \quad (VI.65)$$

РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШКИ МАТЕРИАЛОВ В РАЗРЫШЕННОМ СЛОЕ

К установкам этого типа относятся барабанные, шнековые, каскадные, роторные установки. В пищевой промышленности применяются преимущественно барабанные сушильные установки (рис. VI.7).

Барабанные сушилки применяют для сушки зерна, сахара, жома, крахмала, казеина и других материалов. Основной их элемент — горизонтальный или слегка наклонный ($0,5-5^\circ$) в сторону движения материала барабан, враща-

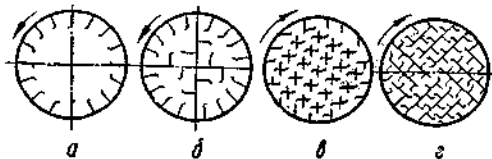


Рис. VI.8. Схема внутренних насадок барабанной сушилки:

а — подъемно-лопастная система (для крупнокусковых материалов); б — секторная (для крупнокусковых с малой сыпучестью и большой объемной массой); в — распределительная (для мелкокусковых с хорошей сыпучестью); г — распределительная (для материалов, образующих много пыли)

ющийся с частотой $1-8 \text{ мин}^{-1}$. Внутри барабана в зависимости от вида высушиваемого материала устанавливают разного типа насадки или лопасти (рис. VI.8), способствующие лучшему контакту материала и сушильного агента. Высушиваемый материал и воздух могут перемещаться в барабане в прямоточном и противоточном направлениях.

Одна из важнейших характеристик барабанных сушилок — напряжение барабана по влаге A , т. е. количество влаги, испаряемое в 1 м^3 объема барабана за 1 ч. Значение A зависит от типа материала, размеров его частиц, а также от параметров сушильного агента. Эта величина определяется экспериментально и лежит в пределах $6-50 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$. Значения A для некоторых пищевых продуктов при определенных условиях сушки приведены в табл. VI.1.

Расчет барабанных сушилок производится аналитически и графически с помощью $l-d$ -диаграммы. Производительность сушильной установки по сырому и высушенному материалу рассчитывают по формулам (VI.1) и (VI.2), количество испаренной влаги — по уравнениям (VI.3), (VI.4), (VI.5). Основные параметры влажного воздуха определяют при заданных условиях сушки.

Время сушки (в минутах) материала в барабанных сушилках рекомендуется рассчитывать по уравнению

$$\tau = 120 \frac{\beta \rho_H}{A} \frac{w_1 - w_2}{[200 - (w_1 + w_2)]}, \quad (VI.66)$$

где β — коэффициент заполнения материала, т. е. отношение площади се-

Продукт	Сушильный агент	Влажность материала, %		Температура сушильного агента, °C		$A = \frac{W}{V_0} = \frac{W}{V_0 \times \rho}$ кг/(м³·ч)	Конструкция сушилки и насадки (рис. VI.8)	
		w_1	w_2	t_1	t_2			
Сахар-песок	Воздух	3	0,15	100	40	8—9	Однobarабанная (а, б) Двухбарабанная: 1-й барабан (а) 2-й барабан (а)	
	То же	1,5—1,7 0,5	0,5 0,1	100—125 20	75—85 35	7 —		
Крахмал:	»	картофельный	35—38	21	110	35—40	8	Однobarабанная То же
		маисовый	34—35	14	110	35—40	6	
Глюкоза	»	14—15	8,5—9	55	35	6	»	
Соль поваренная	Дымовые газы	4—6	0,2	150—200	40	7	»	
Жом	То же	84	12	750	125	185	Однobarабанная (а и б)	
То же	»	84	12	400	100	100	То же	
»	»	84	12	300	90	80	»	
Рожь, пшеница	»	20	12	120	50	20—30	Однobarабанная (б)	
Пшеница	»	20	14	150—200	50—80	20—30	То же	
Мезга кукурузная	»	68	12	300	100	40—50	»	
То же	»	60 25—30	25—30 10—15	600 600	100 100	100 45	Двухбарабанная: 1-й барабан 2-й барабан	
Кукурузные ростки	»	54—58	1—1,2	450	100	50	Однobarабанная	
Молочный сахар	Воздух	12	1,5	140—150	70	14—18	То же	
Казеин	То же	60	10	90	50	12—14	»	

чения барабана, заполненного материалом, к площади поперечного сечения барабана; принимается для подъемно-лопастной насадки $\beta = 0,05 \dots 0,2$, распределительной $0,15 \dots 0,25$, при сушке сахара-песка $0,04$, жома $0,178 \dots 0,225$; ρ_n — средняя насыпная масса материала, кг/м³; w_1, w_2 — начальная и конечная влажность материала, %;

A — напряжение объема барабана по влаге, кг/(м³·ч).

При расчете времени сушки и габаритных размеров барабана предварительно задаются напряжением объема барабана по влаге A . Объем барабана

$$V_0 = \frac{W}{A}, \quad (\text{VI.67})$$

или

$$V_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} L_0, \quad (\text{VI.68})$$

где D_0, L_0 — соответственно диаметр и длина барабана, м.

Необходимый диаметр сушильного барабана можно рассчитать исходя из объемного расхода воздуха V (VI.16), если известны параметры на входе в сушильную камеру и выходе из нее:

$$D_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V}{(1-\beta)v}}, \quad (\text{VI.69})$$

где β — коэффициент заполнения барабана;

v — скорость воздуха в барабане, м/с; обычно $v = 0,5 \dots 3$ м/с; при сушке сахара $v = 0,5 - 1$ м/с, казеина и молочного сахара $1 \dots 1,5$, жома $1,5 \dots 2,5$ м/с.

Если параметры воздуха на выходе из сушильного барабана неизвестны, в первом приближении их можно определить, построив теоретический сушильный процесс.

Расчитав диаметр барабана и приняв его окончательно согласно нормам (рекомендуемые диаметры барабанов сушилок, мм: 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2400, 2800), по формуле (VI.68) определяют длину барабана. Отношение длины барабана к его диаметру должно составлять $L_0/D_0 = 3,5 \dots 7$. Длину барабана рекомендуется принимать равной, мм: 4000; 6000; 8000; 10 000; 12 000; 14 000; 16 000. Определив габаритные размеры барабана и уточнив его объем, рассчитывают время сушки в минутах:

$$\tau = \frac{V_0 \beta}{V_m}, \quad (\text{VI.70})$$

где V_m — объемная масса влажного материала, подаваемая в сушильную камеру:

$$V_m = \frac{G_1}{60 \rho_n}, \quad (\text{VI.71})$$

ρ_n — плотность влажного материала, кг/м³.

$$n = \frac{mkL_0}{\tau D_0 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (\text{VI.72})$$

где m , k — коэффициенты, зависящие от типа насадки барабана и характера движения продукта и сушильного агента в сушилке: для подъемно-лопастной насадки $m = 0,5 \dots 0,6$, для секторной 1, для комбинированной 0,75; при прямотоке воздуха и материала $k = 0,2 \dots 0,7$, при противотоке 0,5...2,0; α — угол наклона барабана.

Мощность, потребную для вращения барабана, ориентировочно определяют по формуле

$$N = 0,0013 D_0^3 L_{\text{барабана}}, \quad (\text{VI.73})$$

где n — число оборотов барабана в минуту;

σ — коэффициент мощности, зависящий от типа насадки и коэффициента заполнения материала β :

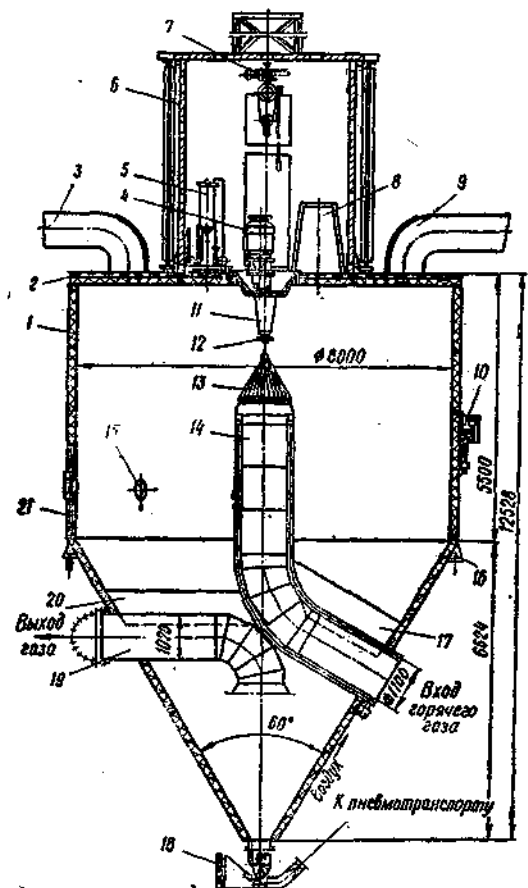


Рис. VI.9. Распылительная сушилка СРЦ-1600: 1 — корпус сушильной камеры; 3 — перекрытие камеры; 3, 9 — штурупы предохранительных клапанов; 4 — электродвигатель; 5 — масляный фильтр; 6 — шатер; 7 — электроваль; 8 — подставка; 10 — вибратор; 11 — центробежный распыляющий механизм; 12 — распыляющий диск; 13 — захлывающаяся головка; 14 — трубопровод для сушильного агента; 15 — окно; 16 — опора сушильной камеры; 17, 20 — защитные козырьки; 18 — выгрузчик к пневмотранспорту; 19 — трубопровод отработанного агента; 21 — дверь

для подъемно-лопастной насадки при $\beta = 0,1$ $\sigma = 0,038$; $\beta = 0,25$ $\sigma = 0,071$;

для распределительной насадки при $\beta = 0,1$ $\sigma = 0,013$; $\beta = 0,25$ $\sigma = 0,044$.

Тепловой расчет процесса, протекающего в барабане, выполняется так же, как для сушильной камеры. Поправку для реального сушильного процесса, отнесенную к 1 кг испаряемой влаги, рассчитывают по формулам (VI.27) и (VI.47). Удельные потери теплоты, связанные с нагревом транспортных устройств, в барабанных сушилках отсутствуют.

В барабанных сушильных установках происходит реальный сушильный процесс. В $I-d$ -диаграмме для барабанных сушильных установок при заданных условиях он строится аналогично рассмотренному ранее методу. Далее по формулам (VI.9) и (VI.10) определяют удельный и общий расход абсолютно сухого воздуха, а по формуле (VI.16) — объемный расход воздуха V . Удельный расход теплоты в калорифере для заданных условий работы рассчитывают по формулам (VI.56) и (VI.57), а общее количество теплоты, сообщаемое воздуху в калорифере, — по формуле (VI.58).

РАСЧЕТ РАСПЫЛИТЕЛЬНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Распылительные сушилки (рис. VI.9) в пищевой промышленности применяются для сушки жидких продуктов: молока, молочных продуктов, яиц, кормовых дрожжей, крови, фруктовых и томатных соков и т. д. По конструкции они представляют собой камеру, в верхней части которой материал распыляется под давлением с помощью механических или пневматических форсунок, центробежными дисковыми распылителями или ультразвуковыми устройствами. Благодаря высокой дисперсности материала и развитой поверхности контакта сушка происходит очень быстро. По данным М. Е. Лурье, продолжительность сушки в распылительных сушилках при прямотоке материала и сушильного агента составляет 4,3 с, при противотоке 2,4 с. Общее время пребывания частиц в сушильной камере равно 15—20 с.

Основная характеристика распылительных сушильных установок — количество влаги, испаряемой в 1 м^3 су-

Таблица VI.2

Высушиваемый материал	Конструкция сушилки	Способ распыления	$t_1, ^\circ\text{C}$	$G_1, \text{кг/ч}$	$w_1, \%$	$W, \text{кг/ч}$	$A, \text{кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}$	$D_K, \text{м}$
Молоко	ОСР	Механический	135—140	100	50	50	2,78	2,9
»	ОСС-500	Дисковый	180	1000	48—50	500	5	5
»	ЦАН	»	150	550	54	300	4	4,5
»	Лурги	»	140	—	57	—	3	5
»	Лува	»	150	—	—	300	3	5,4
Кровь	ОСР	Механический	150	—	84	80	3,7	2,9
»	НЕМО	Дисковый	140	90	89	80	2,5	2,9
»	»	»	140	430	84	360	4,2	4,7
»	Геринг	Механический	135	1100	75	800	3,7	6
Кормовые дрожжи	ВНИИПрБ	Дисковый	300	2550	92	2300	9,5	6,6
То же	»	Механический	400—450	3520	92	3200	6,3	7,5
»	СРЦ-1600	Дисковый	300	2500	88	2167	5,35	8
»	»	»	350	5200	90	4000	7,5	10
»	Ниро-Атомайзер	»	300	2300	80	1800	4,5	7,5
»	СРЦ-1600	»	270—300	—	92—97	1600—2000	4,1—5,1	8
Ферментный раствор	ВНИИЭКИ	»	120—160	518	97	500	2,5	6,3
Крупа	продмаш	»	»	»	»	»	»	»
Крупа	НЕМО	»	140	550	55	300	4,1	4,5
Томаты	Лува	»	135—145	300—320	—	300	3	5,4
Зеленый горошек	»	»	135—145	320—360	78	3000	3	5,4
Кабачки	»	»	135—145	250—300	93,5	3000	3	5,4
Шпинат	»	»	140—150	300—350	93	300	3	5,4

сушильной камеры за 1 ч, т. е. напряженности объема сушилки по влаге A .

Расчет распылительной сушильной установки предусматривает определение производительности установки по влажному и высушенному материалу по формулам (VI.1) и (VI.2) и количества испаренной влаги по формулам (VI.3), (VI.4), (VI.5). Определяют основные параметры воздуха при заданных условиях сушки.

Упрощенный расчет сушильной камеры распылительной сушилки выполняют на основании экспериментально полученных значений напряженности объема сушилки по влаге A , которое зависит от свойств высушиваемого материала и условий сушки и колеблется в пределах 2—25 кг/(м³·ч).

В зависимости от начальной температуры сушильного агента A рекомендуется принимать:

$t_1, ^\circ\text{C}$	100	120	130	140	150	200	300—400	500—700
A	2	2,4	2,8	3,2	3,6	5	6—12	15—25

Напряжения объема сушильной камеры и основные показатели работы промышленных распылительных сушильных установок при сушке пищевых продуктов представлены в табл. VI.2, VI.3.

Таблица VI.3

Параметр	$W, \text{кг/ч}$							
	50	100	200	400	800	1600	3200	6300
$V_K, \text{м}^3$	12	24	50	98	199	402	785	1470
$D_K, \text{м}$	2,5	3,2	4	5	6,5	8	10	12,5
$H_K, \text{м}$	2,5	3	4	5	6	8	10	12

Приняв напряженность объема сушилки по влаге, определяют объем сушильной камеры:

$$V_K = \frac{W}{A} \quad (\text{VI.74})$$

Объем камеры можно также рассчитать исходя из количества теплоты, затраченной на нагревание материала и испарение влаги $Q_{\text{суш}}$:

$$V_K = \frac{Q_{\text{суш}}}{\alpha_v \Delta t_{\text{ср}}} \quad (\text{VI.75})$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур воздуха и высушиваемого материала на входе в сушильную камеру и выходе из нее;

α_v — объемный коэффициент теплообмена, Вт/(м³·К); расчет α_v приводится в специальной литературе [7.12]

применительно к раствору стрептомицина и другим химическим материалам.

Объемный коэффициент теплообмена α_v связан с коэффициентом теплоотдачи α , отнесенным к единице поверхности испарения, уравнением

$$\alpha_v = \alpha \frac{f}{V_k}, \quad (VI.76)$$

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

f — суммарная поверхность частиц, находящихся во взвешенном состоянии в сушильной камере, м².

Объемный коэффициент теплообмена, таким образом, можно определить при известных α и V_k . Следовательно, объем сушильной камеры при сушке пищевых продуктов целесообразно рассчитывать исходя из опытного значения A по формуле (VI.74).

Габаритные размеры сушильной камеры рассчитывают исходя из соотношения

$$k = H_k / D_k,$$

где H_k — высота камеры, м;
 D_k — диаметр камеры, м:

$$D_k = \sqrt{\frac{V_k}{\frac{\pi}{4} k}}. \quad (VI.77)$$

Для форсуночных сушилок отношение высоты сушильной камеры к ее диаметру обычно составляет 1,5—2,5 (причем, чем больше производительность сушилки и меньше начальная влажность раствора, тем меньше значение k). Для получения крупных частиц (гранул) при грубом распыле необходимо, чтобы $k \geq 5$. По нормалам НИИхиммаша $k \approx 2,5$. Для сушильных установок с дисковым распылителем, в которых факел распыла находится в горизонтальной плоскости, $k = 0,8 \dots 1$. При этом расстояние от верхнего перекрытия до уровня диска принимают равным 1—1,5 м.

Необходимый диаметр сушильной камеры определяют исходя из удельного и объемного расхода воздуха V , рассчитываемого по формуле (VI.16) при известных параметрах воздуха на входе в сушильную камеру и выходе из нее.

Сечение сушильной камеры

$$F_k = \frac{V}{3600v}, \quad (VI.78)$$

где v — заданная скорость воздуха в сушильной камере; обычно $v = 0,2 \dots 0,5$ м/с, при сушке молока $v = 0,18 \dots 0,25$ м/с.

Скорость воздуха ориентировочно можно определить по эмпирической формуле

$$v = 0,0127 \sqrt{W}, \quad (VI.79)$$

где W — количество испаренной влаги, кг/ч.

Тогда диаметр камеры

$$D_k = \sqrt{\frac{4F_k}{\pi}}. \quad (VI.80)$$

Диаметр сушильной камеры проверяют по факелу распыла. Известен ряд формул, позволяющих определить диаметр или радиус факела распыла, одной из которых является выражение [9]

$$R_\phi = \frac{21,7d_p^{CP}}{c\rho_v} \sqrt{g \frac{w_n}{w_k}}, \quad (VI.81)$$

где d — диаметр капли, м;

ρ_M^{CP} — средняя плотность распыляемого материала, кг/м³;

$$\rho_M^{CP} = \frac{\rho_M^n + \rho_M^k}{2};$$

ρ_M^n, ρ_M^k — плотность материала соответственно в начале и в конце процесса, кг/м³;

c — коэффициент, $c = 1,3$;

ρ_v — плотность воздуха, кг/м³;

w_n — начальная скорость полета капли, м/с;

w_k — конечная скорость полета капли, м/с (рекомендуется принимать равной 0,4 м/с).

Начальная скорость полета капли, ее диаметр и соответственно радиус факела распыла определяются конструкцией распыливающего устройства. При дисковом распылении w_n можно принять равной окружной скорости вращения диска, которая в современных установках достигает 200 м/с. Минимальная окружная скорость диска должна быть не менее 50 м/с. Обычно ее принимают равной 130—150 м/с, а диаметр диска 270—320 мм. Частота его вращения колеблется в пределах 6000—45 000 мин⁻¹. Задав окружную скорость и установив размеры диска, находят его частоту вращения и рассчитывают привод.

Диаметр капли можно рассчитать с помощью эмпирических формул, включающих основные определяющие параметры. Так, при форсуночном распылении

$$d = k \frac{8\gamma}{\rho_s w^2}, \quad (VI.82)$$

где ω — скорость вылета капли из форсунки, м/с;

σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м;

k — коэффициент, зависящий от свойств жидкости и степени сгущения и определяемый опытным путем: для молока $k = 3$, воды 2,5, этилового спирта 3,5, глицерина 5.

При дисковом распылении

$$d = 98,5 \frac{1}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_m^H R D g}}, \quad (VI.83)$$

где n — частота вращения диска, мин⁻¹;

ρ_m^H — начальная плотность материала, кг/м³;

R_D — радиус диска, м.

Диаметр капель, рассчитываемый по формуле (VI.83), соответствует размеру наибольших капель. В. Д. Андреев рекомендует формулу

$$d = \frac{0,0425}{\sqrt{\rho_m^H \omega^2}}. \quad (VI.84)$$

Средний диаметр капель в механических форсунках при давлении 5—20 МПа составляет 20—100 мкм, в пневматических при давлении 0,15—0,7 МПа 6—70, в дисковых 5—100 мкм.

Надежная работа сушильной камеры, без отложений продукта на стенках, обеспечивается при условии, что R_ϕ составляет ориентировочно 0,8 радиуса камеры. Обычно принимают $D_k = (2, 8 \dots 3,5) R_\phi$.

Определив диаметр сушильной камеры, рассчитывают ее высоту:

$$H_k = \frac{V_{\text{кон}}}{\frac{\pi}{4} D_k^2}$$

Если сушильная камера снабжена усеченным конусом, объем конической части определяют по формуле

$$V_{\text{кон}} = \frac{1}{3} \pi H_{\text{кон}} \{R_k^2 + r_{\text{кон}}^2 + R_k r_{\text{кон}}\}, \quad (VI.85)$$

где R_k — радиус камеры, м;

$r_{\text{кон}}$ — наименьший радиус конуса, м;

$H_{\text{кон}}$ — высота конуса, м.

Объем цилиндрической части сушильной камеры

$$V_{\text{ц}} = V_k - V_{\text{кон}},$$

а высота ее

$$H_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\frac{\pi}{4} D_k^2}$$

Определив габаритные размеры сушильной камеры и выбрав конструкцию ограждения (в качестве изоляционного материала чаще всего используют стекловолно), выполняют тепловой расчет установки; находят поправку для реального сушильного процесса Δ , $q_{\text{тр}} = 0$; строят реальный сушильный процесс в $l-d$ -диаграмме; определяют удельные и полные расходы теплоты, абсолютно сухого воздуха и объемный расход воздуха V .

Скорость воздуха в сушильной камере

$$v = \frac{V}{3600 \frac{\pi}{4} D_k^2}. \quad (VI.86)$$

Удельные потери теплоты в окружающую среду рассчитывают при известной скорости воздуха в сушильной камере, которую, если неизвестны параметры воздуха на выходе из сушильной камеры, приближенно можно определить, построив теоретический сушильный процесс.

Скорость воздуха в сушилках с восходящим потоком должна быть меньше скорости витания частиц: $v \leq v_{\text{вит}}$; $v_{\text{вит}}$ ориентировочно можно определить исходя из закона Стокса:

$$v_{\text{вит}} = \frac{g d^2 (\rho_m^k - \rho_b)}{18 \mu_b} \quad (VI.87)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²;

d — диаметр частицы, м;

ρ_m^k — конечная плотность высушенного материала, кг/м³;

ρ_b — плотность воздуха, кг/м³;

μ_b — вязкость воздуха, Па·с.

Конструктивный расчет распылительных устройств обычно сводится к определению формы и размера отверстий в дисках и форсунках [3, 7, 9, 12, 18].

Производительность механической форсунки определяют по формуле

$$V_1 = \mu F \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_m^H}}, \quad (VI.88)$$

где μ — коэффициент расхода; $\mu = 0,6 \dots 0,75$;

F — площадь сечения отверстия форсунки, м²;

ΔP — перепад давления в форсунке, Н/м²;

ρ_m^H — плотность раствора, кг/м³.

Из этого выражения по заданной объемной производительности и перепаду давления рассчитывают суммар-

ную площадь сечения выходных отверстий форсунок и количество форсунок. Диаметр отверстия форсунки обычно составляет 0,4—0,9 мм. Методика расчета мощности, затрачиваемой на вращение диска, при дисковом распылении, а также мощности насоса при форсуночном распылении приведена в специальной литературе [1, 7, 9, 12, 18].

РАСЧЕТ И ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Сушильная установка комплектуется необходимым вспомогательным оборудованием — калориферами для подогрева воздуха, вентиляторами, подающими и отсасывающими воздух, пылеулавливающими устройствами.

Расчет и выбор калориферов. В сушильных установках пищевой промышленности для нагрева воздуха применяют газовые, паровые и водяные калориферы. Газовые калориферы обычно представляют собой пучок стальных труб, в котором воздух обогревается газом. Для нагрева воздуха паром и горячей водой устанавливают пластинчатые калориферы (преимущественно марки КФ) и оребренные (марки КФС). Основной величиной, по которой выбирается калориферная установка, является необходимая поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q_{\text{кал}}}{3,6K\Delta t_{\text{ср}}}, \quad (\text{VI.89})$$

где $Q_{\text{кал}}$ — количество теплоты, сообщаемое воздуху в калорифере, кДж/ч;
 $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя для всей поверхности разность температур теплоносителя и воздуха, рассчитываемая как среднеарифметическая, °С;

K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); рассчитывается через коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

Коэффициент теплопередачи K для калориферов, выпускаемых промышленностью, при паровом обогреве рекомендуется определять по соответствующим эмпирическим формулам [3, 21].

Для пластинчатых калориферов

$$K = 1,162(2 + 7\sqrt{v_k}),$$

где v_k — скорость движения воздуха в калорифере, м/с.

При массовой скорости воздуха (ρv_k) = 5 ... 15 кг/(м²·с) для калориферов КФС и КФБ $K = 10 (\rho v_k)^{0,42}$; для КФСО и КФБО — $10 (\rho v_k)^{0,68}$, для СТД = 3009 — $13 (\rho v_k)^{0,43}$.

Скорость v_k можно рассчитать исходя из количества воздуха и живого сечения калорифера, которое неизвестно. Поэтому обычно значением v_k предварительно задаются. Массовая скорость в калориферах находится в пределах 7—12 кг/(м²·с).

Рассчитав коэффициент теплопередачи и выбрав тип калорифера, по формуле (VI.89) определяя необходимую поверхность нагрева калориферной установки F . Сведения об основных размерах калориферов приведены в литературе [2, 17, 19, 21]. Выбрав модель калорифера и рассчитав потребное их количество по формуле $n = F/F_k$ (F_k — поверхность нагрева одного калорифера, м²), в зависимости от расхода воздуха и принятой скорости воздуха в калорифере komponуют калориферную батарею. Схема установки калориферов (последовательное или параллельное их расположение по ходу воздуха) определяется размерами калорифера и допустимым гидравлическим сопротивлением. Более трех калориферов последовательно устанавливать не следует.

Далее уточняют скорость воздуха v_k и вновь рассчитывают K и F . Если расхождение велико, расчет повторяют с новым приближением.

По аналогичной методике выбирают водяные калориферы. Газовые калориферы проектируют исходя из конструкции сушильной камеры.

Расчет и выбор вентиляторов. В сушильных установках применяют осевые и центробежные вентиляторы. Осевые вентиляторы целесообразно использовать при относительно больших объемах воздуха и небольшом давлении, центробежные — при высоком давлении.

При выборе вентилятора исходят из часового объемного расхода воздуха в сушильной установке и давления, затрачиваемого на преодоление сопротивления прохождению воздуха. Объемный расход воздуха рассчитывают применительно к летним условиям работы.

Давление, создаваемое вентилятором, складывается из скоростного (динамического) перепада давлений и статического сопротивления (сушильной установки):

$$\Delta P_{\text{л}} = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{ст}}. \quad (\text{VI.90})$$

Скоростной перепад давлений рассчитывают по формуле

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (\text{VI.91})$$

скорости воздуха в сушильной камере, м/с;

ρ — плотность воздуха при температуре сушки, кг/м³.

Потеря давления, обусловленная сопротивлением сушильной установки, представляет собой сумму следующих элементов:

$$\Delta P_{\text{ст}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{с}} + \Delta P_{\text{кал}} + \Delta P_{\text{ц}}, \quad (\text{VI.92})$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ — сопротивление трения воздуха о стенки трубопроводов, Па;

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (\text{VI.93})$$

$\Delta P_{\text{м}}$ — сопротивление, обусловленное суммой местных сопротивлений, Па;

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (\text{VI.94})$$

λ — коэффициент сопротивления трению, зависящий от диаметра трубы d и скорости воздуха v на соответствующем участке трубопровода;

l — длина трубопровода, м;

$\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений;

$\Delta P_{\text{с}}$ — сопротивление сушильной камеры, обусловленное сопротивлением, которое создает материал при прохождении через него воздуха, и конструктивными особенностями камеры.

Сопротивление барабанной сушилки рекомендуется принимать в пределах 100—200 Па при скорости воздуха $v = 2$ м/с; сопротивление вагонетки с материалом 30—50 Па; сопротивление распылительных сушилок до 1000 Па.

Сопротивление слоя зернистого материала при продувании через него воздуха

$$\Delta P_{\text{с}} = A h v^n, \quad (\text{VI.95})$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к сечению камеры, м/с;

h — толщина слоя, м;

A , n — коэффициенты, зависящие от размера, формы и степени уплотнения материала.

Сопротивление сеток при перпендикулярном направлении потока воздуха рассчитывают по формуле (VI.94); для металлических сеток $\xi = 0,05 \dots 0,08$. Сопротивление псевдооживленного слоя для идеального случая [5]

$$\Delta P_{\text{с}} = h (\rho_{\text{м}} - \rho_{\text{в}}) g (1 - \varepsilon), \quad (\text{VI.96})$$

где h — высота кипящего слоя, м;

$\rho_{\text{м}}$, $\rho_{\text{в}}$ — плотности материала и воздуха, кг/м³;

ε — порозность слоя (относительная величина пустот в слое).

Плотность ρ уравнение (VI.95) высоту и ε_0 — порозность неподвижного слоя, можно определить сопротивление неподвижного слоя материала.

Сопротивление калорифера $\Delta P_{\text{кал}}$ определяется скоростью воздуха в его свободном сечении $v_{\text{к}}$. Для пластинчатых калориферов $\Delta P_{\text{кал}} \approx 0,55 v_{\text{к}}^2$.

В зависимости от типа калорифера сопротивление можно определить по следующим формулам, Па:

$$\text{для КФС } \Delta P_{\text{кал}} = 2,26 (\rho v_{\text{к}})^{1,7};$$

$$\text{для КФБ } \Delta P_{\text{кал}} = 2,75 (\rho v_{\text{к}})^{1,7};$$

$$\text{для КФСО } \Delta P_{\text{кал}} = 3,64 (\rho v_{\text{к}})^{1,85};$$

$$\text{для КФБО } \Delta P_{\text{кал}} = 4,42 (\rho v_{\text{к}})^{1,85}.$$

Для последовательно установленных калориферов $\Delta P_{\text{кал}}$ умножают на число калориферов.

Величина $\Delta P_{\text{ц}}$ характеризует сопротивление пылеулавливающих устройств, в качестве которых применяются пылесадительные камеры, матерчатые фильтры, электрофильтры, инерционные и центробежные циклоны (наиболее распространенные). Для циклонов $\Delta P_{\text{ц}}$ рассчитывают по формуле (VI.94). Коэффициент сопротивления циклона ξ зависит от его конструкции.

По объемному расходу воздуха и $\Delta P_{\text{ц}}$ с помощью таблиц или графических характеристик подбирают тип и номер вентилятора [2, 6, 19, 21]. Если реальные условия процесса отличаются от стандартных условий чистого воздуха, для которых составлены характеристики вентилятора, найденные значения $\Delta P_{\text{ц}}$ следует пересчитать применительно к стандартным.

Выбранная модель вентилятора должна иметь КПД не менее 0,9. В литературе [6, 19, 21] содержится упрощенная методика подбора и расчета осевых вентиляторов.

Мощность, потребляемую вентилятором, рассчитывают по формуле

$$N = \frac{V \Delta P_{\text{ц}}}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}}, \quad (\text{VI.97})$$

где $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентилятора; $\eta_{\text{в}} = 0,5 \dots 0,7$;

$\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи; $\eta_{\text{п}} = 0,95 \dots 1$.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ЛЕНТОЧНАЯ СУШИЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ СУШКИ КОРОТКОРЕЗАННЫХ МАКАРОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Требуется рассчитать и спроектировать ленточную сушилку типа СПК для сушки макарон производительностью 8000 кг.

начальная влажность макаронных изделий $w_1 = 31\%$;

конечная влажность $w_2 = 13\%$;

параметры воздуха, поступающего в сушильную камеру: $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $\varphi_0 = 60\%$;

параметры воздуха на выходе из сушильной установки: $t_2 = 48^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 65\%$.

Сушилка типа СПК состоит из пяти ленточных транспортеров, наклонного транспортера, вентиляционной системы, паровых калориферов. Каркас сушилки сборный металлический, выполнен из профильного и листового проката, снаружи облицован металлическими щитами и снабжен дверьми.

Расчет производительности ленточной сушилки и количества испаренной влаги. Производительность ленточной сушилки по влажному материалу определяют по формуле (VI.2):

$$G_1 = \frac{8000}{24} \frac{100-13}{100-31} = 421 \text{ кг/ч.}$$

Часовая производительность по высушенному материалу — 334 кг/ч. Количество удаляемой влаги, согласно (VI.4), составляет

$$W = 334 \cdot \frac{31-13}{100-31} = 87 \text{ кг/ч.}$$

Влага из высушиваемого материала в ленточных сушилках испаряется по зонам неравномерно. При этом максимальное количество влаги удаляется с первых по ходу поступления материала лент. На основании опытных данных об эксплуатации ленточных сушилок СПК-4Г-45 примем следующее распределение испаренной влаги по зонам (W_z/W), начиная с первой ленты сверху: I — 0,35; II — 0,32; III — 0,2; IV — 0,08; V — 0,05.

Зная общее количество испаренной влаги, рассчитаем количество влаги, удаляемое при сушке в каждой зоне (номера зон определены в направлении поступления воздуха):

$$W_1 = 87 \cdot 0,05 = 4,35 \text{ кг/ч; } W_2 = 6,95 \text{ кг/ч; } W_3 = 17,4 \text{ кг/ч; } W_4 = 27,8 \text{ кг/ч; } W_5 = 30,5 \text{ кг/ч.}$$

Определение основных параметров влажного воздуха. По известным температуре и относительной влажности с помощью уравнений (VI.6, VI.7) определим влагосодержание и энтальпию свежего и отработанного воздуха:

$$d_0 = 0,622 \cdot 1000 \frac{0,6 \cdot 2,34 \cdot 10^3}{99,1 \cdot 10^3 - 0,6 \cdot 2,34 \cdot 10^3} = 8,9 \text{ г/кг с. в.,}$$

$$d_2 = 0,622 \cdot 1000 \frac{0,65 \cdot 11,2 \cdot 10^3}{99,1 \cdot 10^3 - 0,65 \cdot 11,2 \cdot 10^3} = 49,2 \text{ г/кг с. в.;}$$

$$B = 99,1 \cdot 10^3 \text{ Па;}$$

$$I_0 = 1,004 \cdot 20 + \frac{8,9}{1000} (2500 + 1,842 \cdot 20) = 42,6 \text{ кДж/кг с. в.};$$

$$I_2 = 1,004 \cdot 48 + \frac{49,2}{1000} (2500 + 1,842 \cdot 48) = 176 \text{ кДж/кг с. в.}$$

Аналогичные значения влагосодержания и энтальпии свежего и отработанного воздуха получаем с помощью $I-d$ -диаграммы.

Исходя из баланса влаги каждой зоны распределение перепада влагосодержаний воздуха по зонам принимаем пропорциональным количеству испаренной влаги в зоне:

$$\Delta d^V = \frac{49,2-8,9}{87} 30,5 = 14,1 \text{ г/кг с. в.,}$$

$$\Delta d^I = 2,02 \text{ г/кг с. в.,}$$

$$\Delta d^{II} = 3,23 \text{ г/кг с. в.; } \Delta d^{III} = 8,05 \text{ г/кг с. в.,}$$

$$\Delta d^{IV} = 12,9 \text{ г/кг с. в.}$$

Влагосодержание воздуха на выходе из четвертой и последующих зон составит:

$$d_2^{IV} = 49,2 - 14,1 = 35,1 \text{ г/кг с. в.;}$$

$$d_2^{III} = 22,2 \text{ г/кг с. в.;}$$

$$d_2^{II} = 14,15 \text{ г/кг с. в.; } d_2^I = 10,92 \text{ г/кг с. в.}$$

Расчет расхода воздуха в сушильной установке. Удельный расход абсолютного сухого воздуха рассчитываем по формуле (VI.10):

$$l = \frac{1000}{49,2-8,9} = 24,8 \text{ кг с. в./кг вл.}$$

Общий расход абсолютно сухого воздуха в сушильной установке $L = 24,8 \cdot 87 = 2160 \text{ кг с. в./ч.}$

Для расчета объемного расхода воздуха определим по формуле (VI.17) удельный объем влажного воздуха, поступающего в сушильную камеру и выходящего из нее:

$$v_{уд_0} = \frac{287 \cdot 293}{99,1 \cdot 10^3 - 0,6 \cdot 2,34 \cdot 10^3} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{уд_2} = \frac{287 \cdot 321}{99,1 \cdot 10^3 - 0,65 \cdot 11,2 \cdot 10^3} = 1,005 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объемный расход воздуха соответственно составит [формула (VI.16)]:

$$V_0 = 2160 \cdot 0,86 = 1860 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = 2160 \cdot 1,005 = 2165 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Определение времени сушки материала. Продолжительность сушки короткорезанных макаронных изделий на лен-

точных сушилка типа СПК колеблется в пределах 30—180 мин. Скорость движения транспортирующих лент рекомендуется устанавливать в соответствии со временем нахождения продукции на ленте, которое, согласно опытным данным для сушилок СПК-45, составляет, мин: на первой ленте сверху $\tau_1 = 6,9$; $\tau_2 = 12,8$; $\tau_3 = 14,1$; $\tau_4 = 16,1$; $\tau_5 = 18,8$. Таким образом, общая продолжительность сушки равна 68,7 мин.

Определим вместимость сушильной камеры по готовой продукции из уравнения (VI.19):

$$G_2^k = 334 \frac{68,7}{60} = 382 \text{ кг.}$$

Расчет основных размеров сушильной камеры. По уравнению (VI.25) найдем рабочую длину ленты. Ширину конвейерной ленты принимаем равной 2000 мм. Толщина слоя макаронных изделий на верхней ленте не должна превышать 40 мм. Примем высоту слоя материала на нижней ленте $h = 36$ мм.

Определим площадь поперечного сечения материала на ленте:

$$f = 1,75 \cdot 0,036 = 0,063 \text{ м}^2;$$

$$b = 0,9 \cdot 2 - 0,05 = 1,75 \text{ м.}$$

Объемная масса макарон диаметром 7 мм без утряски составляет 365 кг/м³. Тогда рабочая длина нижней ленты, согласно (VI.25),

$$s = \frac{334 \cdot 18,8}{60 \cdot 365 \cdot 0,063} = 4,55 \text{ м.}$$

Округлив, принимаем рабочую длину нижней ленты равной 4,5 м. Такую же длину имеют остальные ленты. Рабочая площадь всех лент сушильной установки составляет 45 м² при общей рабочей длине лент, равной 22,5 м.

Рассчитаем скорость движения лент. Для верхней ленты она составляет

$$\omega_1 = \frac{4,5}{6,9} = 0,65 \text{ м/мин;}$$

соответственно $\omega_2 = 0,35$ м/мин; $\omega_3 = 0,32$ м/мин; $\omega_4 = 0,28$ м/мин; $\omega_5 = 0,24$ м/мин.

Поскольку на верхней ленте скорость перемещения материала максимальна, толщина слоя материала уменьшается снизу вверх и не достигает рекомендуемого предела.

Длина сушильной камеры

$$l_k = s_0 + d + r,$$

где s_0 — расстояние между центрами барабанов, равное рабочей длине ленты; $s_0 = 4,5$ м;

d — диаметр барабана; $d = 0,246$ м;

r — смещение лент относительно друг друга и расстояния от барабанов до стенок сушильной камеры (принимая $r = 0,6$ м).

Таким образом,

$$l_k = 4,5 + 0,246 + 0,6 = 5,346 \text{ м.}$$

Округлив, принимаем $l_k = 5,4$ м. Исходя из ширины ленты и расстояния от ленты до стенки камеры определим ширину камеры:

$$b = 2 + 2 \cdot 0,05 = 2,10 \text{ м.}$$

При расчете высоты камеры h_k расстояние между барабанами принимается равным 0,15 м, между барабаном и потолком 0,27 м, между барабаном и полом 0,3 м:

$$h_k = (0,246 \cdot 5) + (0,15 \cdot 4) + 0,3 + 0,27 = 2,4 \text{ м.}$$

Тепловой расчет ленточной сушилки в общем случае выполняется по зонам. Однако с целью упрощения его можно приводить для сушильной камеры в целом с последующим распределением теплоты по зонам.

При сушке короткорезанных макаронных изделий в сушилке СПК-45 рекомендуется поддерживать следующие температуры воздуха в зонах: I — 32°C, II — 40°C, III — 47°C, IV — 50°C, V — 48°C. Температуры воздуха на выходе из калорифера в каждой зоне неизвестны. Для предварительного определения этих температур строим теоретический сушильный процесс.

Рассчитаем удельные потери теплоты на нагревание материала в сушильной камере. Материал на выходе из сушильной камеры контактирует с воздухом I зоны, температура которого равна 32°C. Принимаем $\theta_2 = 30^\circ\text{C}$; $\theta_1 = 20^\circ\text{C}$; $c_m = 1,66$ кДж/(кг·K). Тогда из уравнений (VI.29), (VI.28)

$$c_m' = \frac{4,19 \cdot 13 + 1,66(100 - 13)}{100} = 1,99 \text{ кДж/(кг·K);}$$

$$q_m = \frac{334 \cdot 1,99(30 - 20)}{87} = 76,5 \text{ кДж/кг.}$$

Потери тепла на нагревание транспортных устройств при установившемся режиме работы отсутствуют.

окружающую среду определяются по уравнению (VI.32).

Средняя температура воздуха в сушильной камере принимается как сумма средних температур воздуха в каждой зоне с учетом подогрева его в калорифере этой зоны, деленная на количество зон: $t_{cp} = 51^\circ\text{C}$. Температура воздуха в помещении $t_n = 20^\circ\text{C}$. Таким образом,

$$\Delta t_{cp} = 51 - 20 = 31^\circ\text{C}.$$

Эквивалентный диаметр камеры в направлении потока воздуха определяется из уравнения (VI.37):

$$d_3 = \frac{4(5,4 \cdot 2,1)}{2(5,4 + 2,1)} = 3,03 \text{ м.}$$

Скорость перемещения воздуха в сушильной камере рассчитываем исходя из объемного расхода воздуха V_2 по уравнению неразрывности потока:

$$f = 5,4 \cdot 2,1 = 11,35 \text{ м}^2.$$

Свободное сечение для прохода воздуха принимаем равным $0,5f$. Таким образом,

$$v = \frac{2165}{3600 \cdot 11,35 \cdot 0,5} = 0,106 \text{ м/с.}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd_3}{\nu} = \frac{0,106 \cdot 3,03}{18,7 \cdot 10^{-6}} = 0,172 \cdot 10^5$$

(ν — кинематическая вязкость воздуха при средней температуре).

Определим коэффициент теплоотдачи α_1 по формуле (VI.35):

$$Nu = 0,66 \cdot 17200^{0,5} = 86,5;$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d_3} = \frac{86,5 \cdot 2,79 \cdot 10^{-2}}{3,03} = 0,80 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

(λ — коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре).

Коэффициент теплоотдачи α_1 рассчитываем с помощью уравнения (VI.39). При этом

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2,4^3}{(18,2 \cdot 10^{-6})^2} \frac{324 - 314}{324} = 12,67 \cdot 10^9;$$

$$T_{cp} = 273 + 51 = 324 \text{ К.}$$

Температуру внутренней поверхности стенки принимаем: $t_{ст.в} = 41^\circ\text{C}$; $T_{ст.в} = 314^\circ\text{C}$. Значения коэффициентов кинематической вязкости и теплопроводности воздуха принимаются при температуре

$$t = \frac{t_{cp} + t_{ст.в}}{2} = \frac{51 + 41}{2} = 46^\circ\text{C};$$

$$Nu = 0,15 (12,67 \cdot 10^9 \cdot 0,7)^{0,33} = 287;$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{h_k} = \frac{287 \cdot 2,75 \cdot 10^{-2}}{2,4} = 3,29 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_1 = 1,2 (0,8 + 3,29) = 4,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температуру наружной поверхности стенки принимаем $t_{ст.н} = 28^\circ\text{C}$; $t_n = 20^\circ\text{C}$. Условимся считать, что такую же температуру имеет стена цеха, противоположная стене сушилки: $t_{ст} = 20^\circ\text{C}$.

Параметры воздуха принимаются при средней температуре $t_{н.ср} = 24^\circ\text{C}$. Согласно принятым условиям, $T_{ст.н} = 301 \text{ К}$; $T_n = 293 \text{ К}$. Число Грасгофа

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2,4^3}{(16,1 \cdot 10^{-6})^2} \frac{301 - 293}{293} = 14,3 \cdot 10^9.$$

Тогда из уравнений (VI.39) и (VI.41)

$$Nu = 0,15 \cdot (14,3 \cdot 10^9 \cdot 0,7)^{0,33} = 300;$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda}{h_k} = \frac{300 \cdot 2,6 \cdot 10^{-2}}{2,4} = 3,25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\alpha_n = \frac{4,14 \left[\left(\frac{301}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{28 - 20} = 4,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимаем коэффициент излучения для стенки сушилки (окрашенная поверхность) $c_1 = 4,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$. Для стенки цеха (штукатурка) $c_2 = 5,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$. Из уравнений (VI.42) и (VI.40) получим:

$$c_{1-2} = \frac{4,5 \cdot 5,33}{5,8} = 4,14 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4);$$

$$\alpha_2 = 3,25 + 4,3 = 7,55 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Боковые и торцовые стены ленточной сушилки и двери представляют собой панели, собранные из двух стальных листов толщиной $\delta_{ст} = 1 \text{ мм}$. Пространство между листами заполнено слоем изоляции (минеральной ватой) толщиной $\delta_n = 10 \text{ мм}$.

$$\lambda_{ст} = 45,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \lambda_n = 0,046 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи для боковых и торцовых стенок рассчитываем по уравнению (VI.33):

$$K = \frac{1}{(1/4,9) + 2(0,001/45,4) + + (0,01/0,046) + (1/7,55)} = 1,81 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Проверим принятые температуры наружной и внутренней поверхностей

ограждения сушилки [формулы (VI.45), (VI.44)]:

$$t_{ст. в} = 51 - \frac{1,81 \cdot 31}{4,9} = 39,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ст. н} = 20 + \frac{1,81 \cdot 31}{7,55} = 27,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между расчетными и принятыми температурами не превышает 2°C . Рассчитаем по формуле (VI.32) удельные потери теплоты через боковые и торцовые стены:

$$q_{ст} = \frac{1,81 \cdot 36 \cdot 31 \cdot 3600}{87 \cdot 1000} = 83,6 \text{ кДж/кг.}$$

Поверхность боковых и торцовых стен

$$F_{ст} = 2(5,4 \cdot 2,4 + 2,1 \cdot 2,4) = 36 \text{ м}^2.$$

В верхней части ленточной сушилки монтируются две вытяжные камеры, выполненные из дерева или металла. Изоляцию вытяжных камер и потолка принимаем такую же, как для стен сушилки. Исходя из конструкции вытяжных камер, поверхность потолка ленточной сушилки составит 13 м^2 . Температура воздуха в первой зоне поддерживается на уровне 48°C . Тогда

$$t_{ср} = 48 - 20 = 28 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Чтобы упростить расчет коэффициента теплопередачи, примем найденные ранее коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , изменив их соответственно на 30%: $\alpha_1^* = 2,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $\alpha_2^* = 4,23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Тогда для потолка

$$\alpha_1 = 1,2(0,8 + 2,3) = 3,72 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_2 = 4,23 + 4,3 = 8,53 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К});$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3,72} + 2 \frac{0,01}{45,4} + \frac{0,01}{0,046} + \frac{1}{8,53}} = 1,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельные потери теплоты через потолок

$$q_{пот} = 3600 \frac{1,67 \cdot 13 \cdot 28}{87 \cdot 1000} = 25,2 \text{ кДж/кг.}$$

Удельные потери теплоты через пол рассчитывают по формуле (VI.46):

$$q_{пол} = 3600 \frac{20 \cdot 11,32}{87 \cdot 1000} = 9,4 \text{ кДж/кг.}$$

Площадь пола $F = 5,4 \cdot 2,1 = 11,32 \text{ м}^2$. Воздух поступает в сушильную камеру при температуре 20°C и подогревается в калориферах первой зоны до $t = 38 \dots 42^\circ\text{C}$. Потери теплоты 1 м^2 при средней температуре воздуха 30°C и расстоянии от сушильной установки до наружной стены здания, равном

3 м , составляют 20 Вт/м^2 (табл. 6 приложения).

Найдем теперь распределение тепловых потерь по зонам. Общие потери теплоты в сушильной установке находим из уравнения (VI.27):

$$\Delta_{общ} = 4,19 \cdot 20 - 76,5 - (83,6 + 25,2 + 9,4) = -110,9 \text{ кДж/кг.}$$

Удельные потери теплоты на нагрев материала относим к пятой зоне. Сюда же отнесем потери теплоты в окружающую среду через потолок. К первой зоне относим потери теплоты через пол. Теплоту, вносимую в сушильную камеру с влагой материала и теряемую в окружающую среду через боковые и торцовые стены, распределим пропорционально количеству удаляемой в каждой зоне влаги. Тогда

$$\Delta_V = 83,8 \cdot 0,35 - 76,5 - (83,6 \cdot 0,35 + 25,2) = -101,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta_{IV} = 83,8 \cdot 0,32 - (83,6 \cdot 0,32) = 0,1;$$

$$\Delta_{III} = 83,8 \cdot 0,20 - (83,6 \cdot 0,20) = 0,1;$$

$$\Delta_{II} = 83,8 \cdot 0,08 - (83,6 \cdot 0,08) = 0;$$

$$\Delta_I = 83,8 \cdot 0,05 - (83,6 \cdot 0,05 + 9,4) = -9,4 \text{ кДж/кг.}$$

Процесс сушки, протекающий в зонах ленточной сушилки, не отличается существенно от теоретического. Поэтому при расчете термодинамических потерь в зонах температуру нагретого воздуха на входе в зону можно определить с помощью построения теоретического сушильного процесса. Тогда из уравнения (VI.48)

$$q_{тер}^V = 0,23(355 + 321) = 155 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{тер}^{IV} = 156 \text{ кДж/кг}; q_{тер}^{III} = 152 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{тер}^{II} = 146 \text{ кДж/кг}; q_{тер}^I = 138 \text{ кДж/кг.}$$

С учетом термодинамических потерь поправка для реального сушильного процесса в каждой зоне составит:

$$\Delta_V = -101,6 - 155 = -256,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta_{IV} = -156,1 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta_{III} = -152 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta_{II} = -146 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta_I = -147,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\Sigma \Delta = -858,1 \text{ кДж/кг.}$$

Построение сушильного процесса в $I-d$ -диаграмме. По известным температуре и относительной влажности ($t_0, \varphi_0, t_2, \varphi_2$) на $I-d$ -диаграмме находим

положение точек A и C , характеризующих состояние воздуха на входе в ленточную сушилку и выходе из нее. Влагосодержание воздуха на выходе из каждой зоны определено. На пересечении линии постоянного влагосодержания $d_2^1 = 10,92$ г/кг с линией постоянной температуры $t_2^1 = 32^\circ\text{C}$ находим точку C_1 , характеризующую состояние воздуха на выходе из первой зоны сушилки. Аналогично определяем положение точек C_2, C_3, C_4 , характеризующих состояние воздуха на выходе из соответствующих зон. Далее строим теоретический сушильный процесс. Из точки C_1 проводим линию $I = \text{const}$ до пересечения с линией $d_0 = \text{const}$. Получаем теоретический сушильный процесс для первой зоны ленточной сушилки — AB_1C_1 . Отработанный воздух первой зоны поступает в калорифер второй зоны. Поэтому из точки C_2 проводим линию $I = \text{const}$ до пересечения с линией $d_2^1 = \text{const}$. Теоретический сушильный процесс второй зоны отображает ломаная линия $C_1B_2C_2$. Аналогично производится построение для остальных зон.

Для построения реального сушильного процесса по формуле (VI.52) определяем размеры отрезков, соответствующих отклонению реального процесса от теоретического в каждой зоне. Для первой зоны

$$C_1C_1' = \frac{147,4}{24,8 \cdot 0,84} = 7,1 \text{ мм}$$

(масштаб по оси энтальпии диаграммы, в которой производится построение, $M_1 = 0,84$ кДж/кг с. в.). Соответственно $C_2C_2' = 7,02$ мм; $C_3C_3' = 7,3$ мм; $C_4C_4' = 7,5$ мм; $CC' = 12,35$ мм.

Поскольку $\Delta < 0$ для всех зон, отрезки CC' откладываем от соответствующих точек (C_1, C_2 и т. д.) вверх и получаем точки $C_1', C_2', C_3', C_4', C'$. Из точки C_1' проводим линию $I = \text{const}$ до пересечения с линией $d_0 = \text{const}$. Полученная точка B_1 характеризует состояние воздуха на выходе из калорифера первой зоны. Соединив точку B_1 с точкой C_1 , получаем прямую B_1C_1 , отображающую реальный процесс сушки в первой зоне. Реальный сушильный процесс в первой зоне изобразится линией AB_1C_1 .

Аналогичное построение выполняем для остальных зон. Реальный сушильный процесс, протекающий в ленточной

сушилке, изображает ломаная линия $AB_1C_1B_2C_2B_3C_3B_4C_4B_5C_5$. Построив сушильный процесс в $I-d$ -диаграмме, можно определить основные параметры воздуха в каждой зоне.

Расчет расхода теплоты. Удельный расход теплоты на сушку определим по формуле (VI.62) для каждой зоны:

$$q_1 = \frac{(65,7 - 42,1) 1000}{2,02} = 11 690 \text{ кДж/кг};$$

$$q_2 = \frac{(83 - 60,2) 1000}{3,23} = 7080 \text{ кДж/кг};$$

$$q_3 = \frac{(111 - 77) 1000}{8,05} = 4220 \text{ кДж/кг};$$

$$q_4 = \frac{(148 - 105) 1000}{12,9} = 3340 \text{ кДж/кг};$$

$$q_5 = \frac{(186 - 141) 1000}{14,1} = 3190 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный расход теплоты для сушильной установки

$$q_{\text{кал}} = 24,8(176 - 42,1) + 858,1 = 4178 \text{ кДж/кг}.$$

Определим общий расход теплоты по зонам:

$$Q_1 = q_1 W_1 = 11 690 \cdot 4,35 = 50 800 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_2 = q_2 W_2 = 7080 \cdot 6,95 = 49 200 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_3 = q_3 W_3 = 4220 \cdot 17,4 = 72 000 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_4 = q_4 W_4 = 3340 \cdot 27,8 = 92 800 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_5 = q_5 W_5 = 3190 \cdot 30,5 = 97 300 \text{ кДж/ч}.$$

Суммарный расход теплоты в сушильной установке $Q = 362 700$ кДж/ч.

Для проверки рассчитаем общий расход теплоты для всей сушильной установки, исходя из удельного расхода теплоты в ленточной сушилке:

$$Q = q_{\text{кал}} W = 4167 \cdot 87 = 363 000 \text{ кДж/ч}.$$

Расчет калориферов. В ленточных сушилках типа СПК применяются паровые трубчатые ребристые калориферы, устанавливаемые в один ряд между рабочей и холостой ветвями ленты по длине камеры. Пар подводится к калориферам каждой зоны под давлением 0,3—0,8 МПа.

Поверхность нагрева калорифера в каждой зоне определяем исходя из общего расхода теплоты в каждой зоне.

Давление пара P_n принимаем равным 0,4 МПа; температура пара $t_n = 142,9^\circ\text{C}$. Исходя из температур воздуха, поступающего в калорифер и на выходе из него, рассчитаем среднелогарифмическую разность температур для каждой зоны:

I зона: $t_0^I = 20^\circ\text{C}$; $t_1^I = 43^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_s = 142,9 - 20 = 122,9^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = 142,9 - 43 = 99,9^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{122,9 - 99,9}{2,3 \lg \frac{122,9}{99,9}} = 111^\circ\text{C}.$$

II зона: $t_0^{II} = 32^\circ\text{C}$; $t_1^{II} = 54^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{cp}^{II} = 99,5^\circ\text{C}.$$

III зона: $t_0^{III} = 40^\circ\text{C}$; $t_1^{III} = 73^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{cp}^{III} = 86^\circ\text{C}.$$

IV зона: $t_0^{IV} = 47^\circ\text{C}$; $t_1^{IV} = 88^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{cp}^{IV} = 73,5^\circ\text{C}.$$

V зона: $t_0^V = 50^\circ\text{C}$; $t_1^V = 97^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{cp}^V = 67^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи для калорифера определяем по формуле

$$K = 10,23 \cdot v_k^{0,48} = 10,23 \cdot 0,106^{0,48} = 3,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где v_k — скорость движения воздуха в калорифере:

$$v_k = \frac{2165}{3600 \cdot 11,35 \cdot 0,5} = 0,106 \text{ м}/\text{с}.$$

Свободное сечение для прохода в калорифере принимаем равным половине площади камеры в направлении движения потока воздуха. Найдем поверхность нагрева калорифера каждой зоны (VI.89):

$$F_1 = \frac{50800 \cdot 10^3}{3600 \cdot 111 \cdot 3,48} = 30,5 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{49200 \cdot 10^3}{3600 \cdot 99,5 \cdot 3,48} = 39,5 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{72000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 86 \cdot 3,48} = 67 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = \frac{92800 \cdot 10^3}{3600 \cdot 73,5 \cdot 3,48} = 101 \text{ м}^2;$$

$$F_5 = \frac{97300 \cdot 10^3}{3600 \cdot 67 \cdot 3,48} = 116 \text{ м}^2.$$

Суммарная расчетная поверхность нагрева составляет 354 м^2 . Установочную мощность нагрева калориферов рекомендуется увеличивать на 20% , тогда поверхность нагрева калорифера пятой зоны будет равна 140 м^2 . Ленточные сушилки СПК-4Г-45 имеют поверхность нагрева калориферов 700 м^2 . Поверхность нагрева калорифера каждой зоны в среднем составляет 140 м^2 .

Расход греющего пара для каждой зоны составит:

$$D_1 = \frac{Q_1}{t_n - c_k t_k} = \frac{50800}{2744 - 601,1} = 23,7 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$D_2 = 23,9 \text{ кг}/\text{ч}; D_3 = 33,6 \text{ кг}/\text{ч}; D_4 = 43,3 \text{ кг}/\text{ч}; D_5 = 45,5 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Общий расход пара $D = 170 \text{ кг}/\text{ч}$.

Выбор вентилятора. Гидравлическое сопротивление слоя материала на нижней ленте определяем по формуле (VI.96), введя в нее насыпную массу материала

$$p_n \left(\text{поскольку } \varepsilon_0 = 1 - \frac{p_n}{p_m} \right); \Delta P = h_0 \times \times p_n g = 0,036 \cdot 365 \cdot 9,8 = 130 \text{ Н}/\text{м}^2.$$

Сопротивление слоя материала на пяти лентах составит $650 \text{ Н}/\text{м}^2$. Эта величина завышена, поскольку толщина слоя материала уменьшается снизу вверх. Примем, что разница между принятым и действительным значениями компенсирует потери, связанные с местными сопротивлениями и сопротивлением материала при прохождении воздуха через ленту. Вследствие малой скорости воздуха в сушильной камере скоростной перепад давления незначителен. Мощность, потребляемая вентилятором, согласно (VI.97), составит

$$N = \frac{2165 \cdot 650}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,5 \cdot 1} = 0,8 \text{ кВт}.$$

Установку СПК-4Г-45 оборудуют двумя осевыми вентиляторами 06-320 № 7, которые полностью обеспечат ее стабильную работу.

Список литературы

1. Аболмасов Г. Ф., Боушев Т. А., Тарасов Ф. М., Шестов Р. Н. Примеры и задачи по курсу технологического оборудования предприятий молочной промышленности. М., Машиностроение, 1966.
2. Гинзбург А. С. Сушка пищевых продуктов. М., Пищепромиздат, 1960.
3. Гинзбург А. С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. М., Пищевая промышленность, 1973.
4. Гинзбург А. С. Технология сушки пищевых продуктов. М., Пищевая промышленность, 1976.
5. Гинзбург А. С., Резчиков В. А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. М., Пищевая промышленность, 1966.
6. Калинин М. П. Вентиляторные установки. М., Высшая школа, 1979.
7. Кремнев О. А., Боровский В. Р., Долинский А. А. Скоростная сушка. Киев, Гостехиздат, 1963.
8. Кувшинский М. Н., Соболев А. П. Курсовое проектирование по предмету «Процессы и аппараты химической промышленности». М., Высшая школа, 1968.
9. Кук Г. А. Процессы и аппараты молочной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1973.

10. Лебедев К. Д. Расчет и проектирование сушильных установок. М., Госэнергиздат, 1963.
11. Лыков А. В. Теория сушки. М., Энергия, 1968.
12. Лыков М. В., Леончик Б. И. Распылительные сушилки. М., Машиностроение, 1966.
13. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1976.
14. Процессы и аппараты пищевых производств / Под ред. В. Н. Стабникова. М., Пищевая промышленность, 1976.
15. Романков П. Г., Рашковская Н. Б. Сушка во взвешенном состоянии. Л., Химия, 1968.
16. Стабников В. Н., Барандев В. И. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1974.
17. Стахеев И. В. Пособие по курсовому проектированию процессов и аппаратов пищевых производств. Минск, Высшая школа, 1975.
18. Сурков В. Д., Лилатов Н. Н., Барановский Н. В. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1970.
19. Федоров Н. Е. Аналитические расчеты сушильных установок. М., Пищевая промышленность, 1967.
20. Федоров Н. Е. Процессы и аппараты мясной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1969.
21. Филоенко Г. К., Гришин М. А., Гольденберг Я. М., Коссек В. К. Сушка пищевых растительных материалов. М., Пищевая промышленность, 1971.
22. Чубик О. А., Маслов А. М. Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов. М., Пищевая промышленность, 1970.

Глава VII. УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕГОНКИ И РЕКТИФИКАЦИИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

В пищевой промышленности процесс перегонки и ректификации используется преимущественно при производстве этилового спирта. Поэтому здесь рассмотрены методы проектирования установок, используемых на спиртовых заводах.

СХЕМА КОЛОНН ДЛЯ ПЕРЕГОНКИ И РЕКТИФИКАЦИИ

Бражная колонна (рис. VII.1) служит для извлечения из бражки этилового спирта. Бражка M подается на верхнюю (питающую) тарелку колонны. На верхней, а иногда и на несколь-

ких нижележащих тарелках она догревается до температуры кипения за счет конденсации части пара ΔG . Перетекая с тарелки на тарелку и находясь в непрерывном контакте с поднимающимся в колонне паром, бражка освобождается от этилового спирта и других летучих компонентов (примесей). Отводимая из нижней части колонны — куба — жидкость (барда) R практически не содержит спирта и примесей. Пар в кубе образуется либо за счет подачи в кубовую жидкость греющего пара P — открытый обогрев (рис. VII.1, а), либо в результате испарения кубовой жидкости в специальном кипятильнике — закрытый обогрев (рис. VII.1, б). Обогащенный спиртом и скопденсированный после выхода из верхней части колонны пар (бражный конденсат) направляется для дальнейшей переработки в следующую колонну.

Эпюрационная колонна (рис. VII.2) служит для удаления из питающей жидкости основной части примесей, более летучих, чем этиловый спирт. В значительной части брагоректификационных установок (БРУ) питающей жидкостью эпюрационной колонны является бражный конденсат, поступающий из бражной колонны.

Эпюрационная колонна состоит из извлекающей (нижней) и концентрирующей (верхней) частей. Питающая жидкость M подается на питающую тарелку, смешивается на ней с жидкостью f (флегмой), поступающей из концентрирующей части колонны, и, стекая с тарелки на тарелку, достигает кубовой части. Если питающая жидкость имеет температуру меньшую, чем температура кипения, то за счет конденсации части пара ΔG происходит ее догрев.

Контактируя на тарелках с паром, поднимающимся из кубовой части, жидкость освобождается от легколетучих примесей. Кубовая жидкость (эпюрат) R передается в следующую колонну.

В концентрирующей части колонны пар, контактировавший на тарелках с флегмой, достигает теплообменника (дефлегматора), где частично конденсируется. Конденсат f возвращается на верхнюю тарелку колонны, а остаток пара D конденсируется во втором теплообменнике (конденсаторе). Отсюда основная часть легколетучих примесей удаляется с дистиллятом — головной фракцией, или ГФ (старое название — головная фракция, или ГФ).

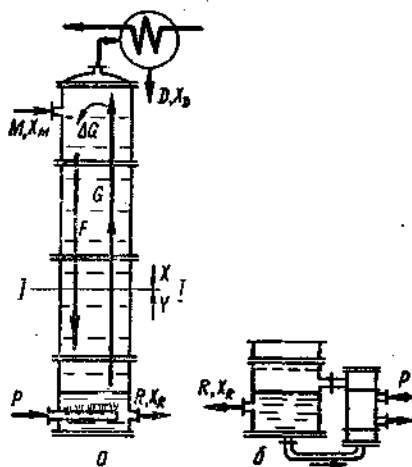


Рис. VII.1. Схема бражной колонны: а — открытый обогрев; б — закрытый обогрев

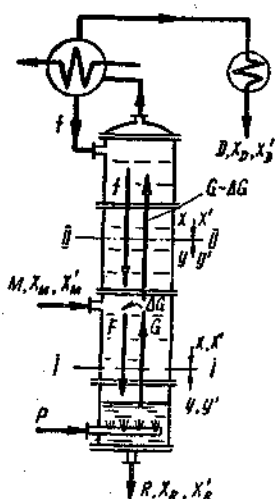


Рис. VII.2. Схема эвотрационной колонны

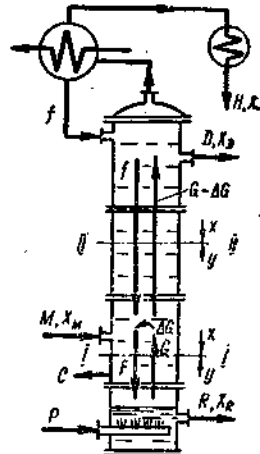


Рис. VII.3. Схема ректификационной колонны

Обогрев колонны возможен открытый и закрытый.

В ректификационной колонне (рис. VII.3) концентрация этилового спирта в жидкости, поступающей из эвотрационной колонны, доводится до стандартного значения.

Питающая жидкость M на питающей тарелке догревается до температуры кипения (за счет конденсации части пара), смешивается с флегмой f и, стекая по тарелкам извлекающей части колонны, постепенно освобождается от спирта. Кубовая жидкость R отводится из куба. Поднимающийся из кубовой части пар G , контактируя с жидкостью на тарелках, обогащается спиртом. Пройдя через извлекающую и концентрирующую части колонны, пар частично конденсируется в дефлегматоре. Конденсат (флегма) возвращается на верхнюю тарелку, а остаток пара H , содержащий некоторое количество легколетучих примесей, не извлеченных в эвотрационной колонне, конденсируется в конденсаторе и направляется на повторную очистку в эвотрационную колонну.

Ректифицированный спирт D стандартной концентрации отбирается с тарелки, расположенной на несколько тарелок ниже верхней. С тарелок извлекающей части колонны отбирается небольшое количество фракции C , содержащей высшие спирты.

Обогрев колонны возможен открытый и закрытый.

Бражная колонна с эвотрационной частью (рис. VII.4) служит для извлечения этилового спирта из бражки, предварительно освобожденной в этой же колонне от легколетучих примесей.

Бражка подается на верхнюю тарелку эвотрационной (верхней) части колонны, где, стекая с тарелки на тарелку и контактируя с паром, нагревается до температуры кипения за счет конденсации части пара ΔG и освобождается от значительной части легколетучих примесей. В извлекающей части колонны бражка освобождается от спирта. Остаток бражки (барда) R удаляется из кубовой части.

Пар P , подаваемый в куб, в извлекающей части обогащается спиртом и разделяется затем на два потока. Часть его G_1 направляется в эвотрационную или ректификационную колонну, а другая часть G_2 , пройдя эвотрационную часть бражной колонны и поглотив выделившиеся легколетучие примеси, конденсируется. Конденсат направляется в эвотрационную колонну.

Обогрев колонны может быть открытым и закрытым.

Бражная колонна с концентрирующей частью обеспечивает одновременное извлечение спирта из бражки и получение дистиллята, содержащего больше этилового спирта, чем бражный конденсат бражной колонны.

Схема бражной колонны с концентрирующей частью в основном аналогична схеме эвотрационной колонны (см. рис. VII.2). Извлекающая часть,

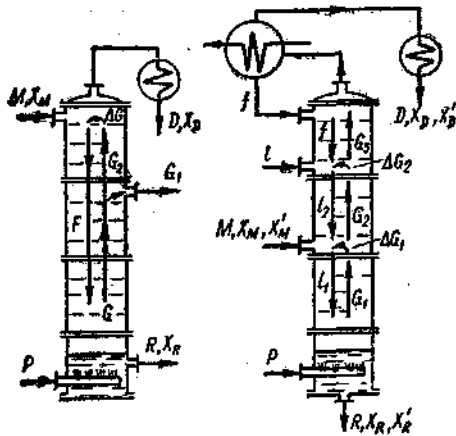


Рис. VII.4. Схема бражной колонны с эпилирующей частью

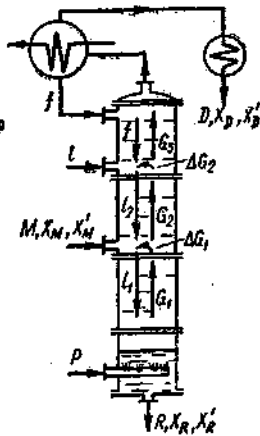


Рис. VII.5. Схема эпилирующей колонны с гидроселекцией

расположенная ниже места ввода питающей жидкости, служит для извлечения из бражки спирта, а концентрирующая часть (выше ввода питания) — для увеличения содержания спирта в паре, поступающем из извлекающей части.

Флегма f , возвращаемая на верхнюю тарелку колонны, образуется при частичной конденсации пара G в дефлегматоре. Из конденсатора отводится концентрированный дистиллят D .

Обогрев колонны может быть открытым и закрытым.

Эпилирующая колонна с гидроселекцией (рис. VII.5) отличается от эпилирующей колонны, изображенной на рис. VII.2, тем, что на одну из тарелок в верхней части колонны подается вода l . Это уменьшает содержание спирта на тарелках колонны, а следовательно, увеличивает коэффициент испарения большинства примесей и улучшает процесс очистки спирта (т. е. отделение примесей).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ТАРЕЛОК ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СМЕСИ ЭТИЛОВЫЙ СПИРТ — ВОДА

Колонны, предназначенные для извлечения или концентрирования этилового спирта, рассчитывают с учетом свойств двухкомпонентной (бинарной) системы этиловый спирт — вода. Рассмотрим наиболее распространенные способы определения числа реальных тарелок: с помощью определения количества теоретических тарелок и КПД тарелки и путем расчета от одной реальной тарелки к другой с использо-

ванием уравнения кинетической массового обмена.

Равновесие в бинарной системе. Равновесные составы жидкой и паровой фаз определяют на основе экспериментальных данных [10], по которым строят кривые равновесия $[Y=f(X)]$, где Y и X — молярное содержание этилового спирта в паровой и жидкой фазах, % (или молярная доля). Связь между X и Y выражают ряд эмпирических уравнений, в частности, уравнения П. С. Цыганкова для атмосферного давления [11]:

$$Y = AX + B, \quad (\text{VII.1})$$

где значение A и B для разных концентраций этилового спирта в жидкости приведены в табл. VII.1.

Таблица VII.1

Пределы изменения молярного содержания X , %	A	B
23—55	0,395	45,72
55—66,5	0,5087	39,27
66,5—82	0,6548	29,56
82—89,41	0,8313	15,08

Для области $X = 0 \dots 23\%$ П. С. Цыганков рекомендует уравнение

$$Y = X / (0,01495X + 0,0773) \% \text{ мол.} \quad (\text{VII.2})$$

Уравнение Т. Б. Процюк и В. И. Десятко [7] для атмосферного давления (при X, Y , выраженных в молярных долях):

$$Y = 1 - \frac{1}{1 + 2,3 \frac{X}{1-X} \frac{\tau_1}{\tau_2}}, \quad (\text{VII.3})$$

где τ_1, τ_2 — коэффициенты активности этанола и воды.

Значение τ_1/τ_2 вычисляют по уравнению

$$\lg \frac{\tau_1}{\tau_2} = 0,73479 - 2,73780X + 2,58366X^2 - 1,00916X^3. \quad (\text{VII.4})$$

Можно воспользоваться также уравнением [9]

$$Y = \frac{CX(A-X)}{CX(A-X) + (1-X)(B-X)}, \quad (\text{VII.5})$$

где X — молярная доля.

Значения коэффициентов A, B и C зависят от давления в системе (табл. VII.2).

Уравнение М. С. Бальшина [5] для атмосферного давления (X, Y — молярная доля):

$$Y = 13X / (1 + 21X) + 0,1588X + 0,23X^3. \quad (\text{VII.6})$$

Таблица VII.2

Давление, Па · 10 ⁻⁴	A	B	C
10,13	2,8140	0,1062	0,5033
5,07	2,3700	0,1224	0,6700
2,53	3,5374	0,1105	0,4150
1,33	1,5270	0,2622	1,6721
0,67	1,9856	0,2206	1,0970

Уравнения линий рабочих концентраций (рабочих линий). Для определения числа тарелок в колонне необходимо иметь уравнения рабочих линий, т. е. уравнения, связывающие значения X и Y для жидкой и паровой фаз, контактирующих между собой в любом сечении колонны. Эти уравнения записывают отдельно для каждой части колонны, ограниченной зонами поступления или отбора жидкости либо пара. Так, для бражной колонны (рис. VII.1) записывают одно уравнение рабочей линии, поскольку все тарелки этой колонны заключены между двумя зонами, в которых происходит подача и отбор продуктов: вверху находится зона подачи бражки и отбора водно-спиртового пара, внизу зона отбора барды и поступления греющего пара. Для эшюрационной колонны (рис. VII.2) записывают два уравнения рабочих линий и т. д.

Рассмотрим получение уравнений рабочих линий на примерах. Условимся выражать потоки вещества в молях, а X и Y в процентах. Обозначим при этом молярное содержание спирта в питающей жидкости, кубовой жидкости и в дистилляте соответственно X_M , X_R , X_D . Примем также, что за счет 1 моля греющего пара образуется 1 моль пара в кубовой части колонны (расчет количества реального греющего пара P с учетом его параметров приводится ниже).

1. *Бражная колонна с открытым обогревом (рис. VII.1).* Баланс спирта для части колонны, расположенной ниже сечения I—I, описывается равенством

$$FX = GY + RX_R, \text{ откуда } Y = (F/G)X - (R/G)X_R.$$

Но $F = M + \Delta G$; $R = F$. Тогда

$$Y = \frac{M + \Delta G}{G}(X - X_R), \text{ или}$$

$$Y = \frac{M + \Delta G}{P}(X - X_R). \quad (\text{VII.7})$$

Уравнение (VII.7) справедливо для любого сечения колонны и представляет собой уравнение рабочей линии.

2. *Эшюрационная колонна с открытым обогревом (рис. VII.2).* Баланс спирта для сечения I—I:

$$FX = GY + RX_R, \text{ откуда}$$

$$Y = \frac{F}{G}X - \frac{R}{G}X_R.$$

Но $F = M + f + \Delta G = M + G - D$; $R = F$. Тогда

$$Y = \frac{M + G - D}{G}(X - X_D), \text{ или}$$

$$Y = \frac{M + P - D}{P}(X - X_R). \quad (\text{VII.8})$$

Уравнение (VII.8) является уравнением рабочей линии для извлекающей части колонны.

Баланс спирта для сечения II—II:

$$(G - \Delta G)Y = fX + DX_D, \text{ откуда}$$

$$Y = \frac{fX}{G - \Delta G} + \frac{D}{G - \Delta G}X_D.$$

Но $f = G - \Delta G - D$; тогда

$$Y = \frac{G - \Delta G - D}{G - \Delta G}X + \frac{D}{G - \Delta G}X_D, \text{ или}$$

$$Y \frac{P - \Delta G - D}{P - \Delta G}X + \frac{DX_D}{P - \Delta G}. \quad (\text{VII.9})$$

Уравнение (VII.9) представляет собой уравнение рабочей линии для концентрирующей части колонны.

Примем во внимание, что, согласно принятому ранее условию, G — паровой поток в извлекающих частях колонны — всегда можно заменить на P .

Если значение X_D неизвестно и воспользоваться им при расчете нельзя, баланс по спирту записывают в таком виде:

$$fX + MX_M = (G - \Delta G)Y + RX_R,$$

$$\text{откуда } Y = \frac{f}{G - \Delta G}X + \frac{M}{G - \Delta G}X_M -$$

$$- \frac{R}{G - \Delta G}X_R.$$

Но $f = G - \Delta G - D$; $R = F = M + G - D$. Тогда

$$Y = \frac{G - \Delta G - D}{G - \Delta G}X + \frac{M}{G - \Delta G}X_M -$$

$$- \frac{M + G - D}{G - \Delta G}X_R. \quad (\text{VII.10})$$

Уравнение (VII.10) идентично уравнению (VII.9). Второе можно получить из первого, заменив MX_M его значением из баланса

$$MX_M = DX_D + RX_R. \quad (\text{VII.11})$$

3. *Ректификационная колонна с закрытым обогревом (рис. VII.2, схема обогрева — на рис. VII.1, б).* Баланс спирта

для сечения I—I, если пренебречь небольшим количеством спирта, отбираемым с фракцией С, запишется в виде:

$$FX = GY + RX_R, \text{ откуда}$$

$$Y = \frac{F}{G} X - \frac{R}{G} X_R.$$

Учитывая, что $F = M + [G - (D + H)]$; $R = F - G = M - (D + H)$, получим:

$$Y = \frac{M - G - D - H}{G} X - \frac{M - D - H}{G} X_R. \quad (\text{VII.12})$$

Уравнение (VII.12) является уравнением рабочей линии для извлекающей части колонны.

Баланс спирта для сечения II—II:

$$G - \Delta G Y = fX + DX_D + HX_H,$$

где X_H — содержание спирта в продукте H (так называемом нестандартном спирте).

Из последнего уравнения

$$Y = \frac{f}{G - \Delta G} X + \frac{D}{G - \Delta G} X_D + \frac{H}{G - \Delta G} X_H. \quad (\text{VII.13})$$

Уравнение (VII.13) — уравнение рабочей линии для концентрирующей части колонны. Если отнести все потоки к I молю дистиллята (включая в него и фракцию H), то

$$Y = \frac{V}{V+1} X + \frac{X_D}{V+1}, \quad (\text{VII.14})$$

где V — флегмовое число (отношение количества флегмы к количеству дистиллята).

Ниже приведены без вывода уравнения рабочих линий для бражной колонны с эпурирующей частью и эпурационной колонны с гидроселекцией (в обоих случаях обогрев открытый). Извлекающая часть бражной колонны:

$$Y = \frac{M + G - G_1 - D}{G} (X - X_R). \quad (\text{VII.15})$$

Концентрирующая часть бражной колонны:

при балансе спирта по кубовому остатку

$$Y = \frac{M + G - G_1 - D}{G - G_1} (X - X_R) - \frac{G_1}{G - G_1} Y_a; \quad (\text{VII.16})$$

при балансе спирта по дистилляту

$$Y = \frac{M + G - G_1 - D}{G - G_1} X + \frac{D}{G - G_1} X_D - \frac{M}{G - G_1} X_M. \quad (\text{VII.17})$$

Извлекающая часть эпурационной колонны:

$$Y = \frac{M + G_1 + I - D}{G_1} (X - X_R); \quad (\text{VII.18})$$

средняя часть эпурационной колонны:

$$Y = \frac{G_1 + I - \Delta G_1 - D}{G_1 - \Delta G_1} X + \frac{D}{G_1 - \Delta G_1} X_D; \quad (\text{VII.19})$$

концентрирующая часть эпурационной колонны:

$$Y = \frac{G_1 - \Delta G_1 - \Delta G_2 - D}{G_1 - \Delta G_1 - \Delta G_2} X + \frac{D}{G_1 - \Delta G_1 - \Delta G_2} X_D. \quad (\text{VII.20})$$

Положение рабочих линий на диаграмме фазового равновесия. Для графического определения числа тарелок используется диаграмма $X-Y$, где X , Y — молярное содержание этилового спирта в жидкой и равновесной ей паровой фазах, % (или молярная доля). На этой диаграмме рабочие линии являются прямыми. Уравнение любой рабочей линии можно представить в виде:

$$Y = AX + B,$$

где A — коэффициент при X , а B — свободный член, включающий все элементы правой части уравнения рабочей линии, не содержащие X . Например, для уравнения (VII.7)

$$A = \frac{M + \Delta G}{P}; \quad B = \frac{M + \Delta G}{P} X_R \text{ и т. д.}$$

для уравнения (VII.13)

$$A = \frac{f}{G - \Delta G}; \quad B = \frac{D}{G - \Delta G} X_D + \frac{H}{G - \Delta G} X_H \text{ и т. д.}$$

Рабочая линия на диаграмме $X-Y$ (рис. VII.6) расположена так, что она отсекает от оси ординат отрезок, равный B , и наклонена к оси абсцисс под углом α , тангенс которого равен A . Значение B может быть положительным (линия 1) и отрицательным (линия 2).

Графическое построение теоретических тарелок и определение числа

рабочей тарелки с помощью КПД тарелки. Графическое построение теоретических тарелок, или ступеней изменения концентрации, выполняется на диаграмме $X-Y$ между кривой равновесия и рабочей линией.

Пусть, например, на участке колонны, рабочая линия которого соответствует линии 1 на рис. VII.6, необходимо изменить содержание спирта от X_n до X_k . Над кипящей жидкостью концентрацией X_n поднимается равновесный ей пар Y_n , состав которого определяют построением вертикали от X_n до пересечения с кривой равновесия. Пар Y_n направляется на тарелку и вступает здесь в контакт с жидкостью X_1 , состав которой определяют с помощью рабочей линии (проводят до пересечения с нею горизонтальную линию, соответствующую составу пара Y_n). Жидкость X_1 кипит, образуя равновесный пар Y_1 , поступающий на следующую тарелку с жидкостью X_2 , и т. д. Таким методом ступени концентрации (теоретические тарелки) строят до X_k — заданного конечного значения концентрации.

Число реальных тарелок N определяют делением количества теоретических тарелок n на среднее для данного участка колонны КПД тарелок:

$$N = \frac{n}{\text{КПД}}$$

Если КПД можно определить отдельно для каждой тарелки или необходимо более точно найти значение N при наличии среднего КПД для зоны, на диаграмме $X-Y$ строят ступени, соответствующие реальным тарелкам. При этом $Y_{н.д}$ — действительный состав пара, образующегося при кипении жидкости X_n — определяют делением отрезка ab (рис. VII.6) согласно соотношению

$$a_c/a_b = \text{КПД}_n, \quad (\text{VII.21})$$

где КПД_n — коэффициент полезного действия тарелки, на которой жидкость имеет концентрацию X_n .

Состав жидкости X_1 на следующей тарелке определяют по приведенной выше методике построением горизонтали от точки c до пересечения с рабочей линией. Состав реального пара после контакта с жидкостью X_1 соответствует точке c_1 . Ее положение определяется делением отрезка a_1b_1 в соответствии с соотношением $a_1c_1/a_1b_1 = \text{КПД}_1$, где КПД_1 характеризует тарелку с жидкостью состава X_1 .

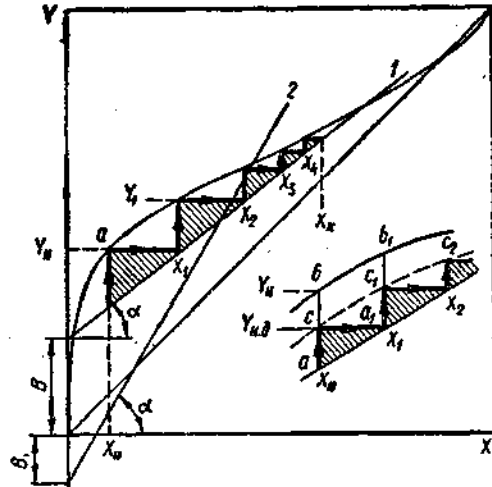


Рис. VII.6. Графическое определение числа теоретических и реальных тарелок

Каждая ступень (на рис. VII.6 они заштрихованы) соответствует одной реальной тарелке. Построение ведется до заданного конечного значения X_k .

Графическое определение числа реальных тарелок с помощью уравнений кинетики. При определении количества реальных тарелок с использованием коэффициента массоотдачи на диаграмме $X-Y$ строят так называемую кинетическую кривую — линию, на которой располагаются точки, соответствующие реальному содержанию спирта в паре после контакта с жидкостью на тарелках.

Кинетическая кривая подобна кривой, соединяющей точки c, c_1, c_2 на рис. VII.6. Положение ее определяют с помощью уравнений кинетики массообмена на тарелках. Для ситчатой беспровальной тарелки такое уравнение имеет вид:

$$\text{Nu}'_n = 0,063 \text{Re}_n^{1,1} (\text{Pr}'_n)^{0,5} K_\tau^{0,3}, \quad (\text{VII.22})$$

где

$$\text{Nu}'_n = \frac{K_y h}{D}; \quad \text{Re}_n = \frac{w d_p}{\mu}; \quad \text{Pr}'_n = \frac{\mu}{D_p};$$

$$K_\tau = \frac{\Delta P_{пж} - \Delta P_{пг}}{\rho w^2};$$

K_y — коэффициент массопередачи, отнесенный к перфорированной площади тарелки;

h — высота сливной перегородки;

D — коэффициент молекулярной диффузии;

w — скорость пара в свободном сечении колонны;

ρ, μ — плотность и вязкость пара;

$\Delta P_{\text{пж}}$, ΔP_n — сопротивление тарелки в рабочем режиме и сухой тарелки (при той же скорости пара);

d — характерный линейный размер.

Для нескольких значений X , произвольно взятых между начальным X_n и конечным X_k для рассчитываемого участка колонны, с помощью уравнения (VII.22) можно определить число единиц переноса:

$$m_y = \frac{K_y F}{G'} \quad (\text{VII.23})$$

где F — перфорированная площадь тарелки (в данном случае);

G' — объем пара, проходящего по колонне в единицу времени.

Отрезки ab между рабочей линией и кривой равновесия (рис. VII.7) для каждого из выбранных значений делят исходя из соотношения

$$cb = \frac{ab}{\epsilon^{m_y}} \quad (\text{VII.24})$$

Полученные точки c_1, c_2, c_3, \dots соединяют кривой, которая и называется кинетической. Реальные тарелки строят от X_n до X_k в виде ступеней между кинетической кривой и рабочей линией.

Аналитический расчет числа теоретических тарелок. Для тех участков колонны, где равновесная кривая может быть аппроксимирована прямой, число теоретических тарелок можно определить по уравнениям

$$n_y = \frac{1}{\ln \frac{A_1}{A_2}} \ln \frac{Y_k + i}{Y_n + i}; \quad (\text{VII.25})$$

$$n_x = \frac{1}{\ln \frac{A_1}{A_2}} \ln \frac{X_k + i'}{X_n + i'}; \quad (\text{VII.26})$$

где

$$i = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_1 - A_2}; \quad i' = \frac{B_1 - B_2}{A_1 - A_2}$$

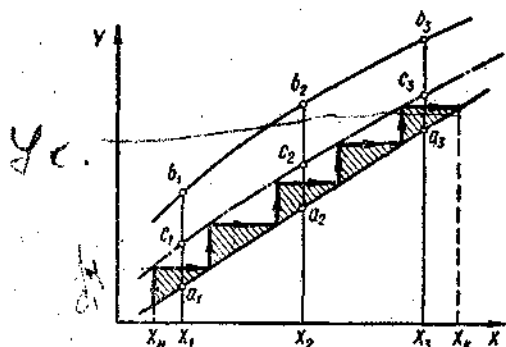


Рис. VII.7. Определение количества реальных тарелок с помощью кинетической кривой

Значения A_1, A_2, B_1 и B_2 берут из уравнений линии равновесия $Y_p = A_1 X + B_1$ и рабочей линии $Y = A_2 X + B_2$, где Y_p — равновесное содержание спирта в паровой фазе. Значения A_1 и B_1 для бинарной смеси этиловый спирт — вода (по данным П. С. Цыганкова) приведены в табл. VII.1.

Уравнения (VII.25) и (VII.26) используют при $A_1 \neq A_2$. Если линия равновесия и рабочая линия параллельны ($A_1 = A_2$), то

$$n = \frac{(X_k - X_n) A_{1(2)}}{B_1 - B_2} \quad (\text{VII.27})$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ТАРЕЛОК ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ТРОЙНОЙ СМЕСИ ЭТИЛОВЫЙ СПИРТ — ВОДА — ПРИМЕСЬ

Часть колонн БРУ используют для очистки смеси этиловый спирт — вода от нежелательных примесей. Расчет таких колонн осуществляют с учетом извлечения и концентрирования примесей. При этом вводят допущения, что коэффициент испарения примесей K зависит только от содержания этилового спирта в трехкомпонентной системе этиловый спирт — вода — примеси. Ввиду малого содержания примесей взаимное влияние последних не учитывают.

Равновесие в трехкомпонентных системах. Кривые, характеризующие зависимость коэффициентов испарения примеси K от содержания этилового спирта в трехкомпонентной смеси, представлены на рис. VII.8.

Значение K можно определить также аналитически [4]:

укусно-этиловый эфир

$$K = 238,79/X + 0,022X - 2,55; \quad (\text{VII.28})$$

укусный альдегид

$$K = 40,29 - 1,82X + 0,0308X^2 - 0,00017X^3; \quad (\text{VII.29})$$

метилловый спирт

$$K = -5,16/X^2 + 7,84/X - 0,01X + 2,06; \quad (\text{VII.30})$$

кротоновый альдегид

$$K = 61,13/X + 0,01X - 0,51; \quad (\text{VII.31})$$

акролеин

$$K = 32,03 - 1,31X + 0,021X^2 - 0,00011X^3; \quad (\text{VII.32})$$

диацетил

$$K = 73,91/X + 0,02X - 0,66; \quad (\text{VII.33})$$

триэтиламин

$$K = -186,56/X^2 + 261,05/X - 1,962. \quad (\text{VII.34})$$

Уравнения рабочих линий при расчете колонн по примеси так же, как и при расчете по спирту, отражают связь между молярными содержаниями примесей в паре Y^1 и жидкости X^1 , находящимися в контакте в любом сечении колонны. Их получают аналогично уравнениям (VII.7) и (VII.20).

Определение числа тарелок для извлечения и концентрирования примесей. Число теоретических тарелок определяют построением на диаграмме X^1-Y^1 ступеней концентрации (в рассчитываемой зоне от X_n^1 до X_k^1 между рабочей линией и линиями равновесия $Y^1=KX^1$).

Строят рабочие линии на диаграмме так же, как при расчете по спирту.

Перед расчетом колонн по примеси предварительно выполняют расчет по этиловому спирту и определяют содержание спирта на реальных тарелках колонны (X_n, X_1, X_2 и т. д.). Для каждой тарелки (т. е. для каждого значения X) вычисляют коэффициент испарения K и наносят линии равновесия $Y^1=KX^1$ на диаграмму X^1-Y^1 (рис. VII.9).

Построение теоретических тарелок начинают от X_n^1 . Вертикальную линию проводят до пересечения с линией $Y_n^1 = K_n X_n^1$. Из точки пересечения ведут горизонтальную линию до пересечения с рабочей линией, а затем снова строят вертикаль до пересечения с линией $Y_1^1 = K_1 X_1^1$. Таким образом построение продолжают до достижения конечного X_k^1 .

Число реальных тарелок

$$N = \frac{n}{KПД^{\alpha}}$$

где $KПД$ — коэффициент полезного действия по примесям для рассчитываемой зоны.

Если в рассчитываемой зоне колонны содержание спирта в жидкости на тарелках постоянно, то и $K = \text{const}$. В этом случае количество теоретических тарелок можно определить по уравнению (VII.25) или (VII.26), которые принимают соответственно вид:

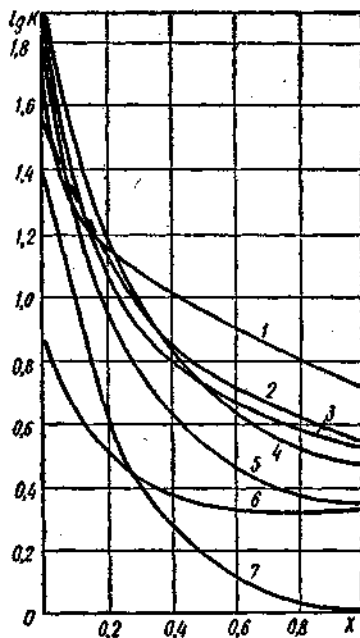


Рис. VII.8. Зависимость коэффициентов испарения примеси от содержания этанола в смеси этанол — вода — примесь:

1 — ацетальдегид; 2 — акролеин; 3 — метилацетат; 4 — пропионовый альдегид; 5 — этилацетат; 6 — метанол; 7 — кроновый альдегид

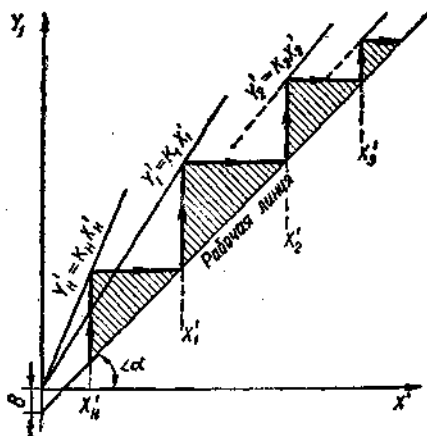


Рис. VII.9. Графическое определение числа теоретических тарелок при расчете колонны по примеси

$$n_y = \frac{1}{\ln \frac{K}{A_2}} \ln \frac{Y_k^1 + i}{Y_n^1 + i}; \quad (\text{VII.35})$$

$$n_x = \frac{1}{\ln \frac{K}{A_2}} \ln \frac{Y_k^1 + i'}{Y_n^1 + i'}; \quad (\text{VII.36})$$

где

$$i = \frac{-KB_2}{K - A_2}; \quad i' = \frac{-B_2}{K - A_2}.$$

циональности при расчете колонн по примеси. Принцип пропорциональности [6] состоит в том, что соотношение количеств примесей в любых сечениях колонны не зависит от содержания их в питающей жидкости. Использование этого принципа позволяет избежать многократного повторения вычислений, неизбежного при расчете процесса очистки спирта от примесей в колоннах с заданным заранее числом тарелок.

Если не использовать принцип пропорциональности, то после расчета, например, эшюрационной колонны по бинарной смеси этиловый спирт—вода необходимо задаться предполагаемым содержанием примесей X'_R в кубовом остатке (эпюрате), выполнить потарелочный расчет по примесям вплоть до определения их содержания X'_D в дистилляте, а затем проверить правильность принятой величины X'_R с помощью баланса примесей

$$MX'_M = RX'_R + DX'_D, \quad (\text{VII.37})$$

где M , R , D — количество соответственно питающей жидкости, кубового остатка и дистиллята, моль в единицу времени или моль на 1 дал абсолютного алкоголя (а. а);

X'_M , X'_R , X'_D — молярное содержание примесей соответственно в питающей жидкости, кубовом остатке и дистилляте, % (доли).

Если X'_R и X'_D не удовлетворяют условиям баланса, значение X'_R требуется изменить. Расчет повторяют до тех пор, пока несходимость баланса (VII.37) не будет меньше заданного значения.

Принцип пропорциональности позволяет решить задачу определения X'_R и X'_D следующим образом. После расчета колонны по бинарной смеси этиловый спирт—вода необходимо задаться произвольным значением X'_R и потарелочным расчетом определить X'_D , а затем найти коэффициент извлечения примеси α по уравнению

$$\alpha = X'_D / X'_R. \quad (\text{VII.38})$$

Поскольку, согласно принципу пропорциональности, значение α не зависит от содержания примеси в питающей жидкости X'_M и постоянно при данном режиме работы колонны, то уравнение баланса примесей можно записать (с ис-

пользованием уравнения (VII.38)) в таком виде:

$$MX'_M = RX'_R + D\alpha X'_R, \quad (\text{VII.39})$$

где X'_M и X'_R — фактическое содержание примеси в питающей жидкости и кубовом остатке.

Из уравнения баланса определяют

$$X'_R = \frac{MX'_M}{R + D\alpha}, \quad (\text{VII.40})$$

а затем $X'_D = \alpha X'_R$.

Переводят значения X' (или Y') в миллиграммы на литр абсолютного алкоголя по уравнению

$$X'_{\text{мг}} = X' \frac{M_{\text{пр}}}{0,582 \cdot 10^{-4} X'}, \quad (\text{VII.41})$$

где $M_{\text{пр}}$ — молярная масса примеси; X , X' — молярное содержание этилового спирта и примеси, %.

Поскольку часть тарелок в извлекающей части эшюрационной колонны работает при постоянном содержании спирта в жидкости, коэффициенты извлечения α для них можно определить аналитически по таким уравнениям:

при открытом обогреве

$$\alpha_n = \left(\frac{KG}{F} \right)^n \left(1 + \frac{F}{KG - F} \frac{X'_R}{X'_n} \right) - \frac{F}{KG - F} \frac{X'_R}{X'_n}, \quad (\text{VII.42})$$

при закрытом обогреве

$$\alpha_n = \left(\frac{KG}{F} \right)^n \left(1 + \frac{F - G}{KG - F} \frac{X'_R}{X'_n} \right) - \frac{F - G}{KG - F} \frac{X'_R}{X'_n}, \quad (\text{VII.43})$$

где X'_R , X'_n — содержание примеси в эпюрате и на нижней из N тарелок, для которых рассчитывается α_n ;

F , G — жидкий и паровой потоки в извлекающей части колонны;

n — число теоретических тарелок (определяется по уравнению $n = N \cdot K_{\text{ПД}}$).

РАСЧЕТ КОЛОНН С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

Расчет по бинарной смеси. Число теоретических тарелок при разделении бинарной смеси определяют последовательным решением на ЭВМ уравнений линии равновесия и рабочей линии. Получаемые значения X (или Y) сравнивают с заданными конечными

значениями (X_k или Y_k). Последовательность расчета показана на структурной схеме (рис. VII.10). Содержание отдельных блоков: 1 — введение начального значения X ; 2 — решение уравнения линии равновесия относительно Y ; 3 — решение уравнения рабочей линии относительно X ; 4 — подсчет числа тарелок; 5 — проверка достижения границы рассчитываемой зоны; 6 — подстановка в уравнение линии равновесия текущего значения X ; 7 — вычисление количества реальных тарелок; 8 — печать результатов; 9 — конец расчета.

Последовательность расчета колонны по бинарной смеси с помощью уравнения кинетики массообмена также представлена в виде структурной схемы (рис. VII.11). Расчет предусматривает определение состава жидкой и паровой фаз на тарелках вплоть до последней при заданном числе реальных тарелок $N_{зад}$. Содержание блоков: 1 — введение N и начального значения состава пара Y_n ; 2 — включение начального значения

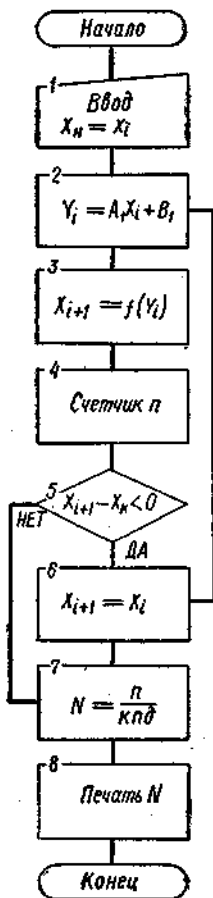


Рис. VII.10. Структурная схема расчета числа тарелок на ЭВМ

Y_n в расчет; 3 — определение состава жидкости X_i на очередной тарелке решением уравнения рабочей линии (см. рис. VII.7); 4 — определение параметров пара, состав которого Y_i ; 5 — определение коэффициента массопередачи [по уравнению (VII.22)]; 6 — расчет числа единиц переноса; 7 — определение состава пара Y_{ip} , равновесного жидкости X_i (по уравнению равновесия), и размера отрезка ab (см. рис. VII.7); 8, 9 — определение состава пара Y_{i+1} , отходящего с очередной тарелки; 10 — запись очередного значения Y_{i+1} ; 11 — подсчет пройденных тарелок; 12 — проверка, не исчерпан ли запас тарелок; 13 — переход к расчету следующей тарелки, если запас тарелок не исчерпан; 14 — печать результатов; 15 — конец расчета.

Расчет по тройной смеси этиловый спирт — вода — примесь. Последовательность расчета показана на структурной схеме (рис. VII.12): 1 — ввод данных, не меняющихся в процессе расчета (например, содержание

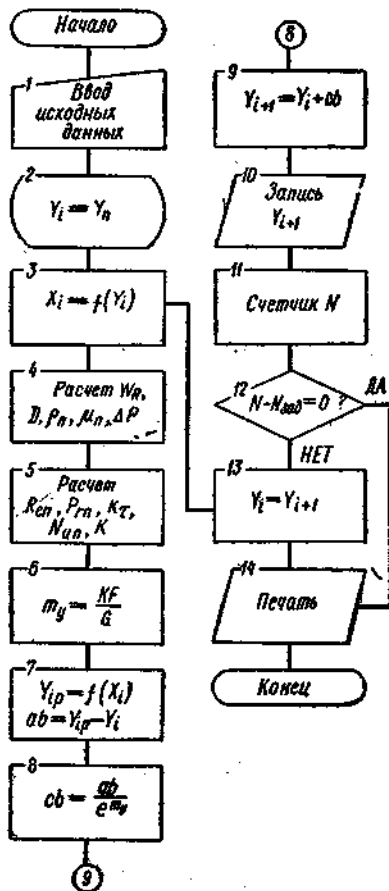


Рис. VII.11. Структурная схема расчета числа тарелок на ЭВМ методом кинетической кривой

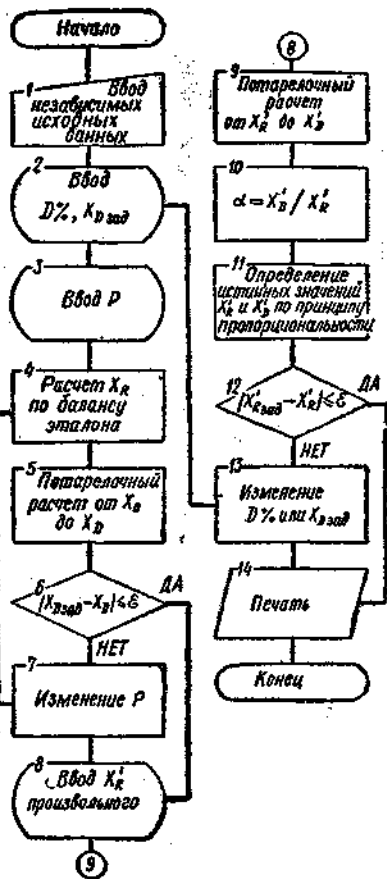


Рис. VII.12. Структурная схема определения числа тарелок при расчете колонны по примеси

спирта в питающей жидкости X_M , ее температура t_m , число тарелок, если оно задано, и т. п.); 2, 3 — ввод тех данных, которые в процессе расчета могут меняться (их изменение необходимо для подбора нужного режима работы колонны); 4 — определение содержания спирта в кубовом остатке X_R из баланса спирта (рис. VII.2), если задана концентрация спирта в дистилляте:

$$MX_M = DX_D + RX_R.$$

(Метод определения M , D и R показан далее в примерном расчете); 5 — потарелочный расчет (по одному из методов, рассмотренных выше); 6 — если расхождение между заданным (удовлетворяющим условиям баланса) значением X_D и расчетным X_D не более допустимого, переход к расчету колонны по примеси; 7 — если расхождение велико — изменение расхода греющего пара (либо другого переменного параметра — отбора дистиллята D , числа тарелок в извлекающей или концентрирующей части

и т. п.); 8 — 11 — расчет по примеси с использованием принципа пропорциональности; 12 — сравнение расчетного значения X_R с тем содержанием примесей $X_{R\text{зад}}$, которое разрешено технологическими условиями; 13 — если расхождение между расчетным и заданным значениями X_R недопустимо велико, изменение режима работы колонны. Можно менять значение любого из переменных параметров, кроме того, который принят в качестве переменного при расчете колонны по спирту (в нашем случае — расход греющего пара P).

Такая же последовательность операций применяется и при ручном методе расчета.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Критерий оптимизации. Оптимально спроектированной условимся считать колонну, при эксплуатации которой достигается минимальное (максимальное) значение оптимизируемого параметра. В качестве такого параметра, или критерия оптимизации, примем приведенные затраты K на осуществление процесса перегонки либо ректификации.

Приведенные затраты рассчитывают по таким уравнениями [5], коп./дал:

для бражных и ректификационных колонн

$$K = K_a + K_p + K_n + K_c + K_s, \quad (\text{VII.44})$$

для эapurационных колонн

$$K = K_a + K_p + K_n + K'_c, \quad (\text{VII.45})$$

где K_a — амортизационные отчисления на колонну, отнесенные к 1 дал а.а. поступающего в колонну с питающей жидкостью;

K_p — затраты на текущий ремонт;

K_n — стоимость греющего пара;

K_c — стоимость спирта, теряемого с кубовым остатком;

K'_c — стоимость спирта, потерянно-го с ГФ, за вычетом стоимости ГФ;

K_s — амортизационные отчисления на здание цеха брагоректификации и затраты на его ремонт.

Уравнения для вычисления величин K_a , K_p , K_n , K_c , K'_c и K_s приведены в [5] и даны ниже в примерах.

Методы оптимального проектирования. Если количество тарелок в колоннах задано, то при расчете выбирают такие значения переменных па-

раметров (например, расхода греющего пара, отбора ЭАФ, содержания спирта в кубовом остатке и пр.), которые обеспечивают минимальное значение K , т. е. минимальные затраты на процесс. Выбор оптимальных значений параметров осуществляется методом последовательного их изменения с определением K для каждого случая. Это требует многократного повторения расчета, что удобно только при использовании ЭВМ.

Найденные оптимальные значения переменных параметров используют затем для конструктивного расчета колонны. Если количество тарелок в колонне не задано, его также включают в число переменных параметров.

Некоторые оптимальные значения параметров можно принимать по литературным данным [5, 12]. При оптимальном проектировании колонн следует учитывать, что в БРУ работа отдельных колонн тесно взаимосвязана, поэтому оптимизация одной из них не должна отрицательно сказываться на показателях работы других. Более подробно методы оптимального проектирования БРУ рассмотрены в работе А. П. Николаева [5].

КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОЛОНН

Расчет контактных устройств. В спиртовой промышленности применяют преимущественно колпачковые и ситчатые тарелки. В последнее десятилетие появились контактные устройства (КУ) новых типов — провальные, чешуйчатые и клапанные тарелки. Независимо от выбранного типа КУ конструктивный расчет должен обеспечить максимальное упрощение конструкции, высокую надежность в эксплуатации, максимальную эффективность процесса, возможно меньшие потери давления.

Расчет колпачковой тарелки (рис. VII.13). При глубине барботажа z мм и расстоянии между тарелками H мм оптимальная скорость пара в свободном сечении колонны составляет, м/с:

$$\omega = \frac{0,305H}{60 + 0,05H} - 0,012z. \quad (\text{VII.46})$$

Живое сечение выбирают в пределах 10—20 %.

Общая площадь горловин колпачков

$$F_1 = \varphi F, \quad (\text{VII.47})$$

где φ — живое сечение тарелки, %;

F — полная площадь тарелки, м².

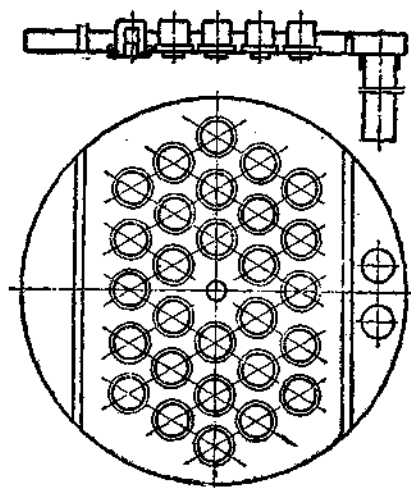


Рис. VII.13. Колпачковая тарелка

При диаметре горловины d_1 количество горловин

$$n = F_1 / \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right). \quad (\text{VII.48})$$

Горловины равномерно распределены по площади тарелки. Высота слоя жидкости над сливной планкой, м:

$$h_{сл} = 0,00284K_1 \left(\frac{V_{сл}}{L_{сл}} \right)^{2/3}, \quad (\text{VII.49})$$

где $V_{сл}$ — объем жидкости, стекающей через сливное устройство, м³/ч;

K_1 — безразмерный коэффициент, значение которого зависит от отношения $\frac{l}{D}$ (D — диаметр тарелки, м; l — длина сливной планки, м).

Высота сливной планки, м:

$$L_{сл} = z + l/2 + h_{сл} + 0,005. \quad (\text{VII.50})$$

Общая потеря давления на тарелке

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_n + \Delta P_{пж} + \Delta P_s, \quad (\text{VII.51})$$

где ΔP_n — сопротивление сухой тарелки, Па;

$\Delta P_{пж}$ — сопротивление парожидкостного слоя, Па;

ΔP_s — сопротивление за счет влияния поверхностного натяжения, Па.

Значение ΔP_s для колпачковых тарелок невелико и при расчете этой величиной пренебрегают. Сопротивление сухой тарелки

$$\Delta P_n = \sum \xi \frac{\omega_1^2 \rho_n}{2}, \quad (\text{VII.52})$$

где ξ — коэффициент сопротивления;

ω_1 — скорость пара в горловине колпачка, м/с;

ρ_n — плотность пара, кг/м³.

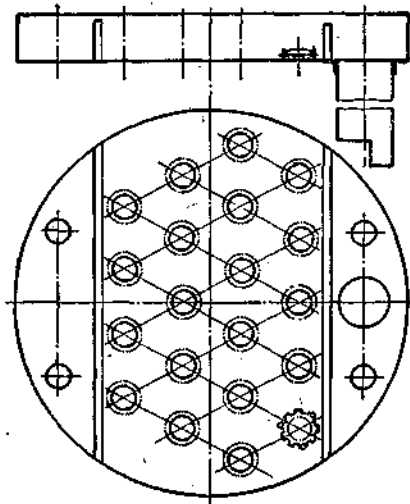


Рис. VII.14. Клапанная тарелка

Сопротивление парожидкостного слоя

$$\Delta P_{пж} = \rho_{ж} z g, \quad (\text{VII.53})$$

где z — глубина барботажа;

$\rho_{ж}$ — плотность парожидкостной смеси;

g — ускорение свободного падения, м/с^2 .

Расчет клапанной тарелки (рис. VII.14). Метод определения скорости пара в свободном сечении колонны основан на корреляционной зависимости между величинами X и Y . Значение X определяют по уравнению

$$X = (L/G)^{1/4} (\rho_{п}/\rho_{ж})^{1/8}, \quad (\text{VII.54})$$

где L , G — нагрузка колонны по пару и жидкости, кг/с ;

$\rho_{п}$, $\rho_{ж}$ — плотности пара и жидкости, кг/м^3 .

Затем находят значение Y :

$$Y = 10e^{-4X}.$$

Скорость пара определяют по уравнению

$$w = \sqrt{\frac{Y g d_3 \varphi^2 \rho_{ж}}{\rho_{п} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{в}}\right)^{0,16} 10^4}}, \quad (\text{VII.55})$$

где d_3 — эквивалентный диаметр отверстия, м;

φ — живое сечение тарелки, %; обычно $\varphi = 10 \dots 15$ %;

$\mu_{ж}$, $\mu_{в}$ — вязкость соответственно обрабатываемой жидкости и воды при $t = 20^\circ \text{C}$, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Общая площадь отверстий клапанов

$$f = \frac{\pi D^2}{4} 0,1. \quad (\text{VII.56})$$

Площадь, занятая сливным устройством при установке сливных перегородок,

$$f_{сл} = \frac{\pi R^2 \alpha}{90} - R^2 \sin \alpha \cos \alpha, \quad (\text{VII.57})$$

где R — радиус тарелки, м;

α — половина угла, образуемого двумя радиусами, соединяющими геометрический центр тарелки с концами сливной перегородки, градусы.

Принимая диаметр отверстия клапанов d , определяют количество клапанов:

$$n = f / \left(\frac{\pi d^2}{4} \right). \quad (\text{VII.58})$$

Клапаны располагаются на тарелке в шахматном порядке. Расстояние между тарелками H определяют из уравнения

$$c = l \frac{w^n}{H^n} K, \quad (\text{VII.59})$$

где c — величина уноса, %;

K — коэффициент;

w — скорость пара в свободном сечении колонны, м/с .

Для круглых клапанов $c = 3 \dots 6$ %; $K = 2,1$; $n = 3$; $m = 2,7$ [8].

Сопротивление тарелки проходу пара складывается из сопротивления сухой тарелки $\Delta P_{п}$ и сопротивления парожидкостного слоя $\Delta P_{пж}$. Значение $\Delta P_{п}$ рассчитывают по уравнению (VII.52), а $\Delta P_{пж}$ (в Па) — по уравнению

$$\Delta P_{пж} = 0,5 l_{сл} + 2,84 \sqrt{0,5 \left(\frac{V}{l} \right)^2 \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}}}, \quad (\text{VII.60})$$

где $l_{сл}$ — высота сливной перегородки, мм;

V — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$;

l — длина сливной перегородки, м;

$\rho_{ж}$, $\rho_{в}$ — плотности жидкости и воды при температуре, равной температуре жидкости, кг/м^3 .

Расчет провальной тарелки рекомендуется выполнять по методу, разработанному А. Г. Касаткиным. При этом тип тарелки, ширину щели, толщину пластины, живое сечение выбирают исходя из технологических и конструктивных требований. Основную расчетную величину — скорость пара в колонне — находят с учетом корреляционной связи между X и Y . Значение X рассчитывают по уравнению (VII.54) а значение Y выбирают так, чтобы оно находилось в пределах

$$Y = 10e^{-4X} \dots 2,95e^{-4X}. \quad (\text{VII.61})$$

Предельные значения Y соответствуют максимальной и минимальной допустимым скоростям пара.

Расстояние между тарелками для бражных колонн, в которых используются провальные тарелки, принимается равным 0,5 м.

Определение высоты и диаметра колонн, диаметров трубопроводов. Общая высота колонны

$$H_k = H_T(N - 1) + h_1 + h_2, \quad (\text{VII.62})$$

где H_T — межтарелочное расстояние, м;
 N — число реальных тарелок в колонне;

h_1 — расстояние от верхней тарелки до крышки колонны, м, $h_1 = 2H_T$;

h_2 — расстояние от основания колонны до первой тарелки, м, $h_2 = 3H_T$.

Расстояние между тарелками H складывается из высоты слоя светлой жидкости на тарелке $h_{ж}$, пены $h_{п}$ и высоты сепарационного пространства H_c :

$$H = h_{ж} + h_{п} + H_c. \quad (\text{VII.63})$$

Высота слоя жидкости на тарелках зависит от типа контактного устройства и при расчете принимается до 50 мм.

Для решетчатых провальных тарелок уравнение для определения высоты слоя пены имеет вид:

$$h_{п}^{1/2} = \frac{\Delta P_{пж} \omega^{0,4} F_c^{0,1}}{0,033 \rho_{ж}}, \quad (\text{VII.64})$$

где $\Delta P_{пж}$ — гидравлическое сопротивление парожидкостного слоя, Па.

Для провальных тарелок

$$\Delta P_{пж} = 2,45 \cdot 10^3 \omega^{0,42} F_c^{-1,72} L^{0,95}, \quad (\text{VII.65})$$

где L — количество питающей жидкости, м³/(м² · с);

F_c — живое сечение тарелки, доли от полного сечения.

Высота сепарационного пространства определяется допустимым значением межтарелочного уноса жидкости паровым потоком, составляющим 0,1—0,2 кг/кг. Уравнение для определения допустимого уноса имеет вид:

$$e = A \left(\frac{\omega}{H_c} \right)^{2,75}. \quad (\text{VII.66})$$

Задаваясь значением e , определяют высоту сепарационного пространства:

$$H_c = \omega^{2,75} \sqrt{\frac{A}{e}}, \quad (\text{VII.67})$$

где A — коэффициент, зависящий от конструкции тарелки [8].

Диаметр колонны определяют из уравнения неразрывности потока:

$$D = \sqrt{\frac{4G'}{\pi \omega}}, \quad (\text{VII.68})$$

где количество проходящего через колонну пара (в м³/с)

$$G' = G \epsilon M_G / \rho_G. \quad (\text{VII.69})$$

Диаметры трубопроводов рассчитывают по уравнению

$$d = \sqrt{\frac{4M'}{\pi \omega_{пр}}}. \quad (\text{VII.70})$$

Расход продукта, перемещаемого по трубопроводу,

$$M' = \frac{M \epsilon M_M}{\rho_M}, \quad (\text{VII.71})$$

а расход греющего пара

$$G' = \frac{G \epsilon M_G}{\rho_G}. \quad (\text{VII.72})$$

Объем кубового остатка

$$R' = \frac{\epsilon (G' + M M_M D M_D)}{\rho_R}; \quad (\text{VII.73})$$

объем спирто-водного пара (при расчете по дистилляту)

$$D' = \frac{D \epsilon M_D}{\rho_{сп}}. \quad (\text{VII.74})$$

В уравнениях (VII.68)—(VII.74)

ω — скорость пара в свободном сечении колонны, м/с;

G — расход пара, моль/дал;

ϵ — производительность колонны, дал/с;

M' — расход продукта, м³/с;

$\omega_{пр}$ — скорость движения продукта в трубопроводах, м/с;

D — расход дистиллята, моль/дал;

M_G, M_M, M_D — молярная масса соответственно пара, продукта и дистиллята, кг/моль;

$\rho_G, \rho_M, \rho_R, \rho_{сп}$ — плотность соответственно пара, продукта, кубового остатка и спирто-водного пара, кг/м³.

Расчет барботера. Число барботеров в колонне зависит от ее диаметра: при $D < 1000$ мм устанавливают один барботер, при $D > 1000$ мм число барботеров составляет два и больше. Диаметр барботера d_0 (если барботер один) принимается равным диаметру трубопровода. Площадь паровыпускных отверстий

равна

$$S_0 = 1,25 \frac{\pi d_0^2}{4}. \quad (\text{VII.75})$$

Диаметр отверстий d_0 принимается равным 6—15 мм. Чем больше диаметр барботера, тем большим должен быть диаметр отверстий. Число отверстий

$$n_0 = \frac{4S_0}{\pi d_0^2}. \quad (\text{VII.76})$$

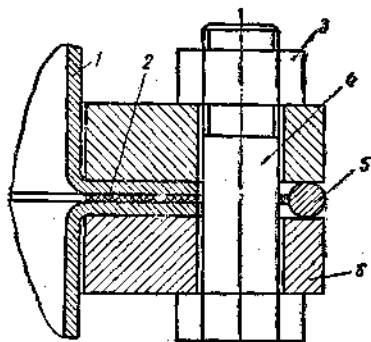


Рис. VII.15. Узел крепления царги:

1 — царги; 2 — прокладка; 3 — гайка; 4 — болт; 5 — кольцо опорное; 6 — фланцы

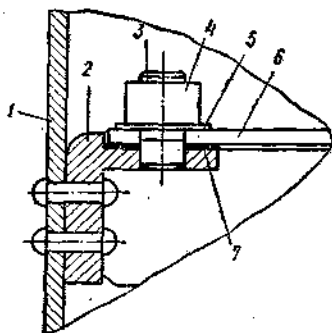


Рис. VII.16. Узел крепления тарелки:

1 — царга; 2 — опорный каркас; 3 — шпилька; 4 — гайка; 5 — шайба; 6 — тарелка; 7 — прокладка

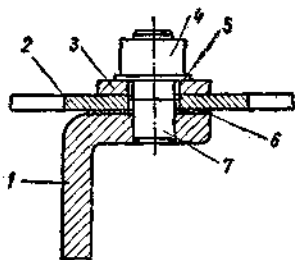


Рис. VII.17. Узел крепления тарелки:

1 — опорный каркас; 2 — тарелка; 3 — планка; 4 — гайка; 5 — шайба; 6 — прокладка; 7 — шпилька

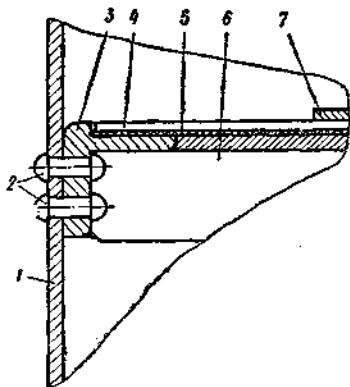


Рис. VII.18. Узел крепления тарелки:

1 — царга; 2 — заклепки; 3 — опорный каркас; 4 — тарелка; 5 — прокладка; 6 — опорный уголок; 7 — планка

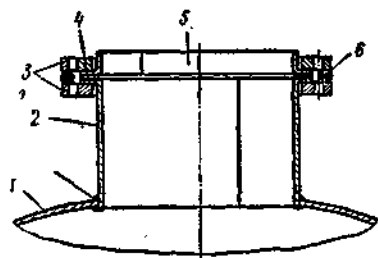


Рис. VII.19. Патрубок выхода спирто-водного пара:

1 — крышка колонны; 2 — патрубок; 3 — фланцы; 4 — прокладка; 5 — труба; 6 — опорное кольцо

Длина участка барботера, в миллиметрах, на котором размещаются отверстия,

$$l = D - (100 \dots 200), \quad (\text{VII.77})$$

где D — диаметр колонны, мм.

Шаг между отверстиями принимается 10—25 мм (в зависимости от диаметра отверстий), число отверстий в одном ряду

$$n_t = \frac{l}{t} + 1, \quad (\text{VII.78})$$

где t — шаг между отверстиями.

Число продольных рядов отверстий

$$n_{пр} = \frac{n_0}{n_t}, \quad (\text{VII.79})$$

шаг между рядами

$$t_1 = \frac{\pi d_0}{2(n_{пр} - 1)}, \quad (\text{VII.80})$$

Графическое изображение конструктивных элементов колонн. Колонны БРУ состоят из отдельных царг, которые соединяются друг с другом фланцами и крепятся болтами (рис. VII.15). В царгах колонн монтируются контактные устройства (тарелки). Узлы крепления тарелок показаны на рис. VII.16—VII.18. Между тарелками устанавливаются стойки, предохраняющие их от прогиба.

Вверху колонна имеет крышку с патрубком для выхода спирто-водного пара (рис. VII.19). Крышка крепится к верхней царге фланцами и болтами (рис. VII.20).

Патрубок для подвода питающей жидкости и его крепление в царге колонны показаны на рис. VII.21, а узел крепления барботера в кубовой части колонн — на рис. VII.22.

Для подключения вакуум-прерывателя в колонну вваривают патрубок (рис. VII.23).

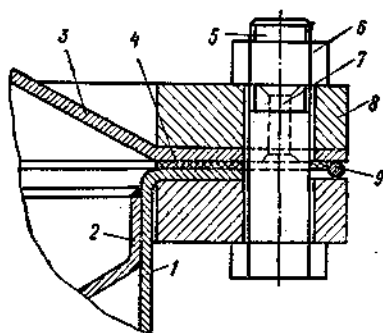


Рис. VII.20. Узел крепления крышки колонны:
1 — царга верхняя; 2 — отражатель; 3 — крышка;
4 — прокладка; 5 — болт; 6 — гайка; 7 — заклепка;
8 — фланцы; 9 — опорное кольцо

Барда выводится из нижней части колонны через патрубок, конструкция и крепление которого аналогичны патрубку, показанному на рис. VII.23.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

РАСЧЕТ БРАЖНОЙ КОЛОННЫ

1. Требуется определить необходимое число реальных тарелок N в бражной колонне (см. рис. VII.1) и получить данные для ее конструктивного расчета.

Исходные данные:

объемное содержание спирта в бражке $X_M = 7,5\%$;

температура бражки $t_M = 80^\circ\text{C}$;

допустимое объемное содержание спирта в барде $X_R = 0,015\%$;

расход нормального пара непосредственно на процесс перегонки составляет 20 кг/дал;

обогрев открытый; КПД тарелок = 0,45.

Расчет ведется на 1 дал спирта, поступающего с бражкой.

Количество питающей жидкости (бражки)

$$M = \frac{\rho}{M_c X_M}, \quad (\text{VII.81})$$

где ρ — плотность спирта, кг/м³;

M_c — молярная масса спирта, кг/моль;

X_M — молярное содержание спирта, %;

$$M = \frac{789}{46,07 \cdot 2,5} = 6,83 \text{ кмоль/дал, или}$$

$$M' = 6,83 M_M = 6,83 \cdot 18,7 = 128 \text{ кг/дал,}$$

где M_M — молярная масса бражки.

Максимально возможное молярное содержание спирта в жидкости на тарелке питания $X_{\text{пит}}$ определяем по методике Е. Ф. Четверикова [12] $X_{\text{пит}} = 3\%$.

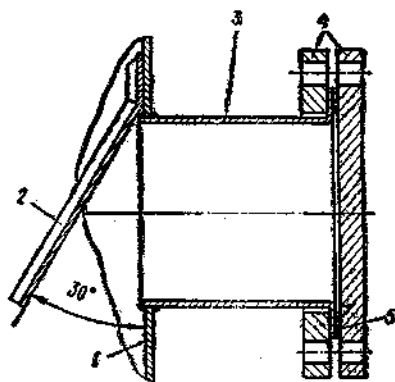


Рис. VII.21. Патрубок входа питания:
1 — царга; 2 — отражатель; 3 — патрубок; 4 — фланцы;
5 — прокладка

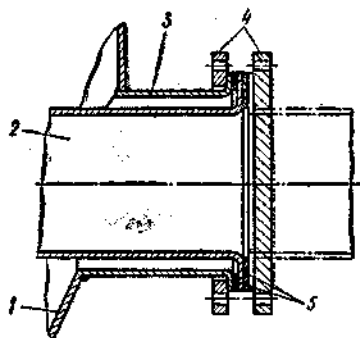


Рис. VII.22. Узел крепления барботера:
1 — царга; 2 — барботер; 3 — патрубок; 4 — фланцы;
5 — прокладка

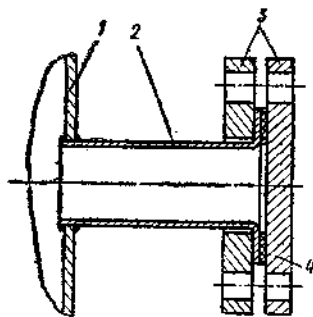


Рис. VII.23. Патрубок подключения вакуум-прерывателя:
1 — царга; 2 — патрубок; 3 — фланцы; 4 — прокладка

Количество теплоты, необходимое для догрева бражки до температуры кипения жидкости $t_{\text{кип}}$ на питающей тарелке,

$$Q = M'c(t_{\text{кип}} - t_M) = 128 \cdot 4,19(93 - 80) = 6960 \text{ кДж/дал.}$$

Здесь значение теплоемкости бражки c принято по справочнику [13], а $t_{\text{кип}}$ — по данным для спирто-водных растворов [10].

Количество пара ΔG , конденсирующегося при догреве бражки на тарелке питания,

$$\Delta G = Q/r = 6960/4 \cdot 10^4 = 0,17 \text{ моль/дал.}$$

где r — средняя теплота конденсации спирто-водного пара, кДж/(кг · моль).

Жидкий поток в колонне

$$F = M + \Delta G = 6,83 + 0,17 = 7 \text{ моль/дал.}$$

Паровой поток G принимается равным количеству греющего пара P :

$$G = \frac{P}{M_p} = \frac{20}{18,016} = 1,11 \text{ моль/дал.}$$

Количество бражного дистиллята

$$D = G - \Delta G = 1,11 - 0,17 = 0,94 \text{ моль/дал.}$$

Отношение жидкого потока к паровому $F/G = 7,00/1,11 = 6,3$.

Молярное содержание спирта в бражном дистилляте X_D определим из уравнения баланса спирта (VII.11), в котором $R = F$. При расчете потока выражаем в кг-моль/дал, а X — в %:

$$X_D = \frac{MX_M - RX_R}{D} = \frac{6,83 \cdot 2,5 - 7,00 \cdot 0,005}{0,94} = 18,13 \%$$

Количество теоретических тарелок, необходимое для изменения молярного содержания спирта от X_R до 0,2%, определим по уравнению (VII.26).

Уравнение фазового равновесия на этом участке $Y_p = 13X$, т. е. $A_1 = 13$, $B_1 = 0$ [см. расшифровку уравнения (VII.7)]. Уравнение рабочей линии (VII.7) запишем в таком виде:

$$Y = \frac{F}{G} X - \frac{F}{G} X_R,$$

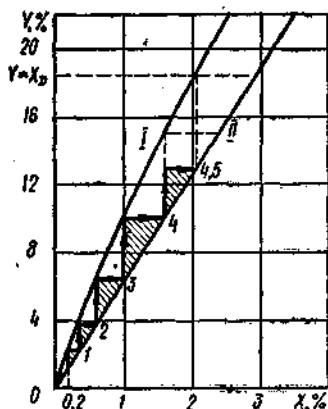


Рис. VII. 24. Пример графического расчета числа тарелок бражной колонны

$$\text{где } \frac{F}{G} = A_2; \quad \frac{F}{G} X_R = B_2.$$

Тогда

$$i' = \frac{B_2}{A_1 - A_2} = \frac{\frac{F}{G} X_R}{13 - \frac{F}{G}} = \frac{6,3 \cdot 0,005}{13 - 6,3} = 0,0047;$$

$$n_x = \frac{1}{\ln \frac{6,3}{6,3}} \ln \frac{0,2 + 0,0047}{0,005 + 0,0047} = \frac{\ln 21,1}{\ln 2,065} = 4,2.$$

Количество теоретических тарелок, необходимое для изменения молярного содержания спирта на тарелках от 0,2% до X_D , определим путем графического построения (рис. VII.24). На рисунке искомое количество тарелок равно 4,5, поскольку именно при таком числе теоретических тарелок с последней половины теоретической тарелки уйдет пар, по составу соответствующий X_D .

Суммарное количество теоретических тарелок

$$n_x = 4,2 + 4,5 = 8,7.$$

При КПД = 0,45 число реальных тарелок

$$N = n_x / \text{КПД} = 8,7 / 0,45 \approx 20$$

(округляем до большего целого числа).

Найдем исходные данные для конструктивного расчета.

Расход реального (используемого) пара

$$P' = P \frac{r'}{r} \epsilon q, \quad (\text{VII.82})$$

где P — расход нормального пара, кг/дал;

r, r' — теплота конденсации соответственно нормального и реального пара, $r = 2260$ кДж/кг;

ϵ — производительность колонны дал/с;

q — коэффициент, учитывающий дополнительный расход пара на компенсацию тепловых потерь (в том числе на догрев бражки до температуры кипения); обычно принимают $q = 1,08 \dots 1,1$.

По таблицам водяного пара находим $r' = 2711$ кДж/кг. При $q = 1,1$

$$P' = 20 \frac{2260}{2711} \epsilon 1,1 = 18,34 \epsilon \text{ кг/с.}$$

Объем пара, движущегося по колонне, определяем по уравнению (VII.69). Значения M_G и ρ_G можно принимать для

Средней концентрации пара в колонне Y_{cp} . В нашем примере Y_{cp} приблизительно соответствует концентрации пара, поднимающегося с четвертой (считая снизу) теоретической тарелки, т. е. $Y_{cp} \approx 2\%$ (см. рис. VII.24). Тогда $M_G = 18,5$ кг/моль, $\rho_G = 0,6$ кг/м³ [10],

$$G' = \frac{1,11 \cdot 11,5}{0,6} = 21,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Согласно уравнению (VII.73), объем питающей жидкости (бражки) при $M_M = 18,6$ кг/моль; $\rho_M = 990$ кг/м³

$$M' = \frac{6,83 \cdot 18,6}{900} = 0,13 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объем кубового остатка (барды) по уравнению (VII.75) при $\rho_R = 955$ кг/м³

$$R' = \frac{\varepsilon(18,34 + 6,83 \cdot 18,6 - 0,94 \cdot 23)}{955} = 0,17 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Затраты на процесс перегонки бражки определяем по уравнению (VII.44):

$$K_a = NC_T = 20 \cdot 9,3 \cdot 10^{-3} = 1,9 \cdot 10^{-1} \approx 0,2 \text{ коп./дал},$$

где C_T — амортизационные отчисления на одну реальную тарелку [5];

$$K_p = K_a = 0,2 \text{ коп./дал};$$

$$K_n = P'C_n \text{ коп./дал},$$

где C_n — стоимость 1 кг реального греющего пара, коп./кг [5];

$$K_n = 18,34 \cdot 0,25 = 4,6 \text{ коп./дал};$$

$$K_c = AC_c \text{ коп./дал};$$

$$A = \frac{RX_R M_c}{\rho_c},$$

где A — количество спирта в кубовом остатке на каждый декалитр спирта в питающей жидкости, дал./дал;

C_c — отпускная цена 1 дал спирта, коп. [5];

ρ_c — плотность спирта, кг/м³ [10];

$$K_c = \frac{7 \cdot 0,005 \cdot 46,07}{789} 610 = 1,3 \text{ коп./дал};$$

$$K_s = NC_s = 20 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3} = 8,6 \cdot 10^{-2} \approx 0,1 \text{ коп./дал},$$

где C_s — отчисления на амортизацию цеха брагоректификации [5].

Общие затраты на перегонку:

$$K = 0,2 + 0,2 + 4,6 + 1,3 + 0,1 = 6,4 \text{ коп./дал}.$$

РАСЧЕТ ЭПИЮРАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

1. Необходимо определить содержание этилового спирта в экурате X_R , головной фракции X_D и на тарелках эпиюрационной колонны (см. рис. VII.2).

Исходные данные:

объемное содержание спирта в питающей жидкости $X_M = 40\%$;

температура питающей жидкости $t_M = 75^\circ\text{C}$;

расход нормального пара $P = 9$ кг на 1 дал а. а.;

отбор ГФД = 3% абсолютного спирта, поступающего с питающей жидкостью; число реальных тарелок в извлекающей части $N_n = 18$, в концентрирующей части $N_k = 14$;

КПД тарелок = 0,4, обогрев закрытый. Примем следующую схему расчета: по принятому X_D найти X_R ; определить значение F/G и положение рабочей линии для извлекающей части колонны;

графическим построением определить значения X на тарелках извлекающей части от X_R до $X_{пит}$;

рассчитать ΔG , F/G и определить положение рабочей линии для концентрирующей части колонны;

графическим построением определить значения X на тарелках концентрирующей части колонны от $X_{пит}$ до X_D ;

сравнить расчетное и принятое значения X_D и в случае значительного расхождения повторить расчет, приняв другое X_D .

Следуя схеме, примем объемное содержание спирта в дистилляте $X_D = 95\%$ (соответственно молярное содержание равно 82,8%). В соответствии с уравнением (VII.81)

$$M = 789/46,07 \cdot 16,4 = 1,045 \text{ моль/дал}.$$

Количество дистиллята определим по отбору головной фракции $D, \%$:

$$D = \frac{D\%P}{M_c X_D 100} = \frac{3 \cdot 789}{46,07 \cdot 82,8 \cdot 100} = 0,006 \text{ моль/дал}.$$

Расход экурата

$$R = M - D = 1,045 - 0,006 = 1,039 \text{ моль/дал}.$$

Из уравнения баланса (VII.11)

$$X_R = \frac{MX_M - DX_D}{R} = \frac{1,045 \cdot 16,4 - 0,006 \cdot 82,8}{1,039} = 16\%.$$

Определим отношение жидкого и парового потоков:

$$F = M + G - D;$$

$$G = P = 9/18,016 = 0,5 \text{ моль/дал};$$

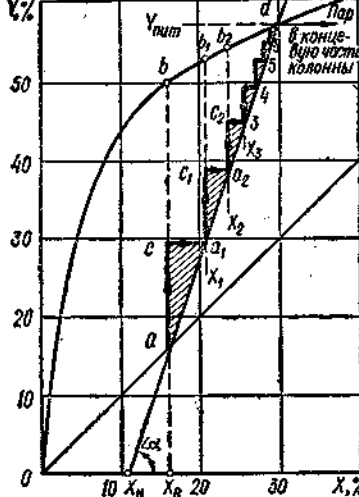


Рис. VII. 25. Графический расчет извлекающей части эвпорационной колонны

$$F = 1,045 + 0,5 - 0,006 = 1,539 \text{ моль/дал.};$$

$$F/G = 1,539/0,5 = 3,078.$$

В качестве уравнения рабочей линии можно использовать уравнение (VII.12), исключив из него величину H (отсутствующую в процессе, протекающем в эвпорационной колонне):

$$Y = \frac{M + G - D}{G} X = \frac{M - D}{G} X_R. \quad (\text{VII.33})$$

Положение рабочей линии на диаграмме $X - Y$ можно определить, найдя точку пересечения X_n рабочей линии с осью абсцисс и проведя ее через эту точку под углом α , тангенс которого равен F/G (рис. VII.25). Если $Y = 0$, то

$$X = X_n = X_R \frac{M - D}{F} = 16 \frac{1,039}{1,539} = 10,8\%.$$

Молярное содержание спирта на тарелках извлекающей части определяем построением на диаграмме $X - Y$ ступеней, соответствующих реальным тарелкам (см. рис. VII.24). Для этого отрезки вертикальных линий (между рабочей линией и линией равновесия), соответствующие теоретическим тарелкам, поделим в пропорции согласно уравнению (VII.21). Молярное содержание спирта на первой снизу тарелке $X_1 = 21\%$, на второй $X_2 = 24\%$; соответственно $X_3 = 26\%$; $X_4 = 27,5$; $X_5 = 28,7\%$. На восьмой и всех вышележащих тарелках практически $X = \text{const} = 30\%$.

Количество пара ΔG , конденсирующегося при догреве питающей жид-

кости M до температуры кипения $t_{\text{кип}}$, определим по методике, изложенной в примере расчета бражной колонны:

$$\Delta G = \frac{MM_{M^c} (t_{\text{кип}} - t_M)}{r} = \frac{1,045 \cdot 22,6 \cdot 4,4 (84,3 - 75)}{4 \cdot 10^4} = 0,024 \text{ моль/дал.}$$

где c и $t_{\text{кип}}$ приняты по [10].

Паровой поток концентрирующей части

$$G_k = G - \Delta G = 0,5 - 0,024 = 0,476 \text{ моль/дал.};$$

жидкий поток (флегма)

$$f = G_k - D = 0,476 - 0,006 = 0,47 \text{ моль/дал.};$$

отношение потоков

$$f/G_k = 0,47/0,476 = 0,988 \approx 1,0.$$

Судя по значению f/G_k , рабочая линия концентрирующей части колонны практически совпадает с диагональю диаграммы $X - Y$.

Построение ступеней, соответствующих тарелкам концентрирующей части, начнем от точки d , характеризующей состав пара $Y_{\text{пит}}$, поднимающегося с питающей тарелки и поступающего на первую снизу тарелку концентрирующей части. Правила построения ступеней те же, что и для извлекающей части. Для удобства изображения часть диаграммы $X - Y$ с тарелками концентрирующей части приведена отдельно на рис. VII.26.

Молярное содержание спирта на первой снизу тарелке концентрирующей части $X_{1к} = 56,6\%$, на второй $X_{2к} = 61,5$, на третьей $X_{3к} = 65,0\%$ и т. д. Построение ступеней продолжаем до достижения последней (четырнадцатой) тарелки. Поднимающийся с этой тарелки пар Y_{14} , после конденсации превращающийся в дистиллят (ГФ), содержит $82,5\%$ спирта, что на $0,3\%$ отличается от принятого значения X_D . Эта точность удовлетворяет требованиям, предъявляемым к расчету эвпорационных колонн.

Исходные данные для конструктивного расчета определяем так же, как и при расчете бражной колонны.

2. Определить содержание этилацетата в эвпорате X'_R и в дистилляте (ГФ) X'_D , если в питающей жидкости его содержится 500 мг/л . Остальные данные взять по условиям предыдущей

задачи. КПД тарелок по примеси составляет 0,3.

Зададимся произвольным значением молярного содержания этилацетата в элюате: $X'_R = 10^{-5}\%$. Уравнение рабочей линии для извлекающей части колонны аналогично уравнению (VII.83). Для удобства использования будем решать его относительно X' :

$$X' = \frac{G}{M+G-D} Y' + \frac{M-D}{M+G-D} X'_R. \quad (\text{VII.84})$$

Используя данные примера 1, заменим величины G, M, D их численными значениями:

$$X' = \frac{0,5}{1,539} Y' + \frac{1,039}{1,539} X'_R = 0,325 Y' + 0,675 \cdot 10^{-5}\%. \quad (\text{VII.85})$$

На диаграмме $X' - Y'$ (рис. VII.27) положение рабочей линии можно определить по точке e , где $Y' = 0$, а $X'_e = 0,675 \cdot 10^{-5}\%$ [по уравнению (VII.85)], и значению $\text{tg } \alpha$:

$$\text{tg } \alpha = \frac{M+G-D}{G} = 3,078.$$

Молярное содержание примеси Y'_R в паре, образующемся при кипении кубового остатка, определим по диаграмме $X' - Y'$. Для этого построим вертикаль от точки $X'_R = 10^{-5}\%$ до пересечения ее с линией равновесия (уравнение которой $Y'_R = K_R X'_R$) и поделим отрезок ab согласно пропорции $ac/ab = \text{КПД}'$. В результате получим: $Y'_R = 3,9 \cdot 10^{-5}\%$.

Чтобы определить молярное содержание примеси X'_1 на первой снизу тарелке, проведем горизонтальную линию $Y'_R = \text{const}$ до пересечения с рабочей линией (точка a_1): $X'_1 = 1,9 \cdot 10^{-5}\%$. Содержание примеси Y'_1 в паре, поднимающемся с первой тарелки, находим делением отрезка $a_1 b_1$ в пропорции $a_1 c_1 / a_1 b_1 = \text{КПД}'$: $Y'_1 = 7,8 \cdot 10^{-5}\%$.

Точка b_1 находится на пересечении вертикальной линии $X'_1 = \text{const}$, линией равновесия $Y'_1 = K_1 X'_1$.

Значения коэффициентов испарения K_R, K_1 и всех последующих определим по содержанию спирта соответственно в элюате X_R , на первой тарелке X_1 и на каждой последующей по уравнению (VII.28) для этилацетата или с помощью рис. VII.8. Для рассматриваемого случая $K_R = 13$; $K_1 = 9$. Аналогичное построение ступеней, со-

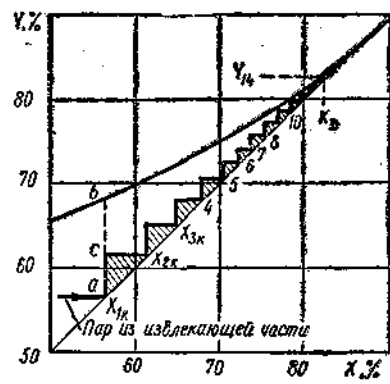


Рис. VII.26. Графический расчет концентрирующей части эвaporационной колонны

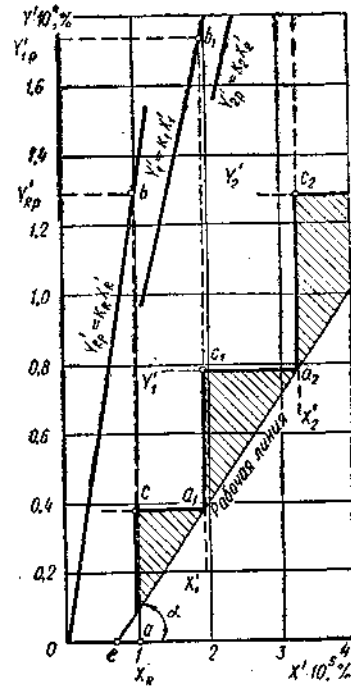


Рис. VII.27. Расчет по примеси извлекающей части эвaporационной колонны

ответствующих реальным тарелкам, проводим вплоть до тарелки питания.

Не прибегая к графическому построению ступеней, величину X'_i , характеризующую содержание примеси на любой тарелке, можно определить аналитически.

Из рисунка (VII.27) следует, что

$$Y'_R = K_R X'_R \text{КПД}'.$$

По уравнению рабочей линии (VII.85)

$$X'_1 = f(Y'_R);$$

$$Y'_1 = Y'_R + (X'_1 K_1 - Y'_R) \text{КПД}';$$

$$X'_2 = f(Y'_1);$$

№ тарелки	$X_i, \%$	K_i	$X'_i \cdot 10^3, \%$	$Y'_i \cdot 10^3, \%$	№ тарелки	$X_i, \%$	K_i	$X'_i \cdot 10^3, \%$	$Y'_i \cdot 10^3, \%$
Куб	16	13	1	3,9	4	27,5	6,5	6,95	27,07
1	21	9	1,94	7,97	5	28,5	6,3	9,46	36,9
2	24	7,5	3,27	12,93	6	29,5	6,1	12,64	48,8
3	26	7	4,88	19,3	7	30	6	16,53	

$$Y'_2 = Y'_1 + (X'_2 K_2 - Y'_2) \text{КПД}';$$

$$X'_i = f(Y'_{i-1})$$

[по уравнению (VII.87)];

$$Y'_i = Y'_{i-1} + (X'_i K_i - Y'_{i-1}) \text{КПД}'. \quad (\text{VII.86})$$

Дальнейшее определение X_i до шестой тарелки, на которой молярное содержание спирта еще изменяется (см. рис. VII.24), проведем аналитически, сведя результаты в табл. VII.3.

Коэффициент извлечения на нижних семи тарелках, включая куб,

$$\alpha_{n1} = X'_7 / X'_R = 16,53.$$

На тарелках от седьмой до восемнадцатой содержание спирта, а следовательно, и коэффициент испарения примеси постоянны. Это позволяет применить для определения коэффициента извлечения примеси α_{n2} уравнение (VII.43):

$$\begin{aligned} \alpha_{n2} &= \frac{KG^{N-\text{КПД}'}}{F} \left(1 - \frac{F-G}{KG-F} \frac{X'_R}{X'_7} \right) - \\ &= \frac{F-G}{KG-F} \frac{X'_R}{X'_7} = \left(\frac{6 \cdot 0,5}{1,539} \right)^{3,3} \times \\ &\times \left(1 + \frac{1,539 - 0,5}{6 \cdot 0,5 - 1,539} \frac{1}{16,53} \right) - \\ &= \frac{1,539 - 0,5}{6 \cdot 0,5 - 1,539} \frac{10}{16,53} = 9,4. \end{aligned}$$

Общий коэффициент извлечения от куба до тарелки питания

$$\alpha_n = \alpha_{n1} \alpha_{n2} = 16,53 \cdot 9,4 = 155,4.$$

Молярное содержание примеси на тарелке питания

$$\begin{aligned} X_{\text{пит}} &= X'_R \alpha_n = 10^5 \cdot 155,4 = \\ &= 1,554 \cdot 10^{-3} \%. \end{aligned}$$

Расчет концентрирующей части проведем аналитически, аналогично расчету верхних тарелок извлекающей части.

Как было показано при расчете элюционной колонны по спирту, в качестве рабочей линии концентрирующей

части можно использовать диагональ диаграммы $X-Y$. При расчете по примеси уравнение рабочей линии примет вид $X'_i = Y'_i$.

Молярное содержание примеси $X'_{\text{пит}}$ в паре, поступающем с питающей тарелки на первую снизу тарелку концентрирующей части, определим по уравнению (VII.86), предварительно рассчитав $Y'_{\text{пит}-1}$ по формуле (VII.87), которая для данных условий записывается:

$$X'_{\text{пит}} = \frac{0,5}{1,539} Y'_{\text{пит}-1} + \frac{1,039}{1,539} X'_R,$$

откуда

$$\begin{aligned} Y'_{\text{пит}-1} &= 3,078 X'_{\text{пит}} - 2,078 X'_R = \\ &= 3,078 \cdot 1,554 \cdot 10^{-3} - 2,078 \cdot 10^{-5} = \\ &= 4,76 \cdot 10^{-3} \%. \end{aligned}$$

Далее определяем

$$\begin{aligned} Y'_{\text{пит}} &= Y'_{\text{пит}-1} + (X'_{\text{пит}} K_{\text{пит}} - \\ &- Y'_{\text{пит}-1}) \text{КПД} = 4,76 \cdot 10^{-3} + \\ &+ (1,554 \cdot 10^{-3} \cdot 6 - 4,76 \cdot 10^{-3}) 0,3 = \\ &= 6,13 \cdot 10^{-3} \%. \end{aligned}$$

Результаты расчета предоставим в табл. VII. 4. Пример вычисления первой строчки таблицы:

$$\begin{aligned} X_1 &= 56,5\% \text{ (рис. VII.26); } K_1 = \\ &= 3,1 \text{ (рис. VII.8); } X'_1 = Y'_{\text{пит}} = \\ &= 6,13 \cdot 10^{-3} \%; Y'_1 = Y'_{\text{пит}} + (X'_1 K_1 - \\ &- Y'_{\text{пит}}) \text{КПД}' = 6,13 \cdot 10^{-3} + (6,13 \times \\ &\times 10^{-3} \cdot 3,1 - 6,13 \cdot 10^{-3}) 0,3 = 10^{-2} \%. \end{aligned}$$

Поскольку ГФ образуется при конденсации пара, поднимающегося с верхней (четырнадцатой) тарелки, т. е. $X'_D = Y'_{14}$, коэффициент концентрирования определяем из уравнения

$$\alpha_K = \frac{Y'_{14}}{X'_{\text{пит}}} = \frac{11,7 \cdot 10^{-1}}{1,554 \cdot 10^{-3}} = 750.$$

№ тарелки	$X_D, \%$	K_i	$X'_i \cdot 10^3, \%$	$Y'_i \cdot 10^3, \%$	№ тарелки	$X_D, \%$	K_i	$X'_i \cdot 10^3, \%$	$Y'_i \cdot 10^3, \%$
Питающая				0,613	8	75,2	2,45	1,1	1,58
1	56,5	3,1	0,613	1	9	76,5	2,4	1,58	2,24
2	61,5	2,8	1	1,54	10	78	2,35	2,24	3,15
3	65	2,7	1,54	2,33	11	79	2,3	3,15	4,38
4	68	2,65	2,33	3,49	12	80	2,3	4,38	6,08
5	70,5	2,6	3,49	5,16	13	81	2,3	6,08	8,45
6	72,5	2,55	5,16	7,60	14	82	2,3	8,45	11,7
7	74	2,5	7,6	11					

Общий коэффициент извлечения

$$\alpha_{21} = \alpha_{21} \alpha_k = \frac{Y'_{14}}{X'_R} = \frac{11,7 \cdot 10^{-1}}{10^{-5}} = 1,17 \cdot 10^5.$$

Для удобства использования принципа пропорциональности при определении истинных значений X'_R и X'_D переведем принятое значение молярного содержания X'_R и найденное расчетом X'_D (Y'_{14}), выраженные в процентах, в миллиграммах на литр, используя уравнение (VII.41):

$$X'_{R \text{ мг}} = 10^{-5} \frac{88,1}{0,582 \cdot 10^{-4} \cdot 16} = 0,946 \text{ мг/л};$$

$$X'_{D \text{ мг}} = 1,17 \frac{88,1}{0,582 \cdot 10^{-4} \cdot 82,5} = 21600 \text{ мг/л}.$$

В этом случае

$$\alpha_{21} = \frac{21600}{0,946} = 22,8 \cdot 10^3.$$

Запишем баланс примеси [уравнение (VII.39)] в несколько измененном виде:

$$M'X'_M = R'X'_R + D'X'_{R\alpha_2},$$

где M' , R' , D' — количество абсолютного спирта на 1 дал а. а., поступающего с питающей жидкостью, л;

X'_M , X'_R — выражены в мг/л;

$$M' = 10 \text{ л/дал}; R' = \frac{RX'_R M_c \cdot 10}{\rho_c}$$

$$= \frac{1,039 \cdot 16,0 \cdot 46,07}{789} = 9,7 \text{ л/дал};$$

$$D' = \frac{DX'_D M_c}{\rho_c} =$$

$$= \frac{0,006 \cdot 82,5 \cdot 46,07}{789,0} = 0,3 \text{ л/дал}.$$

Из баланса примеси определяем действительное содержание примеси в элюате:

$$X'_R = \frac{M'X'_M}{R' + D'\alpha_{21}} =$$

$$= \frac{10 \cdot 500}{9,7 + 0,3 \cdot 22,8 \cdot 10^3} = 0,73 \text{ мг/л}.$$

Согласно уравнению (VII.38)

$$X'_D = X'_{R\alpha_2} = 0,73 \cdot 22,8 \cdot 10^3 = 1,664 \cdot 10^4 \text{ мг/л}.$$

Если технические условия допускают большее содержание этилацетата в элюате, можно снизить расход пара на элюацию или уменьшить отбор ГФ и повторить расчет, начиная с расчета по спирту. При проектировании элюационной колонны можно сократить число тарелок. Все эти меры ведут к уменьшению затрат на процесс элюации.

Затраты на процесс элюации определим по уравнению (VII.45):

$$K_a = NC_T = 32 \cdot 3,15 \cdot 10^{-3} = 0,1 \text{ коп./дал};$$

$$K_p \approx K_a = 0,1 \text{ коп./дал};$$

$$K_n = P'C_n = 10,8 \cdot 0,25 = 2,7 \text{ коп./дал};$$

$$K'_c = \frac{D\%}{100}(C_c - C_{ГФ}) =$$

$$= \frac{3}{100}(610 - 400) = 6,3 \text{ коп./дал}.$$

Значения амортизационных отчислений C_T и стоимости 1 кг пара C_n , 1 дал спирта C_c и 1 дал ГФ $C_{ГФ}$ приняты по данным, приведенным в [5]. Расход реального пара P' определен по уравнению (VII.82) при $r/r' = 1,0$; $g = 1,08$. Общие затраты

$$K = K_a + K_p + K_n + K'_c = 0,1 + 0,1 + 2,7 + 6,3 = 9,2 \text{ коп./дал}.$$

РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Расчет извлекающей части ректификационной колонны аналогичен расчету бражной колонны, поэтому огра-

ничия определением числа тарелок в концентрирующей части.

1. Требуется определить число реальных тарелок в концентрирующей части ректификационной колонны, служащей для получения этилового спирта концентрацией $X_D = 96,2\%$ (по объему).

Исходные данные:

молярное содержание спирта в паре, поступающем на нижнюю тарелку этой части колонны, $Y_{\text{плт}} = 50\%$;

флегмовое число $v = 4$;

производительность колонны $D = 5000$ дал в сутки;

внутренний диаметр колонны $d = 2$ м;

в колонне установлены ситчатые тарелки с высотой сливной перегородки $h = 40$ мм и живым сечением 8% ; перфорированная часть тарелки занимает 80% свободного сечения.

Часть расчета необходимо провести с помощью кинетической кривой, другую часть — по уравнению (VII.26).

Составим схему расчета колонны: определить Nu' для нескольких сечений колонны;

построить кинетическую кривую;

графическим построением определить число реальных тарелок на выбранном первом участке колонны;

аналитически, по уравнению (VII.26), определить число тарелок на втором участке.

Согласно схеме расчета, по уравнению (VII.22) рассчитаем Nu' для нескольких сечений колонны (приведенный ниже пример вычисления Nu' относится к сечению, где $Y_a = 50\%$).

Для определения коэффициента диффузии D используем уравнение Джилленда [3]:

$$D_{1,2} = \frac{0,0043T^{3/2}}{P(V_1^{1/3} + V_2^{1/3})^2} \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)^{1/2} \text{ см}^2/\text{с},$$

где T — температура пара, К;

P — общее давление, ат;

V_1, V_2 — мольные объемы жидких компонентов 1 и 2 при нормальных температурах кипения, $\text{см}^3/(\text{г-моль})$;

M_1, M_2 — молярные массы компонентов.

Температура пара $t = 80^\circ\text{C}$ [10]:

$$T = 273 + t = 353\text{К};$$

$$V_{1(\text{вода})} = \frac{M_1}{\rho_{1\text{кип}}} = \frac{18,02}{0,958} = 18,8 \text{ см}^3/(\text{г-моль});$$

$$V_{2(\text{спирт})} = \frac{M_2}{\rho_{2\text{кип}}} = \frac{46,07}{0,74} = 62,2 \text{ см}^3/(\text{г-моль});$$

$$D_{1,2} = \frac{0,0043 \cdot 353^{3/2}}{1,03(18,8^{1/3} + 62,2^{1/3})^2} \left(\frac{1}{18,06} + \frac{1}{46,07} \right)^{1/2} = 0,203 \text{ см}^2/\text{с} = 0,203 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Количество килограмм-молекул пара, проходящего через свободное сечение колонны,

$$G = \frac{D \cdot 0,01 \rho_D (v + 1)}{24 \cdot 3600 \cdot M_D} = \frac{5000 \cdot 0,01 \cdot 807 (4 + 1)}{24 \cdot 3600 \cdot 42,2} = 0,055 \text{ кмоль/с}.$$

В этом уравнении ρ_D и M_D — соответственно плотность и молярная масса дистиллята.

Скорость пара в свободном сечении колонны

$$w = \frac{GM_G}{\rho_G \pi d^2} = \frac{0,05 \cdot 32 \cdot 4}{1,12 \cdot 3,14 \cdot 2^2} = 0,46 \text{ м/с},$$

где ρ_G, M_G — плотность и молярная масса пара в рассматриваемом сечении.

Скорость пара в отверстиях тарелки (с учетом площади, занимаемой перфорированной частью, и живого сечения тарелки)

$$w = 0,46 \frac{1}{0,8 \cdot 0,08} = 7,18 \text{ м/с}.$$

Сопротивление газожидкостного слоя на тарелке определяем по уравнению (VII.53) с учетом высоты слоя жидкости Δh над сливной перегородкой:

$$\Delta P_{\text{ож}} = (h + \Delta h) \rho_{\text{ж}} g;$$

$$\Delta h = \left(\frac{V_{\text{ж}}}{0,92\Pi} \right)^{2/3},$$

где $V_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

Π — длина сливной перегородки, которую можно определить из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\Pi}{2} \right)^2 + (R - b)^2 &= R^2; \\ 0,1\pi R^2 &= \frac{2}{3} \Pi b, \end{aligned} \right\}$$

где R — радиус тарелки;

b — наименьшее расстояние между сливной перегородкой и краем тарелки по радиусу, проходящему через центр перегородки;

$\frac{2}{3} \Pi b$ — приближенное значение площади сегмента. В нашем случае $\Pi = 1,44$ м.

Перед тем, как рассчитать объемный расход жидкости $V_{\text{ж}}$, определим состав X_1 жидкости, контактирующей с паром Y_a в рассматриваемом сечении колон-

ны. Для этого на диаграмме $X - Y$ проведем рабочую линию колонны (рис. VII.28), соответствующую уравнению (VII.14). Точка a_1 в месте пересечения горизонтали Y_a с рабочей линией определяет значение X_1 ;

$$V_{ж} = \frac{GvM_{ж}}{(v+1)\rho_{ж}} = \frac{0,055 \cdot 4 \cdot 29,5}{(4+1)883} = 1,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Здесь $M_{ж}$ и $\rho_{ж}$ определены по X_1 ;

$$\Delta h = \left(\frac{1,47 \cdot 10^{-3}}{0,92 \cdot 1,44} \right)^{2/3} = 0,0107 \text{ м};$$

$\Delta P_{пж} = (0,04 + 0,0107) 883 \cdot 9,81 = 439 \text{ Па};$

$$Re_{п} = \frac{wh\rho}{\mu} = \frac{0,46 \cdot 0,04 \cdot 1,12}{11,5 \cdot 10^{-6}} = 1,79 \cdot 10^3;$$

$$Pr = \frac{\mu}{D\rho} = \frac{11,5 \cdot 10^{-6}}{0,203 \cdot 10^{-4} \cdot 1,12} = 0,506;$$

$$K_{\tau} = \frac{\Delta P_{пж}}{\rho_{п} w^2} = \frac{439}{1,12 \cdot 0,46^2} = 2310;$$

$$Nu = 0,0603 Re_{п}^{1,1} (Pr)^{0,5} K_{\tau}^{0,3} = 0,0603 \times 1790^{1,1} \cdot 0,506^{0,5} \cdot 2310^{0,3} = 1710.$$

Коэффициент массопередачи

$$K_y = \frac{Nu' D}{h} = \frac{1710 \cdot 0,203 \cdot 10^{-4}}{0,04} = 0,855 \text{ м/с};$$

$$m_y = \frac{K_y F}{G'} = \frac{K_y (\pi d^2/4) 0,8}{0,055 M_G} =$$

$$= \frac{0,855 \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 0,8 \cdot 1,12}{4 \cdot 0,055 \cdot 32} = 1,37.$$

Кинетическая кривая на диаграмме $X - Y$ (см. рис. VII.28) проходит через точку c_1 , положение которой можно определить из соотношения (VII.24):

$$c_1 b_1 = \frac{a_1 b_1}{e m_y} = \frac{11,5}{2,7^{1,37}} = 3,21 \text{ \%}.$$

Повторяя расчет Nu' , K_y и m_y для нескольких сечений колонны, определим положение кинетической кривой на участке 1 от X_1 до $X_2 = 67,5\%$. Число реальных тарелок, соответствующих ступеням между рабочей линией и кинетической кривой, равно на этом участке четырем.

На участке от 67,5% до X_D количество реальных тарелок найдем, рассчитав число теоретических по уравнению (VII.26). Для этого используем уравнение равновесия П. С. Цыганкова (табл. VII.1) и значения КПД тарелок, которое примем (в соответствии со зна-

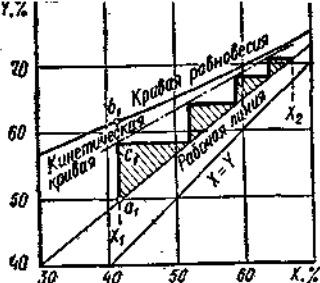


Рис. VII.28. Расчет числа тарелок в ректификационной колонне по кинетической кривой

чением m_y) равным 0,72. Из уравнения рабочей линии

$$Y = A_2 X + B_2;$$

$$A_2 = \frac{v}{v+1} = \frac{4}{4+1} = 0,8;$$

$$B_2 = \frac{X_D}{v+1} = \frac{86,4}{5} = 17,3.$$

Из уравнения равновесия на участке 2 от 67,5% до 82% (табл. VII.1) следует, что $A_1 = 0,6548$; $B_1 = 29,56$. Для участка 2

$$i'_2 = \frac{B_1 - B_2}{A_1 - A_2} = \frac{29,56 - 17,3}{0,6548 - 0,8} = -84,5;$$

$$n_{x2} = \frac{1}{\ln \left(\frac{A_1}{A_2} \right)} \ln \left(\frac{X_{к2} + i'_2}{X_{н2} + i'_2} \right) = \frac{1}{\ln \left(\frac{0,6548}{0,8} \right)} \ln \left(\frac{82,0 - 84,5}{67,5 - 84,5} \right) = 9,58;$$

$$N_2 = n_{x2} / \text{КПД} = 9,58 / 0,72 \approx 14.$$

Из уравнения равновесия на участке 3 (от 82% до $X_D = 86,4\%$) $A_1 = 0,8313$; $B_1 = 15,08$;

$$i'_3 = \frac{15,08 - 17,3}{0,8313 - 0,8} = -71;$$

$$n_{x3} = \frac{1}{\ln \left(\frac{0,8313}{0,8} \right)} \ln \left(\frac{86,4 - 71}{82 - 71} \right) = 8,6;$$

$$N_3 = \frac{8,6}{0,72} \approx 12.$$

Общее число тарелок

$$N = 4 + 14 + 12 = 30.$$

КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ БРАЖНОЙ КОЛОННЫ

Выполним расчет бражной колонны с решетчатыми правильными тарелками для БРУ производительностью 1000 дал/сут. В качестве исходных

примем данные таблицы расчетного расхода бражной колонны (пример 1).

Определим скорость пара в свободном сечении колонны с решетчатыми провальными тарелками. Значение X рассчитаем по уравнению (VII.54):

$$X = \left(\frac{L}{G}\right)^{1/4} \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}}\right)^{1/8} = \left(\frac{5400}{832}\right)^{1/4} \times \left(\frac{1,54}{1000}\right)^{1/8} = 0,67.$$

Из уравнения (VII.61) найдем значение Y для верхнего предела работы тарелки:

$$Y = 10 \cdot e^{-4X} = 10 \cdot 2,71^{4 \cdot 0,67} = 0,69.$$

Принимаем толщину листа 4 мм, ширину щели 4 мм и длину 200 мм; живое сечение 18%. Таким образом,

$$d_s = \frac{4 \cdot 4 \cdot 200}{2(200 + 4)} = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}.$$

По уравнению (VII.55) определим скорость пара:

$$\omega = \sqrt{\frac{0,69 \cdot 9,81 \cdot 0,008 \cdot 15^2 \cdot 10^3}{1,5 (0,5/1,02)^{0,16}}} = 1,16 \text{ м/с}.$$

Гидравлическое сопротивление пеножидкостного слоя, согласно (VII.65),

$$\Delta P_{пж} = 2,45 \cdot 10^3 \cdot 1,16^{0,42} \cdot 0,18^{-1,72} \times 0,0046^{0,95} = 2450 \cdot 1,05 \cdot 19,2 \times 0,0059 = 260 \text{ Н/м}^2.$$

Высота слоя [уравнение (VII.64)].

$$h_{п}^{1/2} = \frac{260 \cdot 1,16^{0,4} \cdot 0,18^{0,1}}{0,33 \cdot 885} = 0,078;$$

$$h_{п} = 0,280 \text{ м}.$$

Высота сепарационного пространства [уравнение (VII.66)]

$$H_c^{2,75} = 2,75 = \frac{7,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,16^{2,75}}{0,1} =$$

$$= 15,65 \cdot 10^{-4}; H_c = 0,1 \text{ м}$$

(для решетчатых провальных тарелок $A = 7,6 \cdot 10^{-5}$).

Рекомендуется принимать $H_c \leq 200$ мм в зависимости от вида перегоняемых жидкостей.

Расстояние между тарелками

$$H_{тар} = 50 + 280 + 100 = 430 \text{ мм}.$$

Исходя из конструктивных соображений принимаем $H_{тар} = 500$ мм.

Расстояние от верхней тарелки до крышки колонны

$$h_1 = 2 \cdot 500 = 1000 \text{ мм}.$$

Расстояние от основания колонны до первой тарелки

$$h_2 = 3 \cdot 500 = 1500 \text{ мм}.$$

Общая высота колонны при числе реальных тарелок $N = 20$ шт.

$$H_{кол} = 500(20 - 1) + 1000 + 1500 = 11500 \text{ мм}.$$

Объем пара, движущегося по колонне, находим из уравнения (VII.69):

$$G' = 1,11 \cdot 0,015 \cdot 29,2/0,83 = 0,45 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметр колонны [уравнение (VII.68)]

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,45}{3,14 \cdot 1,16}} = 0,7 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр колонны по номенклатуре завода-изготовителя $D = 700$ мм.

Расход бражки находим из уравнения (VII.71):

$$M' = \frac{6,83 \cdot 0,0115 \cdot 18,7}{885} = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения бражки в трубопроводе, как и других жидких продуктов, рекомендуется принимать в пределах 0,5—1,0 м/с. Диаметр патрубка для подвода бражки [уравнение (VII.70)]

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0016}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,052 \text{ м}.$$

Расход пара [уравнение (VII.72)]

$$G'' = \frac{1,11 \cdot 0,0115 \cdot 18}{1,54} = 0,23 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость пара в трубопроводе принимаем 15—25 м/с. Диаметр трубопровода для подвода греющего пара находим из уравнения (VII.70):

$$d_{п} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \omega_{п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,230}{3,14 \cdot 25}} = 0,11 \text{ м}.$$

Объем кубового остатка [уравнение (VII.73)]

$$R' = \frac{0,0115(23 + 6,83 \cdot 18,7 - 0,94 \cdot 29,2)}{998} = 0,00142 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения кубового остатка в трубопроводе принимаем равной 0,3 м/с.

Диаметр патрубка для отвода кубового остатка [уравнение (VII.70)]

$$d_R = \sqrt{\frac{4R'}{\pi \omega_R}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00142}{3,14 \cdot 0,3}} = 0,080 \text{ м}.$$

Объем спирто-водного пара [уравнение (VII.74)]

$$D = \frac{0,94 \cdot 0,115 \cdot 29,2}{0,94} = 0,34 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения спирто-водного пара в трубопроводе, отводящем пар

Назначение патрубка	Плотность продукта, кг/м ³	Пропускная способность		Скорость движения, м/с		Диаметр трубопровода, мм	
		кг/дел	м ³ /с	допустимая	принятая	расчетный	принятый
Подвод питания	885	128	0,0016	0,5—1	0,8	52	55
Отвод кубового остатка	998	170	0,002	0,2—0,8	0,3	95	100
Подвод греющего пара	1,54	20	0,23	15—25	25	110	110
Отвод спирто-водного пара	0,94	27,4	0,34	4—10	10	210	300

из колонны в конденсатор, рекомендуется принимать 4—10 м/с.

Диаметр патрубка для отвода спирто-водного пара [уравнение (VII.70)]

$$d_{\text{сп}} = \sqrt{\frac{4D'}{\pi w_{\text{сп}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,34}{3,14 \cdot 10}} = 0,21 \text{ м.}$$

Полученные результаты округляем в большую сторону, сверяем со значениями диаметров трубопроводов по соответствующим ГОСТам и заносим в табл. VII.5.

Расчет барботера. Диаметр барботера d_0 принимаем равным 110 мм. Площадь паровыпускных отверстий, согласно уравнению (VII.75),

$$S_0 = 1,25 \frac{3,14 \cdot 110^2}{4} = 11879 \text{ мм}^2.$$

Диаметр отверстий d_0 принимаем 6 мм. Число отверстий [уравнение (VII.76)]

$$n_0 = \frac{4 \cdot 11874}{3,14 \cdot 36} = 420 \text{ шт.}$$

Длина участка барботера, занятого отверстиями [уравнение (VII.77)],

$$l = 700 - 100 = 600 \text{ мм.}$$

Шаг между отверстиями принимаем 10 мм, число отверстий в одном ряду рассчитываем по уравнению (VII.78):

$$n_l = \frac{600}{10} + 1 = 61 \text{ шт.}$$

Число продольных рядов [уравнение (VII.79)]

$$n_n = \frac{420}{61} = 6,8 \approx 7 \text{ рядов.}$$

Выполним пересчет числа отверстий в одном ряду:

$$n_l = \frac{420}{7} = 60 \text{ шт.}$$

Шаг между рядами [уравнение (VII.80)]

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 110}{2(7-1)} = 28,8 \text{ мм.}$$

Список литературы

1. Аяошин И. М. Теоретические основы массообменных процессов пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1970.
2. Бальшин М. С. Исследование потерь алкоголя на брагоректификационных аппаратах косвенного действия и ректификационных аппаратах. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Киев, 1976 [КТИПП].
3. Бретшнайдер С. Свойства газов и жидкостей. М.—Л., Химия, 1966.
4. Драгозов Г. К., Дубенко В. В., Артюхов В. П., Николаев О. П. Анализ умов виділення домішок спирту в ешорацийній колоні апаратів непрямої дії.— Харчова промисловість, 1975, № 4.
5. Николаев А. П. Оптимальное проектирование и эксплуатация брагоректификационных установок. М., Пищевая промышленность, 1975.
6. Оболецкий А. Ю., Николаев А. П. Принцип пропорциональности при расчете колонн брагоректификационных установок.— Изв. высш. учеб. заведений. Пищевая технология, 1980, № 1.
7. Процюк Т. Б., Девятко В. И. Аналитические зависимости в системе этанол—вода при атмосферном давлении.— Пищевая промышленность, 1969, № 10.
8. Стабников В. С. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. Киев, Техника, 1970.
9. Стабников В. Н., Процюк Т. Б., Ющенко Н. М., Подлужный В. И. Определение состава равновесной паровой фазы и температуры кипения в зависимости от состава жидкой фазы в системе этанол—вода при различных давлениях.— Ферментная и спиртовая промышленность, 1973, № 1.
10. Стабников В. Н., Ройтер И. М., Процюк Т. Б. Этанольный спирт. М., Пищевая промышленность, 1976.
11. Цыганков П. С. К расчету колонн брагоректификационных аппаратов.— Изв. высш. учеб. заведений. Пищевая технология, 1964, № 3.
12. Цыганков П. С. Брагоректификационные установки. М., Пищевая промышленность, 1970.
13. Чубик И. А., Маслов А. М. Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов. М., Пищевая промышленность, 1970.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Абсорбцией называется поглощение определенного компонента из газовой или паровой смеси всем объемом жидкого поглотителя — сорбента. Подбирая поглотители, хорошо поглощающие только определенные компоненты, абсорбцией можно разделять газовые смеси.

Количество поглощаемого вещества зависит от термодинамических свойств сорбента и вещества, состава фаз, температуры и давления, при которых ведется процесс. Скорость процесса абсорбции определяется его движущей силой, т. е. отклонением системы жидкость — газ от равновесного состояния, а также степенью тесноты контактирования фаз.

Различают физическую абсорбцию и хемосорбцию. При физической абсорбции растворение газа (пара) не сопровождается химической реакцией и определяется законами фазового равновесия: поглощаемый компонент растворяется до тех пор, пока его парциальное давление в газовой фазе остается выше равновесного давления над раствором. Обычно абсорбции способствуют снижение температуры и повышение давления. Поступая наоборот, т. е. повышая в системе температуру и снижая давление, поглощенный компонент (сорбтив) можно выделить из раствора. Этот процесс называется десорбцией. Он широко используется в промышленности для восстановления (регенерации) поглотителей и выделения ценных компонентов из их смесей.

При хемосорбции поглощаемый газ вступает в необратимую химическую реакцию с поглотителем и поэтому не может быть выделен из него физическими методами. В этом случае поглотитель используется только раз.

В качестве примеров промышленного применения абсорбции можно назвать процессы улавливания водой спиртовых паров из газов брожения в спиртовом производстве и виноделии, приготовления сернистой кислоты путем поглощения сернистого газа водой в крахмальном производстве, насыщение углекислым газом различных напитков. Примером обратного процесса — десорбции — служит дезодорация в мар-

шящаяся в удалении из пищевых жиров и масел летучих веществ, сообщающих им посторонний запах и привкус.

Хемосорбция используется для очистки сахарного сока и сиропа от белковых компонентов и красящих веществ. При пропускании через сок углекислого газа происходит поглощение последнего с образованием нерастворимого углекислого кальция. В дальнейшем на поверхности частиц углекислого кальция адсорбируется часть несхаров из раствора. Весь этот процесс в комплексе называется сатурацией.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ АБСОРБЕРОВ

Для абсорбции применяются такие же контактные устройства, как и для ректификации. В зависимости от элементов, обеспечивающих контактирование фаз, различают тарелочные, насадочные, распылительные, механические, поверхностные и каскадные абсорберы. Наиболее распространены тарелочные и насадочные аппараты.

Тарелочные абсорберы бывают с колпачковыми, ситчатыми и решетчатыми тарелками. Абсорберы с колпачковыми тарелками выполнены в виде колонн круглого сечения. Газ подается в нижнюю часть колонны и отводится сверху, жидкость подводится сверху, перетекает вниз последовательно по каждой тарелке и отбирается снизу. Проходящий через прорези колпачков газ барботирует через невысокий слой находящейся на тарелках жидкости. В процессе барботажа рабочий компонент переносится в ту фазу, где его концентрация ниже равновесной.

Количество тарелок в абсорберах определяется технологическими требованиями и достигает 20—40. Расстояние h между тарелками зависят от физико-химических свойств рабочих веществ и составляет от 60 до 600 мм. Диаметр тарелок независимо от их типа и конструкции изменяется от 400 до 800 мм соответственно внутреннему диаметру D_v обечайки колонны. Высота H цилиндрических колонных аппаратов определяется числом тарелок, а также расстояниями между ними и обычно не превышает тридцати диаметров.

В химической промышленности разработаны нормы на колпачковые, ситчатые с отбойными элементами, клапанные и решетчатые ректификаци-

онные тарелки, которые могут быть использованы для абсорбции [2]. Наиболее распространены многоколпачковые тарелки с колпачками сравнительно небольшого диаметра. Внутренние диаметры D_v цилиндрических обечаек для колонн в соответствии с ГОСТ 9617—67 следует принимать, мм: 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1100; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800; 3000; 3200; 3400; 3600; 3800; 4000; 4500; 5000; 5500; ...; 20 000. Обечайки из цветных металлов и сплавов выполняются диаметром только до 3000 мм; дополнительно применяются диаметры 450; 550; 650; 750; 850; 950 и 1300 мм.

Насадочные абсорберы представляют собой цилиндрические башни, заполненные насадкой, т. е. рабочими телами, обеспечивающими контактирование фаз. В качестве насадки применяют кольца различных размеров, фасонные и седлообразные элементы, хордовые, шары и пр. Насадочными обычно называют аппараты с нерегулярной (засыпаемой внавал) насадкой. Ее размещают на поддерживающей решетке, отверстия которой не препятствуют прохождению газа и жидкости.

Абсорберы с регулярной насадкой называют пленочными. Пленочный противоточный абсорбер (рис. VIII.1) представляет собой вертикальную колонну круглого сечения, заполненную внутри пакетной насадкой 4. Нижний пакет размещается на опорной решетке. Вышележащие пакеты устанавливают друг на друга, повернув на 90° , или на опорные решетки.

Диаметр пакетов в колоннах небольших диаметров (до 1000 мм) должен быть на 15 мм меньше диаметра колонн. В больших колоннах пакеты могут выполняться в виде отдельных секций.

В верхней части колонны находится распределительное устройство 2 для жидкости. Его конструкция определяется технологическими требованиями к ведению процесса. Для лучшего распределения жидкости по поверхности листов насадки в верхней части абсорбера устанавливают также несколько невысоких распределительных пакетов 3. С помощью этих устройств жидкость распределяется на равномерные тонкие пленки, стекающие по обеим сторонам каждого лис-

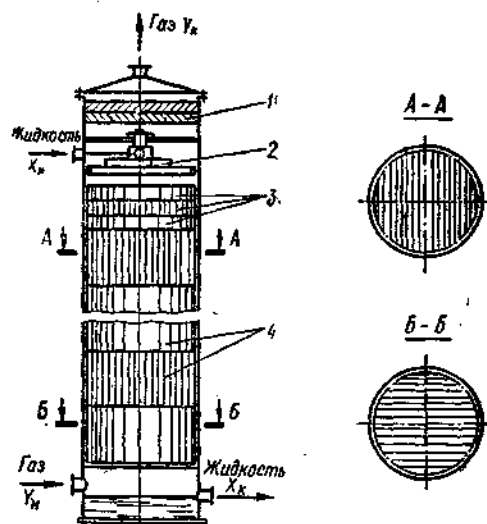


Рис. VIII.1. Пленочный абсорбер

та. Газ движется снизу вверх по каналам между листами и контактирует со стекающей пленкой жидкости. Для улавливания мелких брызг над распределителем устанавливают брызгоулавливающее устройство 1.

Пленочные колонны характеризуются более высокой пропускной способностью, чем тарелочные и насадочные, обладают низким гидравлическим сопротивлением, в меньшей степени подвержены самопроизвольному перераспределению потоков газа и жидкости, вызывающему ухудшение работы.

Пакетные насадки. К пакетным насадкам относятся плоскопараллельные, зигзагообразные, щелевые, перфорированные, рулонные и пр.

Плоскопараллельная насадка (ППН) состоит из плоских вертикальных пластин, расположенных параллельно на равном расстоянии (рис. VIII.2, а). Листы скрепляют в пакеты стяжными винтами или специальными планками с дистанционными втулками, приваркой к пруткам и т. п. Важно, чтобы способ сборки пластин не увеличивал их гидравлическое сопротивление и не ухудшал распределение жидкости на пластинах насадки.

Расстояние между пластинами составляет около 10 мм. Увеличение этого размера приводит к уменьшению поверхности контакта, а уменьшение вызывает рост гидравлического сопротивления и усложняет монтаж.

Зигзагообразная насадка (рис. VIII. 2, б) выполняется из листового материала, гофрированного в горизонтальном направлении под углом от 90°

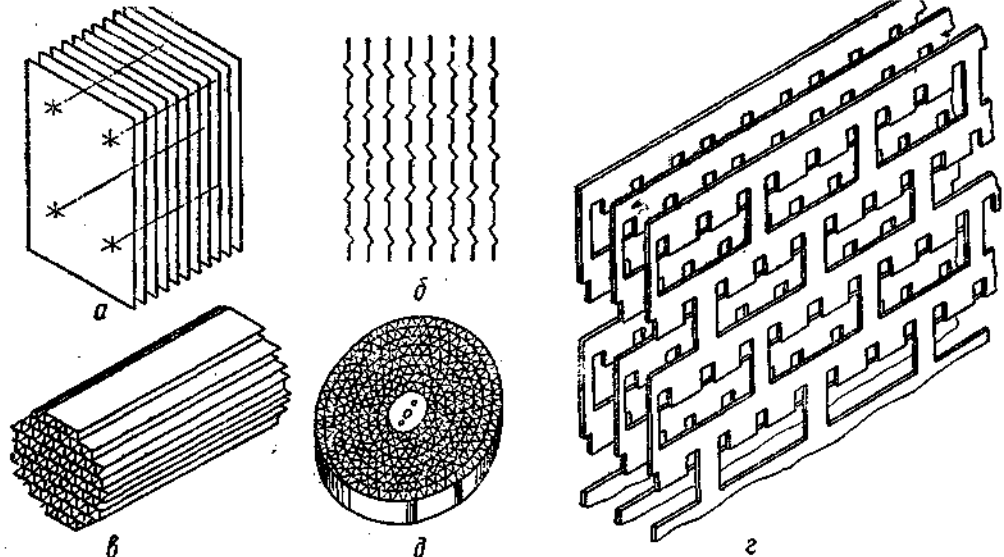


Рис. VIII.2. Регулярные пакетные насадки

до 120° . Она эффективнее, чем ППН, но ее гидравлическое сопротивление значительно выше. Гофры могут иметь плавные скругления, синусоидальную форму или сложную конфигурацию.

Щелевая, или сотовая, насадка (рис. VIII. 2, в) состоит из гофрированных в вертикальном направлении листов, переложенных соприкасающимися с ними плоскими листами. При этом образуются вертикальные правильно расположенные каналы (соты), конфигурация которых зависит от формы изгиба листов. Недостаток щелевых насадок — неравномерность толщины пленки вследствие «залипания» жидкости в углах каналов.

В перфорированных насадках листы имеют отверстия, расположенные в определенном порядке. Эффективна, в частности, насадка с зубчатыми отверстиями (рис. VIII. 2, г), выполненная на основе ППН, обеспечивающая низкое гидравлическое сопротивление.

Рулонная насадка (рис. VIII. 2, д) представляет собой разновидность щелевой. При ее изготовлении металлическую ленту шириной 50—200 мм пропускают между зубчатыми колесами, находящимися в зацеплении с зазором, а затем скручивают в рулон необходимого диаметра. В зависимости от типа зубчатых колес (с прямыми или косыми зубьями) получают насадки с прямым и косым гофром. Эта насадка может быть образована также свертыванием в спираль соприкасающихся гладких и гофрированных

листов. Рулонная насадка несколько эффективнее ППН, имеет большее гидравлическое сопротивление. Ее достоинство — простота монтажа, отсутствие перетекания жидкости к периферии и хорошие сепарационные свойства.

Применяются также насадки фирмы «Зульцер», изготовленные в виде блоков из сетки или ткани с вертикальными и наклонными слоями материала, фирмы «Спрейпак» — щелевые из перфорированного листа, насадки Клосса из пружинных элементов, рифленые насадки, на листах которых накаткой, штамповкой или другими методами нанесены рифления, и пр.

Сравнительные характеристики некоторых видов пакетных насадок приведены в табл. VIII. 1.

Распределение жидкости. Для надежной работы насадочных и пленочных колонн определяющее значение имеет равномерное распределение жидкости на насадке. Промышленные распределители обеспечивают равномерность орошения пакетных насадок с отклонениями не более 20%.

Самый простой распределитель для пленочных аппаратов — форсунка УкрНИИхиммаша с червячным элементом (рис. VIII.3). Эта форсунка с высоты 600 мм при расходе жидкости до $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлении 0,1 МПа орошает площадь диаметром около 1 м. При противоточном движении воздуха со скоростью 2,5 м/с унос мелких брызг составляет 3—5%, а плотность

Характеристика	Насадка			
	плоскопараллельная	перфорированная с зубчатыми отверстиями	зигзагообразная	щелевая
Внутренний диаметр колонны D_B , мм	400—2000	400—2000	400—2000	400—2000
Диаметр насадки D_H , мм	$D_B - (15 \dots 20)$	$D_B - (15 \dots 20)$	$D_B - (15 \dots 20)$	$D_B - 15$
Рекомендуемая высота пакета, мм	200 ... 600	400 ... 1000	400 ... 1000	400 ... 1000
Расстояние между листами b , мм	5; 8; 10; 16; 20	8; 10; 16; 20	8; 10; 16; 20; 25; 30	10; 12; 15; 18; 20
Рекомендуемая толщина листов, мм	0,4 ... 1,2	0,6—1,2	0,5—1,0	0,3—0,8
Удельная поверхность насадки, m^2/m^3	100—400	100—300	120—260	300—600
Допускаемая удельная нагрузка по жидкости, $kg/(m^2 \cdot ч)$	300—30 000	150—25 000	200—18 000	400—25 000
Максимальная скорость воздуха, м/с	6,0	5,0	4,5	5,5
Гидравлическое сопротивление, Па/м	1,3—333	1,3—400	3,0—900	2,0—400
Эффективность массообмена по отношению к плоскопараллельной насадке, %:				
в жидкой фазе	100	130—180	130—200	80—120
в газовой	100	110—130	150—350	80—130

орошения в центральной части на 15—20% выше, чем на периферии. С изменением расхода жидкости меняется и угол факела распыления. Достоинство форсунки состоит в том, что

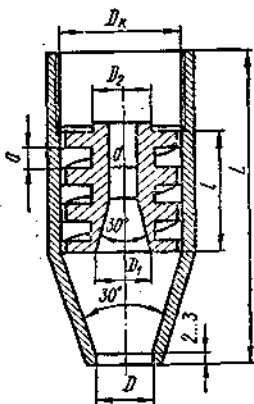


Рис. VIII. 3. Струйно-вихревая форсунка для распределения жидкости:
 $L = 4D + 25$ мм; $D = D_1 + D_2$; $d = 0,5D$; $D_k = 2D = 1,6a = 0,8 d$

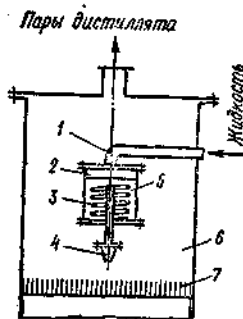


Рис. VIII. 4. Ороситель с компенсатором:
 1 — патрубок для ввода жидкости; 2 — поршень; 3 — Пружины; 4 — распылительное сопло; 5 — компенсационное устройство; 6 — обечайка колонны; 7 — верхний распределительный пакет насадки

благодаря отсутствию каналов малого сечения и большим скоростям движения жидкости исключается ее забивание.

Распределитель типа сегнера колеса состоит из подпятника и дырчатой трубы, вращающейся под действием реактивной силы, которая возникает при истечении жидкости через отверстия (иногда применяют привод от электродвигателя). Недостаток оросителя — неравномерное орошение торца насадки вследствие распределения жидкости по разобленным (соответственно перфорации) кольцевым зонам.

Для улучшения характеристик форсунок и распределителей, чувствительных к изменению нагрузок, применяют компенсирующее устройство (рис. VIII.4), автоматически регулирующее расстояние между оросителем и насадкой так, что площадь орошения остается практически постоянной. При колебании давления распределяемой жидкости меняется степень сжатия пружин 3, что приводит к подъему и опусканию распылительного сопла 4 над насадкой.

ВЫБОР ТИПА АБСОРБЕРА

При выборе типа аппарата следует учитывать технологические требования к процессу и его экономические показатели.

Пленочные аппараты незаменимы при проведении процесса в условиях разрежения (например, для дезодорации жиров и масел), поскольку их гидравлическое сопротивление самое низкое. Пленочные и насадочные ко-

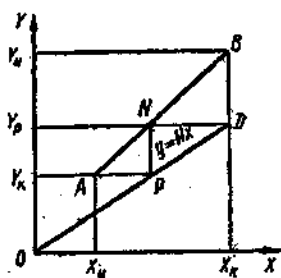


Рис. VIII.5. К определению числа ступеней концентрации для абсорбера

лонны предпочтительнее также для обработки коррозионных сред и пенящихся жидкостей. Очень высокие колонны изготовляют пленочными или тарелочными во избежание самопроизвольного перераспределения жидкости и газа, характерного для насадочных аппаратов. Время пребывания жидкости наименьшее в пленочных аппаратах и наибольшее в аппаратах с колпачковыми тарелками.

В пленочных аппаратах с пакетной насадкой на основе ППН рекомендуется устанавливать перфорированную насадку с зубчатыми отверстиями (см. рис. VIII.2, г).

Тарелочные колонны удобны для крупнотоннажных производств при относительно малых расходах жидкости, недостаточных для равномерного смачивания насадки, а также для процессов, сопровождающихся колебаниями температуры, так как периодическое расширение и сжатие корпуса может разрушать хрупкую насадку. На тарелках проще устанавливать змеевики для подвода и отвода теплоты.

При выпадении твердого осадка, который нужно периодически удалять из аппарата, следует использовать тарелочные колонны, а также пленочные с легко заменимой пакетной насадкой. Для облегчения чистки и замены насадок такие колонны снабжают люками или выполняют разъемными.

Стоимость колонн изменяется приблизительно пропорционально квадрату их диаметра и существенно зависит от металлоемкости. Наименьшую металлоемкость имеют тарелочные колонны. Вследствие высокой пропускной способности по жидкости и газу диаметры и стоимость пленочных колонн обычно самые низкие.

Стоимость изготовления пленочных колонн выше, чем тарелочных этого же размера (вследствие большей металлоемкости). Однако благодаря низкому

гидравлическому сопротивлению пленочных колонн при их эксплуатации достигается значительная экономия электроэнергии на подачу газовой фазы. Поэтому при прочих равных условиях применение пленочных колонн экономичнее даже в том случае, если первоначальные затраты на их изготовление больше, чем для аппаратов с другими типами контактных устройств.

Расчет абсорберов. Методики расчета тарелочных, насадочных и пленочных абсорберов имеют много общего. Обычно они включают определение расхода сорбента, размеров аппарата и патрубков, гидравлического сопротивления, выбор конструкции и размеров контактных устройств. В некоторых случаях рассчитывают также минимальную степень извлечения абсорбируемых веществ, процесс регенерации сорбента, температуру процесса и количество отводимой теплоты, выбирают тип растворителя, выполняют механический расчет конструкций.

Расход сорбента определяют из уравнения материального баланса процесса абсорбции, принимая постоянным количество компонента, переданного из одной фазы в другую:

$$G(y_n - y_k) = L(x_k - x_n), \quad (\text{VIII.1})$$

где G , L — расход соответственно инертного газа и жидкого сорбента, кмоль/с

y_n , y_k — начальное и конечное содержание поглощаемого компонента (сорбтива) в газовой смеси, кмоль/кмоль;

x_k , x_n — конечная и начальная концентрации сорбтива в жидкости, кмоль/кмоль.

Графическое выражение уравнения (VIII.1) — рабочая линия AB процесса абсорбции (рис. VIII.5), которая в координатах $Y-X$ при постоянных G и L имеет вид прямой, проходящей через точки $B(x_k, y_n)$ и $A(x_n, y_k)$. Расстояние по вертикали (например, PN) между рабочей линией AB и линией равновесия OD характеризует движущую силу процесса абсорбции в каждом сечении колонны.

Линия фазового равновесия OD для идеальных растворов, к которым применим закон Генри (растворимость газа прямо пропорциональна парциальному давлению газа над жидкостью), представляет собой прямую, которая описывается уравнением $y = Hx$, где H — константа фазового равновесия. В общем случае линия фазового равновесия

представляет собой кривую, строящуюся на основе экспериментальных данных.

Из уравнения (VIII.1) можно определить расход L жидкого сорбента:

$$L = \frac{G(y_n - y_k)}{x_k - x_n}, \quad (\text{VIII.2})$$

удельный расход сорбента

$$\frac{L}{G} = \frac{y_n - y_k}{x_k - x_n}. \quad (\text{VIII.3})$$

Высоту рабочей части абсорбера, в которой происходит непосредственный контакт между газом и жидкостью, можно рассчитать исходя из числа ступеней концентрации n и высоты насадки h или контактных элементов, необходимой для осуществления одной ступени концентрации:

$$H = hn. \quad (\text{VIII.4})$$

Число ступеней концентрации определяют графически построением треугольников между рабочей и равновесной линиями абсорбции. Для этого из точки B (см. рис. VIII.5), соответствующей начальному содержанию y_n компонента в газе, проводят вертикаль до пересечения с линией фазового равновесия. Полученная точка D соответствует содержанию поглощаемого компонента в жидкой фазе x_k . Горизонталь, проведенная из точки D и пересекающая в точке N рабочую линию абсорбции, указывает на оси ординат количество компонента y_p в газовой фазе, равновесное с жидкой фазой, которая содержит $x_k\%$ компонента. Треугольник BDN называется ступенью изменения концентрации. По физическому смыслу он соответствует участку аппарата, в котором концентрация компонента газовой смеси изменяется от y_p до y_n .

Аналогично строится треугольник NPA и т. д., пока не будет достигнута точка y_k . В нашем случае точка A соответствует значению y_k в верхней части аппарата. Следовательно, для осуществления процесса при заданных условиях требуется две ступени концентрации.

При проектировании абсорберов используются и экспериментальные данные. Для тарелочных аппаратов необходимо знать число реальных тарелок, соответствующих одной ступени концентрации, и расстояние между ними; для насадочных и пленочных — высоту слоя насадки, которая соответствует ступени концентрации. Такие

сведения для каждого типа контактных устройств содержатся в специальной литературе [3, 4, 5].

Высоту насадки, эквивалентную единице переноса массы ВЕП или ступени концентрации, определяют на основе уравнений аддитивности:

$$h_{oy} = h_y + \frac{mG}{L} h_x; \quad (\text{VIII.5})$$

$$h_{ox} = h_x + \frac{L}{mG} h_y,$$

где h_y , h_x — ВЕП соответственно в газовой и жидкой фазе, м;

m — среднее значение тангенса угла наклона линии равновесия к оси абсцисс (с учетом масштаба по осям).

Значения h_y и h_x рассчитывают по эмпирическим уравнениям, составленным для аппаратов с определенными конструкциями насадок. Например, для насадок с зубчатыми отверстиями для расчета ВЕП в газовой фазе предложено [3] уравнение

$$h_y = 7,85 d_{3y} \text{Re}_{y0}^{0,15} \text{Pr}_y^{0,67} \left(\frac{l}{d_{3y}}\right)^{0,33}, \quad (\text{VIII.6})$$

где d_{3y} — эквивалентный диаметр насадки, рассчитанный с учетом толщины пленки жидкости для ГПН (без учета наличия в листах отверстий).

Эквивалентный диаметр орошаемой насадки

$$d_{3y} = 2(b - 2\bar{\delta}), \quad (\text{VIII.7})$$

где b — расстояние между пластинами; $\bar{\delta}$ — средняя толщина пленки, стекающей по пластинам.

Для плоской вертикальной пластины

$$\bar{\delta} = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma\mu_x}{\rho_x^2 g}}, \quad (\text{VIII.8})$$

где μ_x — динамическая вязкость жидкости, Па·с;

ρ_x — плотность жидкости, кг/м³;

Γ — линейная плотность орошения, т. е. количество жидкости, стекающее по единичной длине периметра орошения Π в единицу времени, кг/(м·с):

$$\Gamma = \frac{L}{\Pi}. \quad (\text{VIII.9})$$

Значение чисел Рейнольдса для газа, определенных по средней скорости движения газа относительно средней скорости движения жидкости, находят по уравнению

$$\text{Re}_{y0} = \frac{w_{y0} d_{3y} \rho_y}{\mu_y}, \quad (\text{VIII.10})$$

где w_{yo} — средняя относительная скорость движения газа в каналах насадки, представляющая собой сумму абсолютной скорости газа $w_{y\text{ abs}}$ и средней скорости стекания жидкой пленки $w_{x\text{ ср}}$:

$$w_{yo} = W_{y\text{ abs}} + w_{x\text{ ср}} \quad (\text{VIII.11})$$

Средняя скорость течения жидкой пленки

$$w_{x\text{ ср}} = \frac{\Gamma}{\rho_x \delta} \quad (\text{VIII.12})$$

Диффузионный критерий Прандтля для газа

$$Pr_g = \frac{\mu_g}{\rho_g D_g} \quad (\text{VIII.13})$$

где μ_g , ρ_g и D_g — соответственно вязкость, плотность и коэффициент диффузии газа при температуре процесса.

Симплекс геометрического подобия $l/d_{эy}$ представляет собой отношение характерного значения длины канала насадки l к ее эквивалентному диаметру $d_{эy}$ и учитывает влияние входных эффектов на интенсивность массоотдачи. Для насадки с зубчатыми отверстиями (НЗО) за l принимают расстояние между рядами отверстий по высоте, равное 16 мм.

Значения h_x для НЗО можно рассчитать по следующим уравнениям:

для $20 \leq Re_x \leq 140$ и $Re_{yo} \geq 2300$

$$h_x = 7,2\bar{8} Re_x^{-0,13} Rr_x^{0,66} \left(\frac{l}{\delta}\right)^{0,47} \times [1 - 1,6 \cdot 10^{-5} (Re_{yo} - 2300)]; \quad (\text{VIII.14})$$

для $160 \leq Re_x \leq 500 \dots 600$ и $Re_{yo} \geq 2300$

$$h_x = 1,37\bar{8} Re_x^{0,19} Rr_x^{0,67} \left(\frac{l}{\delta}\right)^{0,5} \times [1 - 5,7 \cdot 10^{-5} (Re_{yo} - 2300)], \quad (\text{VIII.15})$$

где Re_x , Rr_x — значение чисел Рейнольдса и Прандтля для жидкости.

В уравнениях (VIII.14) и (VIII.15) множитель в квадратных скобках учитывает влияние на массопередачу подвеса капель жидкости на зубах перфорации при $Re_{yo} > 2300$ (для газа). При $Re_{yo} \leq 2300$ множитель в квадратных скобках во внимание не принимают и считают равным единице.

Число Рейнольдса для пленочного течения жидкости можно определить по линейной плотности орошения Γ и вязкости жидкости μ_x :

$$Re_x = \frac{4\Gamma}{\mu_x} \quad (\text{VIII.16})$$

Уравнение аддитивности (VIII.5) в совокупности с эмпирическими уравнениями (VIII.6) и (VIII.14, VIII.15) не учитывает влияние диаметра аппарата на изменение ВЕП. В действительности же с увеличением диаметра неравномерность распределения жидкости и газа по сечению аппарата возрастает, что приводит к увеличению ВЕП. Этот фактор учитывают с помощью коэффициента масштабного перехода (КМП).

По данным В. М. Олевского и В. А. Арутюняна [1], в пленочных аппаратах поток газа распределяется довольно равномерно, и значение КМП для колонн разных диаметров в основном определяется поперечной неравномерностью орошения $\Delta q_{\text{ср}}$. Максимальная неравномерность за счет дефектов орошения наблюдается на верхних пакетах насадки. Установка в верхней части аппарата распределительных пакетов небольшой высоты создает дополнительные зоны перераспределения жидкости, что снижает неравномерность орошения и уменьшает ее отрицательное влияние. Неравномерность орошения снижается также с увеличением расхода жидкости.

Значение КМП для перехода от единичного канала к пакету рассчитывают по уравнению

$$КМП = 1 + 0,041 \Delta q_{\text{ср}}^{0,77}; \quad (\text{VIII.17})$$

$$\Delta q_{\text{ср}} = A \frac{D^{1,5}}{nq} e^{-0,5H}, \quad (\text{VIII.18})$$

где A — коэффициент, зависящий от первоначального распределения орошения; для тарелочного оросителя $A = 3200$, для душевого (лещного) $A = 16300$;

D_k — диаметр колонны, м;

n — число пакетов насадки;

q — плотность орошения, л/(м·ч);

H — расстояние от верхнего края насадки до расчетного сечения, м.

Поскольку уравнения для НЗО выведены в результате исследований, выполнявшихся не в отдельном канале а в опытной колонне диаметром $D_{\text{к.оп}} = 0,225$ м, в уравнение (VIII.17) вместо $\Delta q_{\text{ср}}$ следует подставить отношение $\Delta q_{\text{ср}}/\Delta q_{\text{ср.оп}}$, где $\Delta q_{\text{ср.оп}}$ — средняя неравномерность орошения для опытной колонны, в которой исследовался один пакет насадки ($n_{\text{оп}} = 1$) на участке высотой 0,8 м. Приняв значения коэффициента A и плотностей орошения 1

опытной и рассчитываемой колонне равными, получим:

$$\frac{\Delta q_{\text{ср}}}{\Delta q_{\text{ср.оп}}} = \frac{A \frac{D_{\text{к}}^{1.5}}{nq} e^{-0.5H}}{A_{\text{оп}} \frac{D_{\text{к.оп}}^{1.5}}{n_{\text{оп}} q_{\text{оп}}} e^{-0.5H_{\text{оп}}}} = \left(\frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к.оп}}} \right)^{1.5} \frac{e^{-0.5(H-H_{\text{оп}})}}{n}. \quad (\text{VIII.19})$$

Таким образом, при масштабном переходе от опытной колонны одного диаметра к колонне другого диаметра значение КМП можно рассчитать по соотношению

$$\text{КМП} = 1 + 0,041 \left(\frac{\Delta q_{\text{ср}}}{\Delta q_{\text{ср.оп}}} \right)^{0.77}. \quad (\text{VIII.20})$$

Истинное значение высоты единицы переноса $h_{\text{ист}}$ определяют с учетом КМП:

$$h_{\text{ист}} = h \text{КМП}. \quad (\text{VIII.21})$$

Полная высота абсорбера $H_{\text{п}}$ состоит из суммы высот рабочей части H , определяемой по уравнению (VIII.4), верхней части $H_{\text{в}}$ (над контактными устройствами) и нижней части $H_{\text{н}}$ (под контактными устройствами):

$$H_{\text{п}} = H + H_{\text{в}} + H_{\text{н}}. \quad (\text{VIII.22})$$

Диаметр аппарата и патрубков рассчитывают по уравнению секундного расхода:

$$V_{\text{сек}} = S \omega_0, \quad (\text{VIII.23})$$

где $V_{\text{сек}}$ — объемный расход фазы, скорость которой определяет площадь поперечного сечения аппарата или патрубка, $\text{м}^3/\text{с}$;

S — площадь поперечного сечения аппарата или патрубка, м^2 ;

ω_0 — скорость движения фазы, $\text{м}/\text{с}$.

Для круглого поперечного сечения $S = \pi D^2/4$ и, следовательно,

$$V_{\text{сек}} = \frac{\pi D^2}{4} \omega_0, \quad (\text{VIII.24})$$

откуда диаметр

$$D = \sqrt{\frac{4V_{\text{сек}}}{\pi \omega_0}}. \quad (\text{VIII.25})$$

Обычно $V_{\text{сек}}$ бывает задана и для расчета диаметра аппарата $D_{\text{ап}}$ нужно лишь выбрать скорость движения определяющей фазы. С увеличением скорости газа в аппарате возрастают коэффициенты массопередачи, а следова-

тельно, объем аппарата может быть меньше. Однако при этом возрастают гидравлическое сопротивление и энергетические затраты на подачу газа. Поэтому наиболее правильно для определения скорости газа провести технико-экономический расчет.

На практике обычно считают, что при абсорбции в противоточных аппаратах скорость газа не оказывает существенного влияния на экономичность процесса, и ω_0 принимают на 15—20% ниже скорости захлебывания.

Гидравлическое сопротивление насадочной части абсорберов определяют на основе экспериментальных данных для выбранных контактных устройств. Зная удельное гидравлическое сопротивление насадки $\Delta P_{\text{уд}}$, т. е. сопротивление, приходящееся на 1 м высоты, и высоту насадки H , находят общее гидравлическое сопротивление насадочной части абсорбера:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{уд}} H. \quad (\text{VIII.26})$$

Сопротивление при захлебывании для обычных нерегулярных насадок составляет около 1650 Па на 1 м высоты насадки. Если скорость газа равна 50% скорости газа при захлебывании, сопротивление составляет около 400 Па на 1 м высоты. Сопротивление пленочных аппаратов с пакетной насадкой на порядок ниже, чем аппаратов с нерегулярной насадкой.

Для тарелочных аппаратов гидравлическое сопротивление всех тарелок равно произведению сопротивления одной тарелки $\Delta P_{\text{т}}$ на их количество n :

$$\Delta P = \Delta P_{\text{т}} n. \quad (\text{VIII.27})$$

Гидравлическое сопротивление колпачковой тарелки $\Delta P_{\text{т.к}}$ складывается из суммы сопротивлений сухой тарелки ΔP_1 , слоя жидкости на тарелке ΔP_2 и сопротивления ΔP_3 , создаваемого силами поверхностного натяжения:

$$\Delta P_{\text{т.к}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3. \quad (\text{VIII.28})$$

Сопротивление сухой тарелки

$$\Delta P_1 = \xi \frac{\rho_{\text{г}} \omega_{\text{пр}}^2}{2}, \quad (\text{VIII.29})$$

где ξ — коэффициент сопротивления колпачковой тарелки, $\xi = 6$;

$\rho_{\text{г}}$ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\omega_{\text{пр}}$ — скорость газа в прорезях колпачка, $\text{м}/\text{с}$.

Сопротивление слоя жидкости на тарелке

$$\Delta P_2 = 1,3gk_{\text{рх}} h_0, \quad (\text{VIII.30})$$

где k — коэффициент, учитывающий уменьшение плотности жидкости за счет насыщения газом; $k = 0,5$;

ρ_x — плотность жидкости, кг/м^3 ;

h_0 — высота барботажного слоя, м.

Сопротивление, создаваемое силами поверхностного натяжения,

$$\Delta P_3 = \frac{4\sigma}{d}, \quad (\text{VIII.31})$$

где σ — поверхностное натяжение, Н/м; $d = s/x$ — гидравлический радиус прорези, м (s — площадь прорези, м^2 ; x — ее периметр, м).

Сопротивление правильно сконструированной колпачковой тарелки при работе в благоприятных условиях составляет 300—500 Па.

СХЕМЫ АБСОРБЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Промышленные схемы абсорбционных установок подразделяются на две основные группы. К первой относятся установки, в которых десорбция компонента не производится и, следовательно, поглотитель используется однократно, ко второй — схемы с многократным использованием поглотителя после десорбции из него компонента.

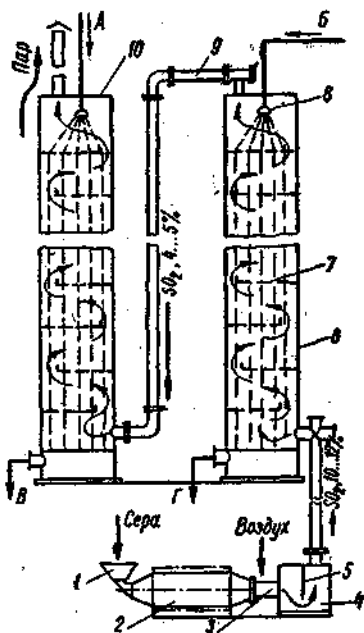


Рис. VIII.6. Схема получения сернистой кислоты: 1 — загрузочный бункер; 2 — печь для сжигания серы; 3 — горловина; 4 — смешительная камера; 5 — перегородка; 6, 10 — первый и второй абсорберы; 7 — полка абсорбера; 8 — распределитель воды; 9 — газопровод; А — промывная вода из замочных чанов; Б — промывная вода с первой группы вакуум-фильтров; В — сернистая вода с концентрацией SO_2 0,2—0,3% (в замочные чаны); Г — сернистая вода с концентрацией SO_2 0,4—0,5% (в мельнично-ситовое отделение)

Схемы с однократным использованием поглотителя применяются в тех случаях, когда в результате абсорбции получается готовый продукт или полупродукт и поэтому регенерация поглотителя не требуется. Такие схемы характерны для пищевых производств (например, в кукурузно-крахмально-производстве — получение сернистой кислоты путем поглощения водой сернистого газа, в спиртовом — улавливание спирта из газов брожения, насыщение напитков углекислым газом). Однократно используется поглотитель также при очистке газов от различных примесей, когда сам поглотитель дешев, а извлеченный компонент представляет ценности или получается в незначительных количествах. В этом случае использованный поглотитель целесообразнее сбрасывать как отход или как-то утилизировать его, а не проводить дорогостоящий процесс десорбции. Иногда (например, при сатурации) однократное использование поглотителя обусловлено тем, что в результате абсорбции образуется химическое соединение, не разлагающееся при десорбции.

Схема установки для получения сернистой кислоты, применяемая в кукурузно-крахмальном производстве, показана на рис. VIII.6. Сернистый ангидрид SO_2 абсорбируется водой и дымовых газов, образующихся при сжигании комовой серы в барабанной вращающейся печи непрерывного действия. Печь 2 представляет собой чугунный горизонтальный цилиндр переходящий по концам в усеченные конусы. Вдоль внутренних стенок цилиндра имеется шесть ребер, способствующих равномерному распределению и горению расплавленной серы. Печь вращается на роликах с частотой 4 мин⁻¹. Длина печи 1900 мм, диаметр цилиндрической части 540 мм, производительность по сжигаемой сере 22,5—54 кг/ч (в зависимости от разрежения в дымоходах). Загружается сера через загрузочный бункер 1 с подающим шнеком.

Печь соединена со смешительной камерой 4 горловиной 3, в которой есть четыре отверстия, закрываемые заслонками. Через эти отверстия подсасывается воздух, необходимый для дожигания возгнанной в печи серы. Смешительная камера внутри разделена на два отделения вертикальной перегородкой 5, не доходящей до дна.

В смесительной камере, кроме дожигания серы, происходит осаждение пыли и золы, поэтому ее периодически чистят через расположенный внизу люк.

Количество воздуха, подаваемого в печь и смесительную камеру, регулируют так, чтобы содержание SO_2 в газе было как можно выше (12—14%) и после смесительной камеры в нем не оставалось возгнанной серы, которая, конденсируясь в газопроводах, может закупорить проходы. При большом избытке воздуха, подаваемого в смесительную камеру, и наличии в трубопроводах неплотностей получают газ с пониженным содержанием SO_2 , что ухудшает поглощение SO_2 в абсорберах (поглотительных башнях) и увеличивает его потери с отходящими газами.

Абсорберы 6 и 10 обычно устанавливают на 20—25 м выше нулевой отметки, что обеспечивает создание нужной тяги (разрежения) в башнях и самотечное поступление сернистой кислоты на производство. Абсорбер каскадного типа представляет собой вертикальную цилиндрическую емкость из деревянной клепки, алюминия или коррозионно-устойчивой стали диаметром 800—1200 мм и высотой 8—10,5 м. Внутри абсорберов через каждые 700 мм установлено 10—12 полок (каскадов) 7 с отверстиями диаметром по 7 мм (в первом) и по 13 мм (во втором). Между полками и стенками абсорберов предусмотрены проходы для газа.

Вода подается в абсорберы сверху через разбрызгиватели 8 и тонкими струйками стекает с полки на полку, контактируя с поднимающимся навстречу газом. Обладающий хорошей растворимостью SO_2 поглощается водой, а остальные газы уходят в атмосферу. Для более полного абсорбирования SO_2 газ пропускают последовательно через два абсорбера. Не поглощенные во втором абсорбере газы, содержащие не более 0,25% SO_2 , отсасываются паровым эжектором или вентилятором.

В выхлопной трубе перед паровой тягой поддерживается разрежение 60—80 Па. Скорость движения газов в газопроводах 5—6 м/с. Газопроводы 9 выполняются из чугунных труб или кислото-упорной стали диаметром не менее 150 мм. Они не должны иметь длинных горизонтальных участ-

ков во избежание отложений пыли и серы. Усиленная тяга, а также неравномерное или недостаточное питание абсорберов водой вызывают большие потери SO_2 с отходящими газами.

Сернистая кислота получается тем концентрированнее, чем выше парциальное давление SO_2 в газах и чем ниже температура воды. Режим работы установок должен быть отрегулирован таким образом, чтобы при температуре 40°C газ, поступающий в первый абсорбер, содержал не менее 8% SO_2 , а переходящий из первого абсорбера во второй, — не менее 4%. Регулирование осуществляется изменением интенсивности сжигания серы в печи, а также количества подаваемой на башни воды.

При замкнутом процессе производства на второй абсорбер направляют промывную воду температурой 35—40°C из замочных чанов. В первом абсорбере сернистую кислоту получают из глютенной воды и используют для мельнично-ситового процесса; она должна содержать 0,4—0,5% SO_2 . Со второго абсорбера сернистую кислоту, содержащую 0,2—0,3% SO_2 , направляют на замачивание кукурузы. Производительность первого абсорбера до 4 м³/ч; второго до 15 м³/ч (по сернистой кислоте).

Схема с многократным использованием поглотителя после десорбции. В пищевой промышленности применяется при производстве жидкой и твердой углекислоты, для извлечения углекислого газа из дымовых газов, а также для улавливания паров бензина при экстракции растительных масел.

В замкнутых процессах поглотитель теоретически не расходуется. Однако на практике некоторая его часть теряется вследствие уноса в виде паров с очищенным и десорбированным газом, через неплотности, в виде брызг и т. п. Значительная часть растворителя теряется вследствие протекания необратимых побочных реакций. Например, этаноламины при наличии в газах SO_2 образуют тиосоединения; при поглощении SO_2 в присутствии O_2 растворы окисляются с образованием иона SO_4^{2-} . Кроме того, в циркулирующем растворе накапливаются продукты побочных реакций, что ведет к понижению поглотительной способности раствора, повышению его вязкости, выделению твердых отложений. Чтобы избежать этого, часть раствора перио-

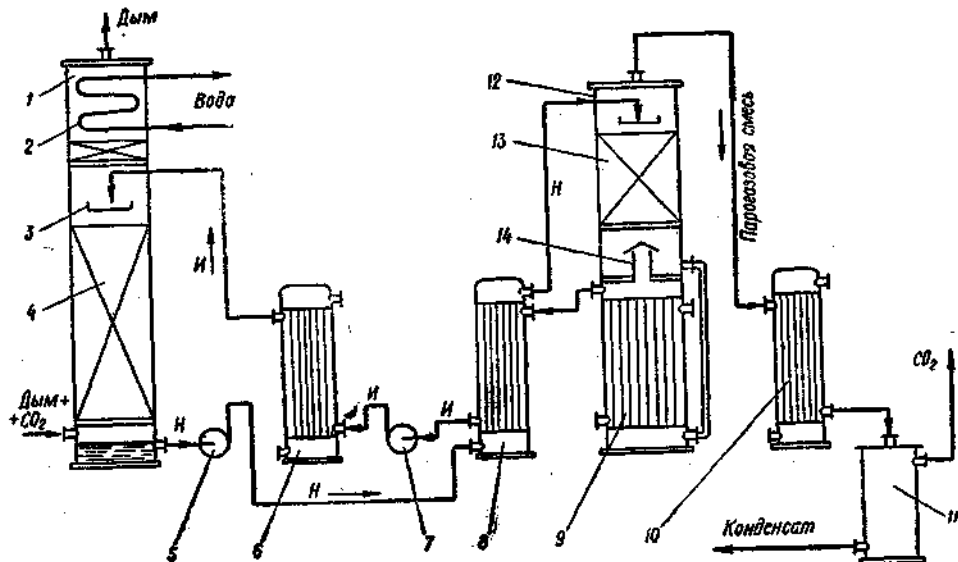


Рис. VIII.7. Схема абсорбционной установки для извлечения углекислого газа из дымовых газов водным раствором моноэтаноламина;

1 — корпус абсорбера; 2 — холодильник абсорбера; 3 — распределитель орошения; 4 — насадка абсорбера; 5 — насос насыщенного раствора моноэтаноламина; 6 — теплообменник-охладитель; 7 — насос истощенного раствора; 8 — рекуперативный теплообменник; 9 — кипятильник десорбера; 10 — конденсатор; 11 — сборник конденсата; 12 — корпус десорбера; 13 — ректификатор десорбера; 14 — труба в промежуточном днище десорбера; ИР — насыщенный углекислым газом раствор моноэтаноламина; ИР — истощенный раствор

дически или непрерывно выводят из цикла и заменяют соответствующим количеством свежего поглотителя.

Схема абсорбции CO_2 раствором моноэтаноламина с рециркуляцией жидкости и десорбцией, применяемая в производстве жидкой углекислоты и сухого льда, показана на рис. VIII.7. Охлажденные до температуры 30—40 °С и отмытые от механических примесей и сернистых соединений дымовые газы, содержащие CO_2 , подаются снизу в абсорбер 1, заполненный нерегулярной насадкой 4 из колец Рашига. Насадка орошается 10—30%-м раствором моноэтаноламина, подаваемым через распределитель 3. Стекающий по насадке раствор контактирует с поднимающимися вверх дымовыми газами, насыщается углекислотой и собирается в нижней части абсорбера.

Вследствие выделения теплоты абсорбции температура раствора и отходящих газов повышается. Проходя через установленный в верхней части абсорбера трубчатый водяной холодильник 2, газы охлаждаются до температуры, которую они имели на входе.

Насыщенный раствор из абсорбера насосом 5 через рекуперативный теплообменник 8 направляется в десорбер 12. В теплообменнике раствор нагревается за счет охлаждения исто-

щенного раствора, отводимого из десорбера.

Десорбер 12 состоит из двух частей: нижняя представляет собой кипятильник 9, выполненный в виде вертикального кожухотрубного теплообменника, верхняя 13 заполнена насадкой и работает как ректификатор. Насыщенный раствор распределяется по насадке ректификатора и стекает по ней, контактируя с поднимающейся вверх парогазовой смесью. Из ректификатора по наружному трубопроводу раствор перетекает в нижнюю часть трубного пространства кипятильника 9. Здесь он нагревается за счет теплоты конденсации водяного пара, подаваемого в межтрубное пространство, и закипает. Выделяющаяся при кипении раствора парогазовая смесь через трубу 14 направляется в ректификатор 13 десорбера, а истощенный раствор моноэтаноламина отводится на охлаждение в рекуперативный теплообменник 8, а затем насосом 7 через холодильник 6 направляется на орошение насадки 4 абсорбера 1. Таким образом абсорбционно-десорбционный цикл замыкается.

Выходящая из верхней части десорбера парогазовая смесь, состоящая из углекислого газа, паров моноэтаноламина и воды, поступает в холодильник 10, где пары моноэтаноламина

в воде конденсируются. Конденсат отделяется в сборнике конденсата 11, а углекислый газ направляется на отмывку от следов моноэтаноламина, а затем на снижение.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПЛЕНОЧНОГО И ТАРЕЛОЧНОГО АБСОРБЕРОВ

Установка предназначена для улавливания спирта из газов брожения, направляемых на сжижение углекислоты со спиртового завода производительностью 6000 дал в сутки.

Исходные данные:

температура поглощающей воды 20°С;

содержание спирта в газе на выходе из абсорбера 1 г/м³;

давление в абсорбере 0,1 МПа;

массовое содержание спирта в выходящей из абсорбера воде $x_k = 2,5\%$, в поступающей воде $x_n = 0$.

Определение требуемого количества ступеней изменения концентрации. На сжижение углекислоты направляются газы, выделяющиеся при брожении в герметически закрытых броидильных чанах и содержащие примерно 98,1% углекислого газа, 0,7% спирта и около 1% водяных паров от общей массы газов. Согласно химическому уравнению спиртового брожения, количество углекислоты равно 95,5% массы спирта. Из этого количества около 30% CO₂ выделяется в дрожжегенераторах и не может быть утилизировано, так как смешивается с воздухом, поступающим на дрожжевание. Таким образом, количество поступающих в абсорбер газов

$$G = 6000 \text{ дал/сут} \times 10 \text{ л/дал} \times \\ \times 0,7894 \text{ кг/л} \cdot 0,955 \times 0,7 \frac{100\%}{98,1\%} = \\ = 32\,300 \text{ кг/сут, или } 1344 \text{ кг/ч,}$$

где 0,7894 кг/л — плотность этанола при 20°С;

0,955 — доля выхода углекислоты на единицу массы получаемого спирта (по уравнению реакции спиртового брожения);

0,7 — коэффициент использования выделяющейся углекислоты.

Принимая плотность газов брожения приблизительно равной плотности углекислого газа, т. е. $\rho_g = 1,84 \text{ кг/м}^3$ при

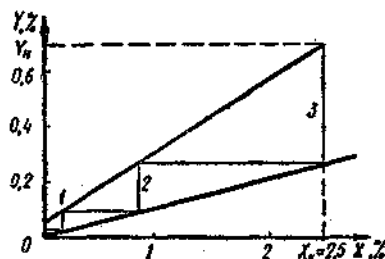


Рис. VIII. 8. Пример графического определения числа ступеней концентрации

20°С, находим объем V перерабатываемых газов брожения:

$$V = 32\,300 \text{ кг/сут} : 1,84 \text{ кг/м}^3 = \\ = 17\,500 \text{ м}^3/\text{сут, или } 0,203 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Чтобы определить высоту абсорбера, необходимо знать число ступеней концентрации. Для этого построим линию равновесия системы, в которой жидкая фаза — водный раствор этанола, а газовая — воздух, содержащий спиртовые пары. Условимся считать, что парциальные давления паров спирта над водно-спиртовым раствором не зависят от состава газа над жидкостью. Опытные данные об объемной концентрации c спирта в парах, насыщающих пространство над водно-спиртовыми растворами, г/м³, приведены в табл. VIII.2.

Таблица VIII.2

Массовое содержание этанола в растворе, %	Температура, °С					
	0	5	10	15	20	25
1	0,48	0,66	0,97	1,36	1,90	2,51
3	1,38	2,20	2,98	4,16	5,81	7,29
5	2,60	3,98	4,90	6,91	9,15	12,05
7	3,50	4,98	7,05	9,55	13,0	17,20
10	4,96	7,05	9,45	13,02	17,08	24,00

По уравнению $\bar{y} = \frac{c}{\rho_g} 100\%$ найдем массовое содержание этанола в газовой фазе при плотности $\rho_g = 1,84 \text{ кг/м}^3$. Полученные значения приведены ниже:

Содержание спирта в растворе \bar{x} , %	Массовое содержание спирта в газе \bar{y} , %
1	0,103
3	0,315
5	0,497
7	0,707
10	0,928

По этим данным строим линию равновесия (рис. VIII.8). Процентное со-



Рис. VIII.9. Размещение колпачков на тарелке

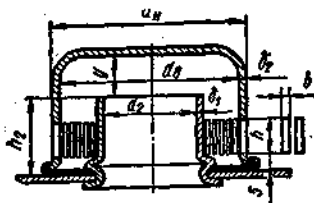


Рис. VIII.10. К расчету основных размеров колпачка

держание спирта в отходящем газе составит

$$y_k = \frac{1}{1840} 100\% = 0,054\%$$

По начальным и конечным значениям содержания спирта в газе и жидкости строим рабочую линию процесса абсорбции и определяем, что для осуществления абсорбции при заданных условиях требуется три ступени концентрации.

Количество воды L , необходимое для поглощения спирта, найдем из уравнения (VIII.2) материального баланса:

$$L = \frac{1344(0,7 - 0,054)}{2,5 - 0} = 347 \text{ кг/ч,}$$

$$\text{или } 9,63 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Удельный расход воды

$$L/G = 347/1344 = 0,26 \text{ кг/кг.}$$

Расчет тарелочного абсорбера. Принимаем расстояние h между колпачковыми тарелками, равным 0,3 м. Скорость газа в свободном сечении колонны определяем по эмпирической формуле

$$w = A \rho_g^{-m},$$

где ρ_g — плотность газа, кг/м³;

A, m — коэффициенты, зависящие от расстояния между тарелками h (таблица VIII.3).

Таблица VIII.3

Расстояние между тарелками h , мм	A	m
500	1,14	0,465
400	1,10	0,47
300	1,02	0,49
200	0,82	0,545
150	0,62	0,49
135	0,54	0,425

Подставив в эмпирическую формулу значения A и m , получаем:

$$w = 1,02 \cdot 1,84^{-0,49} = 0,758 \text{ м/с.}$$

нению расхода (VIII.25):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,203}{\pi \cdot 0,758}} = 0,583 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр равным 0,6. При поглощении спиртовых паровой КПД тарелок принимаем равным 0,25. Следовательно, для обеспечения трех ступеней изменения концентрации необходимо 12 реальных тарелок.

Высота абсорбера составляет (12 — 1) $0,3 + 0,5 \cdot 2 = 4,3$ м, где 0,5 м — расстояние от верхней тарелки до крышки абсорбера и от нижней тарелки дна абсорбера.

Допустим, что абсорбер имеет меголпачковые тарелки с сегментной сливной планкой (рис. VIII.9). Сливные перегородки устанавливаются так, чтобы центральный угол $\alpha = 90^\circ$. Примем, что живое сечение абсорбера (площадь сечения горловины) равно 10%; тогда общая площадь сечений горловины (паровых патрубков) тарелки, над которыми установлены колпачки, составит

$$\frac{\pi D^2}{4} 0,1 = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} 0,1 = 0,0283 \text{ м}^2.$$

Принимаем диаметр одной горловины $d_r = 0,07$ м. Тогда количество горловин

$$0,0283 : \frac{\pi d_r^2}{4} = 0,0283 : \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} = 7,35 \approx 7.$$

Изобразив сечение колонны в некотором масштабе, разместим горловины так, как это показано на рис. VIII.10. Расстояние между центрами горловин при таком расположении равно 0,17 м.

Рассчитаем размеры колпачка (рис. VIII.10). Площадь горловины $S_1 = \frac{\pi d^2}{4}$

площадь между верхом горловины и колпачком $S_2 = \pi d_r y$;

площадь кольца между боковыми стенками колпачка и горловины

$$S_3 = \frac{\pi}{4} [d_2^2 - (d_r + 2\delta_1)^2];$$

площадь прорезей колпачка $S_4 = \pi h b z$,

где h, b — высота и ширина прорези, z — число прорезей.

При конструировании колпачков исходят из условия равенства скорости пара во всех сечениях колпачка, что обеспечивается равенством всех сечений ($S_1 = S_2 = S_3 = S_4$). Поэтому можно написать, что $\pi d_r^2/4 = \pi d_2 y$. Отсюда

$$y = \frac{d_r^2}{4 d_2} = 0,0175 \text{ м.}$$

определяем из условия равенства площади S_1 горловины и кольцевого пространства S_2 между колпачком и горловиной:

$$\frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi d_n^2}{4} - \frac{\pi}{4} (d_2 + 2\delta_1)^2,$$

откуда

$$d_n = \sqrt{d_2^2 + (d_2 + 2\delta_1)^2} = \\ = \sqrt{0,07^2 + (0,07 + 2 \cdot 0,0015)^2} = \\ = 0,0992 \text{ м} \approx 99 \text{ мм},$$

где $\delta_1 = 0,0015 \text{ м}$ — толщина материала горловины.

При толщине материала колпачка $\delta_2 = 1,5 \text{ мм}$ наружный диаметр колпачка

$$d_n = 99 + 2 \cdot 1,5 = 102 \text{ мм}.$$

Периметр колпачка равен

$$\pi d_n = 3,14 \cdot 102 = 321 \text{ мм}.$$

Примем высоту прорези $h = 30 \text{ мм}$ и ширину $b = 3 \text{ мм}$; следовательно, площадь одной прорези 90 мм^2 . Общая площадь прорезей одного колпачка составляет

$$\frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 70^2}{4} = 3850 \text{ мм}^2.$$

Число прорезей составляет $3850 : 90 = 43$. По периметру колпачка они займут $43 \cdot 3 = 129 \text{ мм}$. На долю перемычек между прорезями остается $321 - 129 = 192 \text{ мм}$. Ширина перемычек составляет $192 : 43 = 4,46 \text{ мм}$.

Прорези, как видно из рис. VIII. 10, расположены выше уровня тарелки на величину, равную тройной толщине материала, из которого изготовлены горловина и колпачок, что составляет примерно 5 мм .

Длина сливной перегородки, согласно рис. VIII. 9,

$$L_{сл} = 2R \sin \frac{\alpha}{2} = D \sin 45^\circ = 0,6 \cdot 0,707 = \\ = 0,423 \text{ м}.$$

Высота слоя жидкости над сливной перегородкой

$$\Delta h = \left(\frac{L}{1,85 L_{сл} K} \right)^{2/3} = \left(\frac{9,63 \cdot 10^{-5}}{1,85 \cdot 0,423 \cdot 0,5} \right)^{2/3} = \\ = 0,00392 \text{ м} \approx 4 \text{ мм},$$

где L — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

$L_{сл}$ — периметр сливной трубы или длина сливной перегородки, м ;

K — отношение плотности пены к плотности светлой жидкости, $K = 0,5$.

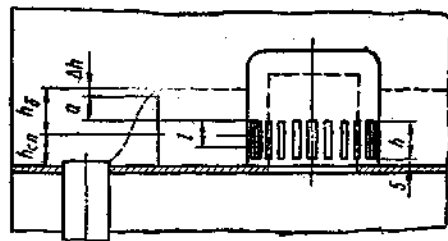


Рис. VIII.11. К определению уровня жидкости на тарелке и высоты барботажного слоя

Высота сливной перегородки определяется высотой уровня жидкости на тарелке за вычетом высоты Δh слоя жидкости над сливной перегородкой. Высота уровня жидкости на тарелке складывается из высоты барботажного слоя $h_б$ и высоты относительно спокойного слоя жидкости $h_{ср}$, расположенного ниже зоны барботажа. Заданная высотой барботажного слоя жидкости $h_б = 35 \text{ мм}$. Она состоит из таких величин (рис. VIII.11):

$$h_б = a + \frac{l}{2} + \Delta h = 35 \text{ мм},$$

где a — расстояние от верхнего края прорези колпачка до верхнего уровня сливной планки;

$l/2$ — половина высоты открытия прорези;

Δh — высота слоя жидкости над водосливом.

Приняв, что прорези открыты на $2/3$ их высоты h , определим размер a :

$$a = h_б - \frac{l}{2} - \Delta h = 35 - \frac{2}{3} \cdot 30 - \\ - 4 = 21 \text{ мм}.$$

Высота относительно спокойного слоя жидкости $h_{ср}$ определяется устройством конструктивных элементов и должна быть как можно меньшей. Высота $h_{ср}$ складывается из половины высоты открытия прорези (нижней), высоты неоткрытой части прорези и расстояния 5 мм от нижнего края прорези до уровня тарелки: $h_{ср} = 10 + 10 + 5 = 25 \text{ мм}$. Таким образом, высота уровня жидкости на тарелке равна $35 + 25 = 60 \text{ мм}$, высота сливной перегородки $60 - 4 = 56 \text{ мм}$. Высоту перегородки на приемной части тарелки также примем равной 56 мм .

Для перетока жидкости с тарелки на тарелку служат сливные стаканы. Высоту выступа стакана над плоскостью тарелки принимаем равной 5 мм (можно заделывать стакан заподлицо

сливного стакана определяем, задавшись скоростью жидкости в нем (0,1 м/с). В нашем примере он составляет 36,4 мм. Расчетный диаметр округляем до рекомендуемых стандартных размеров труб с условным проходом D_y , мм: 13, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 175, 200. Принимаем для изготовления стакана трубу с условным проходом $D_y = 40$ мм (наружный диаметр равен 48 мм).

Расстояние от нижнего края стакана до поверхности нижележащей тарелки, исходя из условия сохранения скорости жидкости, должно быть больше четверти диаметра сливного стакана. Вместе с тем необходимо, чтобы нижний край стакана находился на 10—30 мм ниже уровня сливной перегородки. Принимаем этот размер равным 30 мм.

Рассчитаем теперь те размеры колпачка, которые не могли быть определены раньше. Высота h_2 горловины над тарелкой должна на 10—15 мм превышать уровень жидкости на тарелке, равный 60 мм. Принимаем высоту горловины над тарелкой $h_2 = 70$ мм. Высота колпачка в этом случае равна $70 + y + \delta_2$, где $y = 17,5$ мм, $\delta_2 = 1,5$ мм. Следовательно, общая высота колпачка составляет 89 мм.

Гидравлическое сопротивление колпачковой тарелки ΔP складывается из суммы сопротивлений ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , определяемых по уравнениям (VIII.29, VIII.30 и VIII.31). Сопротивление сухой тарелки

$$\Delta P_1 = 6 \frac{1,84 \cdot 7,52^2}{2} = 314 \text{ Па.}$$

Скорость газа $w_{пр}$ в прорезях колпачка определяем исходя из объема перерабатываемых газов $V = 0,203 \text{ м}^3/\text{с}$, общей площади прорезей одного колпачка $S_k = 0,00385 \text{ м}^2$ и числа колпачков $n_k = 7$:

$$w_{пр} = \frac{0,203}{0,00385 \cdot 7} = 7,52 \text{ м/с.}$$

Сопротивление слоя жидкости на тарелке

$$\Delta P_2 = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 1000 \cdot 0,035 = 223 \text{ Па.}$$

Сопротивление, создаваемое силами поверхностного натяжения, согласно (VIII.31).

$$\Delta P_3 = \frac{4 \cdot 0,0728}{0,00136} = 215 \text{ Па,}$$

$$d = \frac{0,03 \cdot 0,003}{0,066} = 0,00136 \text{ м.}$$

Таким образом, гидравлическое сопротивление тарелки

$$\Delta P = 314 + 223 + 215 = 752 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление абсорбера, состоящего из 12 тарелок (без учета сопротивлений входа и выхода газа), находим по уравнению (VIII.27):

$$\Delta P = 752 \cdot 12 = 9024 \text{ Па.}$$

Диаметры патрубков для газа и жидкости рассчитываем по уравнению (VIII.25). Приняв скорость движения подаваемого вентилятором газа равной 35 м/с и воды, поступающей из общей сети, 1 м/с, получаем диаметр входного патрубка для газа $D_r = 0,086$ м (принимаем $D_r = 90$), для жидкости $D_{ж} = 0,011$ м. Поскольку водопровод столь малого диаметра легко забивается вследствие коррозии и отложения осадка на стенках, принимаем диаметр входного патрубка для воды $D_{ж} = 20$ ($d_n = 26,8$).

Предварительно было принято, что количество входящих в абсорбер и выходящих из него газа и жидкости приблизительно равны. Но скорости газа и жидкости в патрубках выхода в 1,5—2 раза ниже скоростей на входе. Исходя из этого диаметр выходящего патрубка для газа $D_r = 125$ и для жидкости $D_{ж} = 25$.

Расчет пленочного абсорбера. Примем, что наш аппарат заполнен регулируемой пакетной насадкой с перфорацией в виде поперечных зубчатых отверстий (см. рис. VIII. 3, г). В такой насадке на верхних краях отверстий периодически образуются капли. При встречном набегании потока газа на фронт капель достигается более тесное контактирование фаз, чем при продольном его движении вдоль пленки жидкости.

Прежде всего определим скорость газа в абсорбере. Установлено [3], что аппарат с НЗО может устойчиво работать при скорости движущегося противотоком воздуха до 5 м/с. Принимаем скорость 4,5 м/с. Скорость движения смеси углекислого газа в аппарате определяем из условия идентичности гидродинамической обстановки, т. е. равенства чисел Рейнольдса для воздуха $Re_{у, \text{возд}}$ и углекислого газа $Re_{у, \text{CO}_2}$:

$$\left(\frac{w d_p \rho}{\mu} \right)_{\text{возд}} = \left(\frac{w d_p \rho}{\mu} \right)_{\text{CO}_2}$$

где ρ , μ — абсолютная плотность и вязкость воздуха и углекислого газа.

Динамическая вязкость CO_2 при атмосферном давлении и температуре 0°C составляет $13,7 \cdot 10^{-6}$ Па · с. При 20°C вязкость CO_2 рассчитывают по такому уравнению:

$$\mu_{20^\circ\text{C}} = \mu_{0^\circ\text{C}} \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2};$$

$$\begin{aligned} \mu_{20^\circ\text{C}} &= 13,7 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 254}{293 + 254} \left(\frac{293}{273} \right)^{3/2} = \\ &= 14,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \end{aligned}$$

где T — абсолютная температура, К;
 C — константа, зависящая от природы газа.

Аналогичным образом определяют вязкость воздуха при 20°C :

$$\begin{aligned} \mu_{20^\circ\text{C}} &= 17,3 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 124}{293 + 124} \left(\frac{293}{273} \right)^{2/3} = \\ &= 18,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

Скорость движения углекислого газа

$$\begin{aligned} w_{\text{CO}_2} &= \frac{w_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}} \mu_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2} \mu_{\text{возд}}} = \\ &= \frac{4,5 \cdot 1,29 \cdot 14,7 \cdot 10^{-6}}{1,84 \cdot 18,3 \cdot 10^{-6}} = 2,5 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Требуемая площадь поперечного сечения аппарата

$$S = \frac{V}{w} = \frac{0,203}{2,5} = 0,0812 \text{ м}^2,$$

откуда диаметр абсорбера

$$D = \sqrt{\frac{S}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,0812}{0,785}} = 0,32 \text{ м}.$$

Принимаем, что насадка выполняется из стальных листов толщиной 0,8 мм и расстоянием между листами 10,2 мм. Шаг равен 11 мм.

Чтобы проверить соответствие насадки требуемой нагрузке по жидкости, определим число Рейнольдса для жидкости. В круглом аппарате прямое вычисление периметра орошения насадки трудоемко, поскольку приходится учитывать ширину каждой пластины насадки. Поэтому расчет ведем через удельный периметр орошения. В 1 м^2 при шаге 11 мм размещается $1000 : 11 \approx 91$ лист насадки. По каждому листу насадки жидкость стекает с двух сторон, поэтому удельный периметр орошения $\Pi_{\text{уд}} = 91 \cdot 1 \cdot 2 = 182 \text{ мм}$ на 1 м^2 сечения насадки. Площадь пакета насадки при диаметре его 310 мм (зазор между насадкой

равным 5 мм) составляет:

$$S_{\text{н}} = \frac{\pi D^2}{4} = 0,0754 \text{ м}^2.$$

Периметр орошения

$$\Pi = \Pi_{\text{уд}} S_{\text{н}} = 182 \cdot 0,0754 = 13,7 \text{ м},$$

плотность орошения

$$\Gamma = \frac{347}{3600 \cdot 13,7} = 0,00705 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}.$$

Число Рейнольдса для жидкости

$$Re_x = \frac{4 \cdot 0,00705}{0,001} = 28,2,$$

следовательно, аппарат работоспособен, так как НЗО эффективно работает в пределах $20 \leq Re_x \leq 500 \dots 600$.

Среднюю толщину пленки определяем по уравнению (VIII.8):

$$\begin{aligned} \delta &= \sqrt{\frac{3 \cdot 0,00705 \cdot 1,005 \cdot 10^{-3}}{10^6 \cdot 9,81}} = \\ &= 1,29 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,129 \text{ мм}, \end{aligned}$$

а эквивалентный диаметр насадки — по уравнению (VIII.7):

$$\begin{aligned} d_{\text{э}} &= 2(10,2 - 2 \cdot 0,129) = 19,884 \text{ мм} = \\ &= 19,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Абсолютную скорость газа в каналах насадки рассчитываем из условия, что в каждом 11 мм ширины сечения аппарата приходится 0,8 мм на толщину пластины и два раза по 0,129 мм на толщину пленки жидкости. Тогда

$$w_{\text{газ}} = \frac{2,5 \cdot 11}{11 - 0,8 - 2 \cdot 0,129} = 2,77 \text{ м/с}.$$

Среднюю скорость течения пленки и относительную скорость газа находим по уравнениям (VIII.12) и (VIII.11):

$$w_{\text{х ср}} = \frac{0,00705}{1000 \cdot 1,29 \cdot 10^{-4}} = 0,0546 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{го}} = 2,77 + 0,05 = 2,82 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для газа

$$Re_{\text{го}} = \frac{2,82 \cdot 19,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,84}{14,7 \cdot 10^{-6}} = 7030.$$

Диффузионный критерий Прандтля для газа, согласно уравнению (VIII.13),

$$Pr_{\text{г}} = \frac{14,7 \cdot 10^{-6}}{1,84 \cdot 0,748 \cdot 10^{-5}} = 1,07.$$

Здесь $0,748 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ — коэффициент диффузии паров этанола в углекислом газе при температуре 20°C .

Подставив полученные данные в уравнение (VIII.6), находим:

$$h_{\text{г}} = 7,85 \cdot 1,99 \cdot 10^{-3} \cdot 7030^{0,15} \times$$

$$\times 1,07^{0,67} \left(\frac{16 \cdot 10^{-3}}{19,9 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,67} = 0,573 \text{ м.}$$

Чтобы определить h_x , по уравнению (VIII.14) рассчитаем диффузионный критерий Прандтля для жидкости:

$$Pe_x = \frac{1,005 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 1,08 \cdot 10^{-9}} = 932.$$

Здесь $1,08 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ — коэффициент диффузии жидкого этанола в водно-спиртовом растворе при температуре 20°C .

Таким образом,

$$h_x = 7,2 \cdot 1,29 \cdot 10^{-4} \cdot 28,2^{-0,13} \times \\ \times 932^{0,66} \left(\frac{16}{0,129} \right)^{0,47} [1 - 1,6 \cdot 10^{-5} (7030 - \\ - 2300)] = 0,489 \text{ м.}$$

Константа фазового равновесия $m = \frac{y}{x}$, где y и x — мольные доли этанола в газовой и жидкой фазах. Условимся считать линию равновесия концентраций в пределах от 0 до 3% массового содержания спирта в растворе прямой. Тогда значение m следует определять исходя из массового содержания $\bar{x} = 3\%$, $\bar{y} = 0,315\%$. Пересчет массового содержания в мольное выполняем по формулам

$$y = \frac{M_{CO_2} \bar{y}}{M_{H_2O}}; \quad x = \frac{M_{H_2O} \bar{x}}{M_{H_2O}}$$

откуда

$$m = \frac{M_{CO_2} \bar{y}}{M_{H_2O} \bar{x}} = \frac{44 \cdot 0,315}{18 \cdot 3} = 0,257,$$

где M_{CO_2} , M_{H_2O} — молярные массы углекислоты и воды.

По значениям $h_y = 0,573 \text{ м}$, $h_x = 0,489 \text{ м}$, среднему значению тангенса угла наклона линии равновесия к оси абсцисс $m = 0,257$ и значениям расходов воды $L = 347 \text{ кг/ч}$ и газа $G = 1344 \text{ кг/ч}$ рассчитаем высоту НЗО, эквивалентную одной единице переноса, с помощью уравнения аддитивности (VIII.5):

$$h_{0y} = 0,573 + 0,257 \frac{1344}{347} 0,489 = 1,06 \text{ м.}$$

Для определения истинных значений h с учетом коэффициента масштабного перехода КМП воспользуемся уравнением (VIII.19).

Отношения $\Delta q_{cp} / \Delta q_{cp,оп}$ рассчитываем для среднего по высоте сечения насадки (т. е. $H_{оп} = 0,4 \text{ м}$, поскольку был исследован пакет НЗО высотой $0,8 \text{ м}$).

Значения Δq_{cp} и $\Delta q_{cp,оп}$ определяются, заданные предварительно средней высотой насадки в аппарате ($3,6 \text{ м}$), высотой рабочих пакетов насадки ($0,4 \text{ м}$) и распределительных пакетов насадки ($0,05 \text{ м}$). На высоте $H = 1,8 \text{ м}$ сверху укладывается три пакета распределительной насадки и пять пакетов рабочей, т. е. $n = 8$. Получим:

$$\frac{\Delta q_{cp}}{\Delta q_{cp,оп}} = \left(\frac{0,32}{0,225} \right)^{1,5} \frac{e^{-0,5(1,8-0,4)}}{8} = 0,122.$$

Значение КМП определяем по уравнению (VIII.20):

$$КМП = 1 + 0,041 \cdot 0,122^{0,77} = 1,01.$$

Истинное значение высоты НЗО, эквивалентной единице переноса,

$$h_{ист} = 1,06 \cdot 1,01 = 1,07 \text{ м.}$$

Для обеспечения трех ступеней концентрации необходима высота рабочей части насадки в колонне

$$H_n = 1,07 \cdot 3 = 3,21 \text{ м.}$$

При высоте пакетов насадки, равной $0,4 \text{ м}$, количество рабочих пакетов насадки $n = 3,21/0,4 = 8$. Тогда общая высота насадки с учетом установки трех распределительных пакетов высотой по $0,05 \text{ м}$

$$H_{n,общ} = 0,05 \cdot 3 + 0,4 \cdot 8 = 3,35 \text{ м.}$$

Приняв расстояние от верхней части насадки до верхней части оросителя $0,3 \text{ м}$, высоту насадки над оросителем, служащей для улавливания мелких брызг, $0,2 \text{ м}$ и расстояния от верха улавливающей насадки до крышки аппарата и от низа насадки до днища аппарата по $0,3 \text{ м}$, рассчитаем общую высоту абсорбера:

$$H_{ап} = 3,35 + 0,3 + 0,2 + 2 \cdot 0,3 = 4,45 \text{ м.}$$

Поскольку зависимость гидравлического сопротивления НЗО от плотности орошения и чисел Re_g носит сложный характер, гидравлическое сопротивление насадки в аппарате определим графическим методом с помощью рис. VIII.12. На оси абсцисс отложены относительные скорости воздуха, на оси ординат — удельные гидравлические сопротивления НЗО. Для перехода от скорости углекислотной смеси $w_{г0} = 2,82 \text{ м/с}$ к скорости воздуха воспользуемся выражением

$$w_{возд,0} = \frac{w_{г0} \rho_{CO_2}^{H_{возд}}}{\rho_{возд}^{H_{CO_2}}} = \\ = \frac{2,82 \cdot 1,84 \cdot 18,3}{1,29 \cdot 14,7} = 5,02 \text{ м/с.}$$

По скорости воздуха 5,02 м/с и $\Gamma = 0,00705$ кг/(м·с) находим удельное гидравлическое сопротивление насадки $\Delta P_{НЗО} = 83$ Па. Сопротивление слоя НЗО высотой 3,2 м

$$\Delta P_{НЗО} = 83 \cdot 3,2 = 266 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление распределительной насадки высотой 0,15 м и брызгоулавливающей высотой 0,2 м определяем, используя данные, приведенные в [3,4]. Для спиральной рулонной насадки из лент с косым гофром (см. рис. VIII. 2, д) с эквивалентным диаметром каналов 20 мм (равным $d_{э.НЗО}$) и высотой пакетов 0,05 м удельное гидравлическое сопротивление составляет 500 Па:

$$\Delta P_{рул} = 500(0,15 + 0,2) = 175 \text{ Па;}$$

общее гидравлическое сопротивление

$$\Delta P_{об} = 266 + 175 = 441 \text{ Па.}$$

Поскольку пленочный аппарат имеет низкое гидравлическое сопротивление, то газ может поступать в аппарат самотеком, без дополнительной газодувки. Скорость движения газа в самотечном трубопроводе принимаем 10 м/с. Диаметр патрубка для газа

$$D_y = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{0,203}{10}} = 0,162 \text{ м.}$$

Принимаем $D_y = 175$ мм.

Сравнение результатов расчета показывает, что абсорбер с регулярной перфорированной пакетной насадкой при сравнимой высоте (4,45 м и 4,3 м) имеет меньший диаметр $D = 0,32$ м (против 0,6 м) и меньший объем $V = 0,356$ м³ (против 1,22 м³). Приняв металлоемкость пленочного аппарата в 1,5 раза больше, чем тарелочного, а стоимость — пропорциональной металлоемкости, получим снижение стоимости от замены тарелочного аппарата пленочным в $N = 1,22/0,356 \times 1,5 = 2,27$ раза. Гидравлическое сопротивление пленочного аппарата ниже, чем тарелочного, в $9770/441 = 22$ раза, что позволяет достичь значительной экономии энергозатрат на подачу газа.

РАСЧЕТ АБСОРБЦИОННОЙ КОЛОННЫ С РЕГУЛЯРНОЙ ПАКЕТНОЙ ПЕРФОРИРОВАННОЙ НАСАДКОЙ (НЗО)

Установка предназначена для получения при атмосферном давлении сернистой кислоты концентрацией (массовым содержанием) 0,5% для

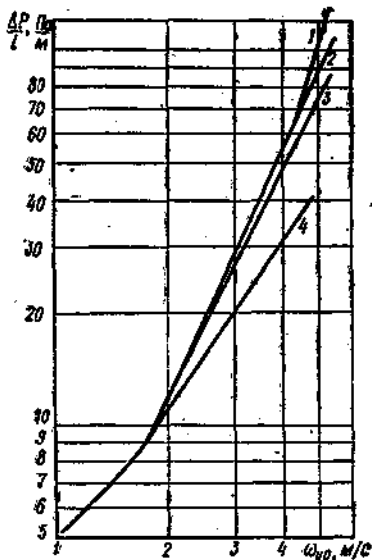


Рис. VIII. 12. Гидравлическое сопротивление насадки с зубчатыми отверстиями

1 — орошаемая насадка при $\Gamma = 0,0697 \dots 0,104$ кг/(м·с); 2 — $\Gamma = 0,0196 \dots 0,0342$; 3 — $\Gamma = 0,0056$; 4 — сухая насадка

нужд крахмального завода, перерабатывающего 500 т кукурузы в сутки.

Исходные данные:

количество поглощаемого сернистого газа 0,6% массы кукурузы 20%-й влажности;

концентрация (массовое содержание) SO_2 в газовой смеси на входе в абсорбер 12%, на выходе 0,2%; температура абсорбции 40°C.

Определение количества поступающих в абсорбер газов производим по формуле

$$G = \frac{500 \text{ т/сут} \cdot 1000 \text{ кг/т} \cdot 0,6\% \cdot 100\%}{24 \text{ ч/сут} \cdot 3600 \text{ с/ч} \cdot 12\% \cdot 100\%} = 0,29 \text{ кг/с.}$$

Температура выходящих из барабанной вращающейся печи газов составляет около 95°C, а плотность газов приблизительно можно считать равной плотности воздуха, т. е. 1,29 кг/м³ при 0°C. Для 95°C плотность

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T} = 1,29 \frac{273}{368} = 0,957 \text{ кг/м}^3.$$

Объем газов

$$V = 0,29 : 0,957 = 0,303 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем скорость газа $w = 2$ м/с. Тогда диаметр абсорбера

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{0,303}{2,0}} = 0,438 \text{ м.}$$

Проверим соответствие насадки нагрузке по жидкости. Для этого из

уравнения (VIII.2) найдем требуемое количество воды:

$$L = \frac{0,29(12 - 0,2)}{0,5} = 6,58 \text{ кг/с.}$$

Площадь сечения пакета насадки

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,43^2}{4} = 0,145 \text{ м}^2;$$

периметр орошения

$$\Pi = \Pi_{уд} S_n = 182 \cdot 0,145 = 26,4 \text{ м;}$$

линейная плотность орошения, согласно уравнению (VIII.9),

$$\Gamma = \frac{6,85}{26,4} = 0,26 \text{ кг/(м} \cdot \text{с).}$$

Число Рейнольдса для жидкости

$$Re_x = \frac{4 \cdot 0,26}{0,656 \cdot 10^{-3}} = 1580,$$

где $0,656 \cdot 10^{-3}$ — динамическая вязкость воды при температуре 40°C .

Поскольку НЗО эффективно работает при $Re_x \leq 450 \dots 500$, принимаем $Re_x = 450$. Диаметр аппарата

$$D = 0,438 \sqrt{\frac{1580}{450}} = 0,87 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр равным $0,8$ м. Тогда площадь сечения пакета насадки $S_n = 0,492 \text{ м}^2$, периметр орошения $\Pi = 89,5 \text{ м}$, плотность орошения $\Gamma = 0,0765 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$, число Рейнольдса для жидкости

$$Re_x = \frac{4 \cdot 0,0765}{0,656 \cdot 10^{-3}} = 467.$$

Скорость газа рассчитываем на полное сечение аппарата:

$$\omega = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,303}{\pi \cdot 0,8^2} = 0,602 \text{ м/с.}$$

Число единиц переноса массы определяем графически построением ступеней между рабочей и равновесной линиями абсорбции, по данным о равновесном содержании сернистого газа в водном растворе и газе (табл. VIII.4) для температуры 40°C . В результате построения получено семь единиц переноса (семь ступеней контакта).

Определим среднюю толщину пленки по уравнению (VIII.8):

$$\bar{\delta} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,0765 \cdot 0,656 \cdot 10^{-3}}{992^2 \cdot 9,81}} = 0,25 \cdot 10^{-3} = 0,25 \text{ мм.}$$

Эквивалентный диаметр НЗО

$$d_{э,у} = 2(10,2 - 2 \cdot 0,25) = 19,4 \text{ мм} = 19,4 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Таблица VIII.4

Массовое содержание SO_2 в газе, %	Парциальное давление SO_2 , кПа	Насыщаемость воды сернистым газом, % при температуре воды, $^\circ\text{C}$				
		10	20	30	40	50
1	1	0,18	0,13	0,09	0,07	0,05
2	2	0,35	0,25	0,19	0,14	0,09
4	4	0,72	0,52	0,35	0,25	0,18
6	6	1,08	0,78	0,54	0,33	0,26
8	8	1,43	1,03	0,71	0,5	0,35
10	10	1,77	1,28	0,89	0,63	0,45
12	12	2,13	1,53	1,08	0,77	0,54
14	14	2,48	1,8	1,24	0,88	0,63
100	100	15,3	10,6	7,5	5,7	4,4

Абсолютная скорость газа

$$\omega_{у,абс} = \frac{0,602 \cdot 11}{(11 - 0,8 - 2 \cdot 0,25)} = 0,682 \text{ м/с;}$$

средняя скорость жидкости

$$\bar{\omega} = \frac{0,0765}{992 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}} = 0,309 \text{ м/с;}$$

относительная скорость газа

$$\omega_{р0} = 0,682 + 0,309 = 0,991 \text{ м/с.}$$

Считая динамическую вязкость газа равной вязкости воздуха при температуре 40°C ($\mu_{40} = 19,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$), определим по формуле (VIII.10) число Рейнольдса:

$$Re_{р0} = \frac{0,991 \cdot 19,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,957}{19,3 \cdot 10^{-6}} = 952.$$

Диффузионный критерий Прандтля для газа рассчитываем по формуле (VIII.13):

$$Pr_{г} = \frac{19,3 \cdot 10^{-6}}{0,957 \cdot 1,27 \cdot 10^{-5}} = 1,59.$$

Коэффициент диффузии SO_2 в воздухе при температуре 40°C

$$D_{40^\circ\text{C}} = D_{0^\circ\text{C}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} = 1,03 \cdot 10^{-5} \times$$

$$\times \left(\frac{313}{273} \right)^{3/2} = 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с,}$$

где $D_{0^\circ\text{C}}$ — коэффициент диффузии SO_2 в воздухе при 0°C , $D_{0^\circ\text{C}} = 1,03 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$;

T — абсолютная температура, К.

Используя полученные значения, определим h_y по уравнению (VIII.6):

$$h_y = 7,85 \cdot 19,4 \cdot 10^{-3} \cdot 952^{0,15} \cdot 1,59^{0,67} \times \left(\frac{16 \cdot 10^{-3}}{19,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,33} = 0,544 \text{ м.}$$

ВЕП в жидкой фазе h_x рассчитаем по уравнению (VIII.15) без учета множителя в скобках:

$$h_x = 1,37 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 467^{0,19} \cdot 321^{0,67} \times$$

$$\times \left(\frac{10}{0,25}\right)^{0,9} = 0,418 \text{ м.}$$

Здесь 321 — диффузионный критерий Прандтля для жидкости:

$$P_{гх} = \frac{\rho_x}{\rho_x D_{40^\circ \text{C}}} = \frac{0,000656}{992 \cdot 2,05 \cdot 10^{-9}} = 321,$$

где $D_{40^\circ \text{C}}$ — коэффициент диффузии сернистого газа в воде при температуре 40°C :

$$\begin{aligned} D_{40^\circ \text{C}} &= D_{20^\circ \text{C}} [1 + 0,02(t - 20)] = \\ &= 1,47 \cdot 10^{-9} [1 + 0,02(40 - 20)] = \\ &= 2,06 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}. \end{aligned}$$

Константу фазового равновесия $m = \frac{y}{x}$ находим исходя из мольного содержания сернистого газа в газовой y и жидкой x фазах. При этом условимся считать линию равновесных концентраций прямой в пределах до 0,5 % SO_2 в растворе при температуре 40°C соответствующих 8 % SO_2 в газе. Переход от массового содержания к мольному выполняем по уравнениям

$$y = \frac{M_{\text{возд}} \bar{y}}{M_{\text{SO}_2}}; \quad \bar{x} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}} \bar{x}}{M_{\text{SO}_2}}.$$

Константа фазового равновесия

$$m = \frac{M_{\text{возд}} \bar{y}}{M_{\text{H}_2\text{O}} \bar{x}} = \frac{29 \cdot 8}{18 \cdot 0,5} = 25,8.$$

Общая ВЕП насадки, согласно уравнению (VIII.5),

$$h = 0,544 + 25,8 \frac{0,29}{6,85} 0,418 = 1 \text{ м.}$$

Приняв высоту пакета насадки равной 0,4 м, а расстояние от верха насадки до расчетного среднего сечения 3,5 м, найдем число пакетов насадки, размещающихся от верха колонны до среднего сечения:

$$n = \frac{H}{0,4} = \frac{3,5}{0,4} = 9.$$

Отношение неравномерностей орошения

$$\frac{\Delta q_{\text{ср}}}{\Delta q_{\text{ср.он}}} = \left(\frac{0,8}{0,225}\right)^{1,5} \frac{2,72^{-0,5(3,5-0,4)}}{9} = 0,158.$$

Коэффициент масштабного перехода определяем по уравнению (VIII.20):

$$K_{МП} = 1 + 0,041 \cdot 0,158^{0,77} = 1,01.$$

Истинное значение общей ВЕП для НЗО

$$h_{\text{ист}} = 1 \cdot 1,01 = 1,01 \text{ м.}$$

Высота колонны, необходимая для обеспечения семи единиц переноса массы,

$$H_n = 1,01 \cdot 7 = 7,07 \text{ м;}$$

число пакетов насадки по высоте

$$n = 7,07 : 0,4 = 17,7 \approx 18.$$

Для более равномерного орошения насадки в верхней части колонны установим три распределительных пакета высотой по 0,05 м. Тогда высота насадки в колонне

$$H = 0,4 \cdot 18 + 0,05 \cdot 3 = 7,35 \text{ м.}$$

Высота аппарата составляет $7,35 + 0,8 + 0,6 = 8,75$ м, где 0,8 м — расстояние от верха насадки до крышки абсорбера; 0,6 м — расстояние от низа насадки до днища.

Удельное гидравлическое сопротивление НЗО (см. рис. VIII.5) для скорости воздуха $w_{\text{во}} = 1$ м/с составляет 5,4 Па. Гидравлическое сопротивление аппарата

$$\Delta P = 5,4 \cdot 7,35 = 40 \text{ Па.}$$

При столь низком гидравлическом сопротивлении вытяжку из аппарата можно осуществлять с помощью парового сифона без установки вентилятора. Для улучшения естественной тяги за счет горячих газов из печи аппарат рекомендуется устанавливать на 20—25 м выше нулевой отметки. Это также обеспечит самотечное поступление сернистой кислоты потребителю.

Диаметр патрубка и трубопровода для подачи газа в аппарат определяем по скорости газа (6 м/с) с учетом необходимости снизить гидравлическое сопротивление (чтобы не устанавливать вентилятор):

$$D_r = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{0,303}{6}} = 0,245 \text{ м} \approx 0,25 \text{ м.}$$

Диаметр патрубка подачи воды определяем по скорости 1,3 м/с:

$$D_v = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{0,00685}{1,3}} = 0,082 \approx 0,08 \text{ м.}$$

Как материал для аппарата и насадки принимаем нержавеющей сталь марки Х17Н13М2Т, скорость коррозии которой в водном растворе сернистого газа менее 0,1 мм/год.

Рассчитанный абсорбер с пакетной перфорированной насадкой имеет диаметр 0,8 м и высоту 8,75 м. По размерам он значительно меньше применяемых в кукурузно-крахмальном произ-

водстве установок такой же производительности, но состоящих из двух последовательно соединенных абсорберов каскадного типа диаметром около 1 м и высотой по 8—10,5 м.

Список литературы

1. Арутюнян В. А. Кинетика массообмена и масштабный переход при ректификации в колоннах с пакетной регулярной насадкой. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. М., 1970 [ГИАП].
2. Лащинский А. А., Толчанский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. Л., Машиностроение, 1970.
3. Марценюк А. С., Стабников В. Н. Пленочные тепло- и массообменные аппараты в пищевой промышленности. М., Легкая и пищевая промышленность, 1981.
4. Олевский В. М., Ручинский В. Р. Ректификация термически нестойких продуктов. М., Химия, 1972.
5. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976.
6. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М., Редько Ф. А. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1976.
7. Стахеев И. В. Пособие по курсовому проектированию процессов и аппаратов пищевых производств. Минск, Высшая школа, 1975.

Глава IX. ЭКСТРАГИРОВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Экстрагированием называется процесс извлечения одного или нескольких компонентов из твердых тел с помощью растворителя, обладающего избирательной растворимостью. В пищевой промышленности оно применяется для извлечения растворимых веществ из растительного сырья, в частности, в производстве сахара, растительного масла, эфирных масел, растворимых кофе и чая [6, 9].

Вследствие большого разнообразия структур подвергаемых экстрагированию материалов (зернистые, волокнистые и пр.), их физических свойств (плотность, упругость, пористость, тепловая и диффузионная проводимость и пр.) и размеров частиц многообразны и конструкции экстракторов [2, 4, 5, 6, 9]. Существует несколько их классификаций, основанных на различных признаках. В зависимости от режима работы различают экстракторы периодического, полупериодического и непрерывного действия; по харак-

теру движения экстрагента и твердых частиц — противоточные, прямоточные, с периодическим процессом, процессом полного (идеального) смешения, процессом в слое (неподвижном, подвижном, псевдооживленном) и комбинированными процессами; по виду циркуляции — с однократным прохождением экстрагента, с рециркуляцией экстрагента и оросительные; по давлению в экстракторе — атмосферные, вакуумные и работающие под давлением; по свойствам твердых частиц, участвующих в процессе, — для крупнозернистых, мелкозернистых, тонкодисперсных, пастообразных, волокнистых и других материалов.

Конструктивно основные типы экстракторов классифицируют: по виду корпуса аппарата — колонные и камерные; по виду транспортного органа — шнековые, лопастные, цепные, ковшовые, ротационные, ленточные; по расположению корпуса аппарата — горизонтальные, вертикальные и наклонные.

ЭКСТРАКТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Экстракторы непрерывного действия обладают всеми преимуществами непрерывного процесса перед периодическим: полностью исключают применение ручного труда, позволяют автоматизировать процесс, создать аппарат большой единичной производительности, обеспечивают равномерное потребление энергии и сырья. Кроме того, по сравнению с периодическими и полупериодическими аппаратами они имеют лучшие массообменные характеристики и, в частности, больший коэффициент массоотдачи от поверхности частиц к экстрагенту. Однако экстракторы непрерывного действия имеют и недостатки, главный из которых — продольное перемешивание экстрагента и твердых частиц, что ведет к значительному разрушению последних и неравномерному протеканию процесса по сечению аппарата.

Наиболее распространены колонные аппараты непрерывного действия (рис. IX. 1). Они имеют лопасти, расположенные винтообразно на вертикальном полом валу, и контролпасти, закрепленные на корпусе аппарата между лопастями и препятствующие вращению массы твердых частиц вместе с валом.

Смесь твердых частиц и экстрагента, приготовленная в мешалке ошпаривателя, подается насосом в колонну над разделительным ситом. Отделенный ситом экстрагент частично направляется в смеситель ошпаривателя, где вновь образует смесь с твердыми частицами, транспортируемыми в аппарат. Остальная часть сока поступает из колонны непосредственно в ошпариватель (на рисунке он не показан), где отдает свою теплоту частицам, после чего направляется на дальнейшую переработку (очистку, выпаривание и т. п.). На сите отделяется значительное количество жидкости, что создает в этой зоне тяжелый гидродинамический режим.

Достоинства аппаратов колонного типа состоят в том, что процесс в них протекает противоточно и непрерывно; вся масса частиц постоянно находится в жидкой фазе; такие аппараты занимают небольшую площадь, обладают, как правило, малой металлоемкостью (все внутреннее пространство аппарата используется полезно).

Аппараты с цельным транспортным органом (рис. IX. 2) имеют в нижней части переходный торообразный участок, соединяющий вертикальные колонны. Все части корпуса в сечении представляют собой прямоугольник или овал. Внутри корпуса по направлению движутся две роликовые цепи, к которым на расстоянии 0,5—0,6 м прикреплены прямоугольные или овальные рамки с натянутыми цепями. Цепи приводятся в движение барабаном от привода.

Частицы твердого материала располагаются между рамками, поэтому при движении они не деформируются. В одной вертикальной колонне (загрузочной) условия процесса особенно благоприятны, так как частицы образуют на рамке равномерный слой. Однако, проходя через дугую часть корпуса, они смещаются относительно рамки, что дает возможность экстрагенту проходить над слоем. Неравномерное распределение материала на рамках сохраняется и во второй (экстракционной) колонне, поэтому жидкость в основном проходит лишь в той части, где слой материала меньше, а основная масса его омывается экстрагентом гораздо хуже.

Двухшнековый наклонный аппарат представляет собой корытообразный наклонно установленный корпус

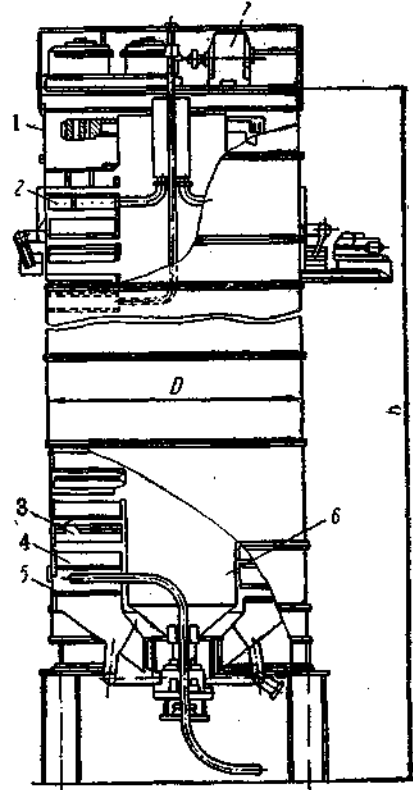


Рис. IX.1. Экстрактор колонного типа

1 — корпус; 2 — распределитель экстрагента (воды); 3 — контрольная; 4 — лопасть; 5 — сито; 6 — турбина; 7 — редуктор привода

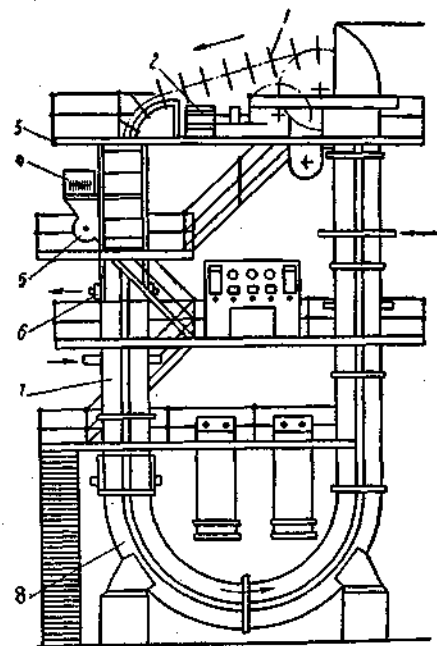


Рис. IX.2. Вертикальный цепной экстрактор:

1 — рамка с цепями; 2 — привод; 3 — натяжная станция; 4 — забрасыватель стружки; 5 — распределительный барабан; 6 — барабан; 7 — корпус

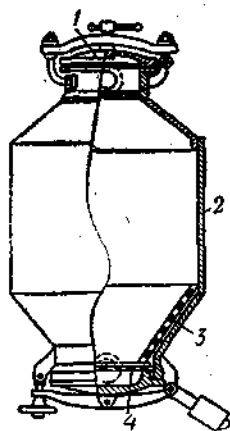


Рис. IX. 3. Диффузор с развитым разделительным ситом:

1 — крышка; 2 — корпус; 3, 4 — разделительные сита

с паровыми рубашками на внешней поверхности. Внутри корпуса, имеющего в поперечном сечении ω -образную форму, расположены два вращающихся навстречу друг другу шнека, которые опираются на ряд равномерно расположенных по длине аппарата подшипников. Витки шнеков частично заходят один в другой, благодаря чему устраняется вращение частиц вместе со шнеками. Перед нижней торцевой стенкой аппарата находится сито, которое вместе со стенкой образует камеру для отделения экстрагента. Сито очищается вращающимися скребками. Над головной частью аппарата размещается приемный бункер, одна из стенок которого является продолжением нижней торцевой стенки аппарата. Шнеки приводятся во вращение двумя приводами, установленными у нижней и верхней торцевых стенок. Для удаления частиц из аппарата в верхней его части установлено колесо с черпаками. Экстрагент подается в аппарат через специальные поворотные патрубки с соплами над последними витками шнеков.

Аппарат разделен на пять однотипных секций, на стыке которых установлены подшипники, служащие опорой для валов транспортирующих органов. Рамы, поддерживающие подшипники, играют роль контролапастей, а транспортный орган (его витки) имеет в местах установки подшипников разрывы, так что концы витков играют ту же роль, что и лопасти в колонных аппаратах.

Двухшнековые наклонные аппараты характеризуются наименьшими металлоемкостью, расходом энергии и стои-

мостью сравнительно с другими аппаратами той же производительности. Конструкция их достаточно проста, они доступны для эксплуатации и ремонта. Недостатки аппаратов этого типа — рециркуляция частиц и экстрагента по длине аппарата, значительное дробление твердых частиц и сложность создания необходимого температурного режима (особенно в аппаратах больших размеров).

Многочисленность конструкций экстракторов обусловлена большим разнообразием перерабатываемого в них сырья. Если, например, твердые частицы легко разрушаются, то необходимо применять экстракторы оросительного типа; при частицах малоупругих и склонных к слеживанию предпочтительнее многоколонные и двухшнековые аппараты.

ЭКСТРАКТОРЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Экстракторы периодического и полупериодического действия применяются преимущественно в тех отраслях пищевой и мясо-молочной промышленности, где производятся небольшие партии продукции многочисленных наименований. Основные типы экстракторов периодического действия — камерные аппараты (реакторы) с механическим, пневматическим и пневмомеханическим перемешиванием, настольные чаны с неподвижным слоем твердых частиц с циркуляцией (перколяторы) и без циркуляции экстрагента.

Камерный аппарат (реактор) представляет собой сосуд цилиндрической формы с плоским или коническим днищем, выполненный из обычной либо нержавеющей стали и покрытый внутри (если экстрагент представляет собой агрессивную среду) кислотупорным материалом.

В перколяторах, или диффузорах, экстрагирование производится жидкостью, фильтрующейся через неподвижный плотный слой частиц. Такие аппараты располагаются обычно вертикально и имеют комбинированную форму: в основной своей части — цилиндрическую, а с одного или с обоих концов — усеченного конуса (рис. IX.3). Верхнее отверстие служит для загрузки твердых частиц, нижнее — для выгрузки. К отверстиям специальным механическим или гидравлическим устройством плотно при-

жимаются пышки. Циркуляция экстрагента через слой частиц обеспечивается насосом.

Последовательное соединение в группу 4—16 перколяторов позволяет проводить процесс полупериодически. При этом он может протекать по двум схемам: 1) в течение определенного периода во всех аппаратах жидкость неподвижна, а затем экстрагент продвигается из аппарата в аппарат; 2) после подключения каждого последующего диффузора со свежим материалом сразу, же начинается движение экстрагента, которое прерывается только на период подключения очередного аппарата. В первом случае процесс следует рассматривать как комбинированный, во втором он приближается к противоточному.

Группа последовательно соединенных аппаратов называется батареей. Для поддержания соответствующего температурного режима между перколяторами могут устанавливаться теплообменники. Замкнутая система коммуникаций позволяет периодически отключать один из аппаратов от циркуляционной системы, освобождать его от полностью истощенного материала и заполнять свежим. После этого перколятор вновь включают в систему циркуляции и в него поступает обогащенный экстрагент, прошедший через остальные $n - 1$ или $n - 2$ аппаратов. Затем отключают следующий перколятор, в который до этого поступал чистый растворитель. Чем больше число аппаратов, тем ближе процесс к непрерывному.

Главный недостаток батарейных аппаратов — большие затраты ручного труда при эксплуатации, значительные потери экстрагируемого вещества (нередко частицы выгружаются вместе с последними порциями растворителя), высокая металлоемкость, трудность регулирования процесса, невозможность его механизации и автоматизации. Достоинством их является то, что неподвижно лежащий слой частиц не разрушается в процессе экстрагирования. Это обеспечивает лучшие гидродинамические условия процесса и более высокое качество экстракта, а также позволяет создать любой температурный режим, поскольку экстрагент переходит из одного аппарата в другой через теплообменник.

Применять единичные перколяторы целесообразно в тех случаях, когда

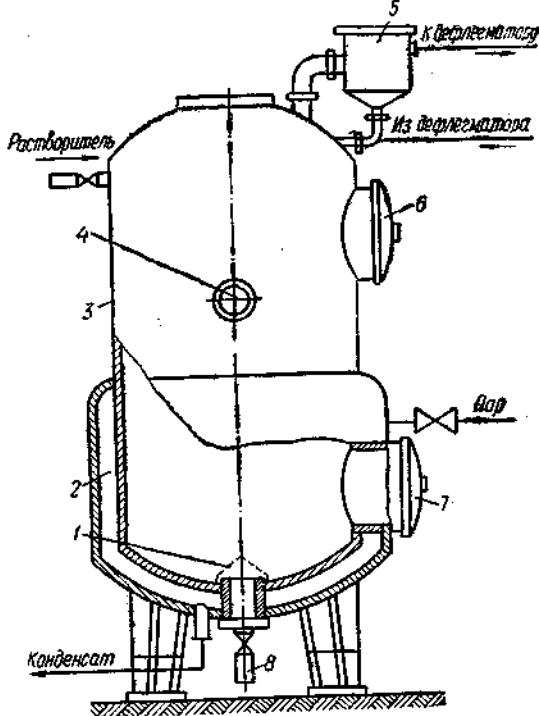


Рис. IX.4. Экстрактор с кипящим слоем:

1 — сито; 2 — паровая камера; 3 — корпус; 4 — смотровое окно; 5 — ловушка; 6 — люк для загрузки; 7 — люк для выгрузки; 8 — сливной патрубком

процесс протекает особенно длительно, а также при получении экстрактивных веществ в малых количествах, но многих наименований.

Наиболее эффективны из периодически действующих экстракторов аппараты с кипящим слоем. Для обеспечения низких температур экстракции (30—60°C) кипение в них проводят под вакуумом. Образовавшиеся пары направляются в дефлегматор (холодильник), откуда конденсат возвращается в экстрактор. Благодаря кипению интенсифицируется массообмен у поверхности раздела фаз, а замкнутый характер процесса позволяет сохранить все экстрактивные, в том числе и летучие, вещества, что улучшает качество продуктов и снижает потери.

По конструкции аппарат с кипящим слоем имеет много общего с вертикальным выпарным аппаратом периодического действия. Главная отличительная его особенность — наличие двух люков (для загрузки и выгрузки сырья) и сита над сливными отверстиями (рис. IX.4). В установку, кроме экстрактора, входят дефлегматор (холодильник) и вакуумный насос.

Для расчета аппарата задаются: производительность A по массе твердого тела; начальная концентрация в твердом теле извлекаемого компонента $\bar{c}_{1н}$; начальная концентрация экстрагируемого вещества в экстрагенте $c_{2н}$; соотношение расходов экстрагента и твердого тела q_d ; требуемая степень извлечения целевого компонента

$$\bar{c}_{1к}/\bar{c}_{1н} = \xi;$$

начальная температура частиц $t_{1н}$; температура, до которой должны быть нагреты твердые частицы, $t_{1к}$ (рис. IX.5).

Цель расчета — определение продолжительности процесса, необходимой для получения заданной степени извлечения вещества из твердого тела — ξ , или соответствующей длины аппарата H (прямой проектный расчет), либо при заданной длине аппарата (длительности процесса) нахождение конечных концентраций в фазах $\bar{c}_{1к}$, $c_{2к}$ (обратный процесс).

В связи с тем, что в реальных процессах кинетические коэффициенты — массоотдачи β и молекулярной диффузии D — существенно изменяются по времени (по длине аппарата) и на разных участках процесс может иметь

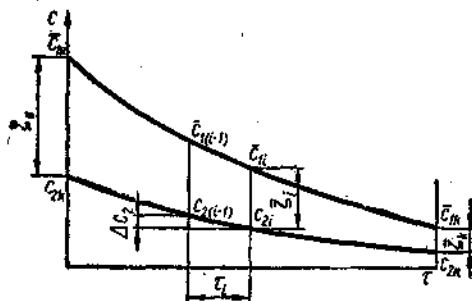


рис. IX.5. Экстракционные кривые противоточного процесса

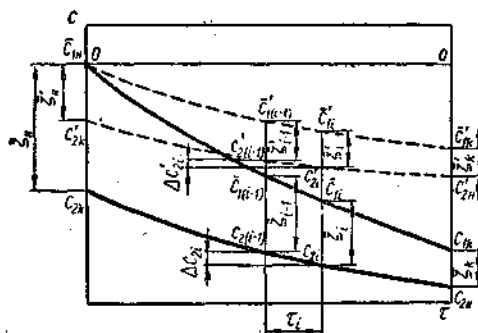


рис. IX.6. Преобразование экстракционных кривых

разный вид (противоток, идеальное смешение и т. п.), процесс необходимо рассчитывать по интервалам.

Расчет производится в два этапа. Вначале выполняют предварительный расчет для некоторого выбранного начального значения избыточной концентрации $\zeta'_н = \bar{c}_{1н} - c_{2н}$ (рис. IX.6), а затем экстракционные кривые преобразуют таким образом, чтобы концентрационная линия экстрагента проходила через заданную точку $c_{2н}$.

Из общей теории процесса [9] следует, что соотношение избыточных концентраций в конце интервала ζ_i и в начале интервала ζ_{i-1} (рис. IX.5) является функцией критерия Био Bi_d , критерия Фурье Fo_d и отношения расхода масс q_d :

$$\zeta_i = \frac{\zeta_{i-1}}{\zeta_{i-1}} = \frac{c_{1i} - c_{2i}}{c_{1(i-1)} - c_{2(i-1)}} = f(Bi_d, Fo_d, q_d). \quad (IX.1)$$

Графически такая функция для случая противоточной экстракции из тел, имеющих форму неограниченного цилиндра, выражается в виде номограммы (рис. IX.7). По оси абсцисс на номограмме отложены значения критерия Fo_d , на оси ординат — отношение избыточных концентраций z . Представлены два семейства кривых: одно для ряда фиксированных значений Bi_d при одном значении q_d , второе — для ряда значений q_d при одном значении Bi_d .

По найденному из номограммы значению z определяют избыточную концентрацию в конце интервала:

$$\zeta'_i = z \bar{\zeta}'_{i-1}. \quad (IX.2)$$

Изменение концентрации экстрагента в интервале (рис. IX.6) определяют по формуле

$$\Delta c_{2i} = \bar{\zeta}'_{i-1} \frac{1 - z_i}{q_d - 1}; \quad (IX.3)$$

концентрацию экстрагента в конце интервала — по формуле

$$c'_{2i} = c'_{2(i-1)} + \Delta c_{2i}, \quad (IX.4)$$

а среднюю концентрацию извлекаемого компонента в твердых частицах — по формуле

$$\bar{c}'_{1i} = c'_{2i} + \bar{\zeta}'_i. \quad (IX.5)$$

Затем производят аффинное преобразование экстракционных кривых: их растягивают (сжимают) относительно оси $\theta-\theta$ (см. рис. IX.6). Коэффициент

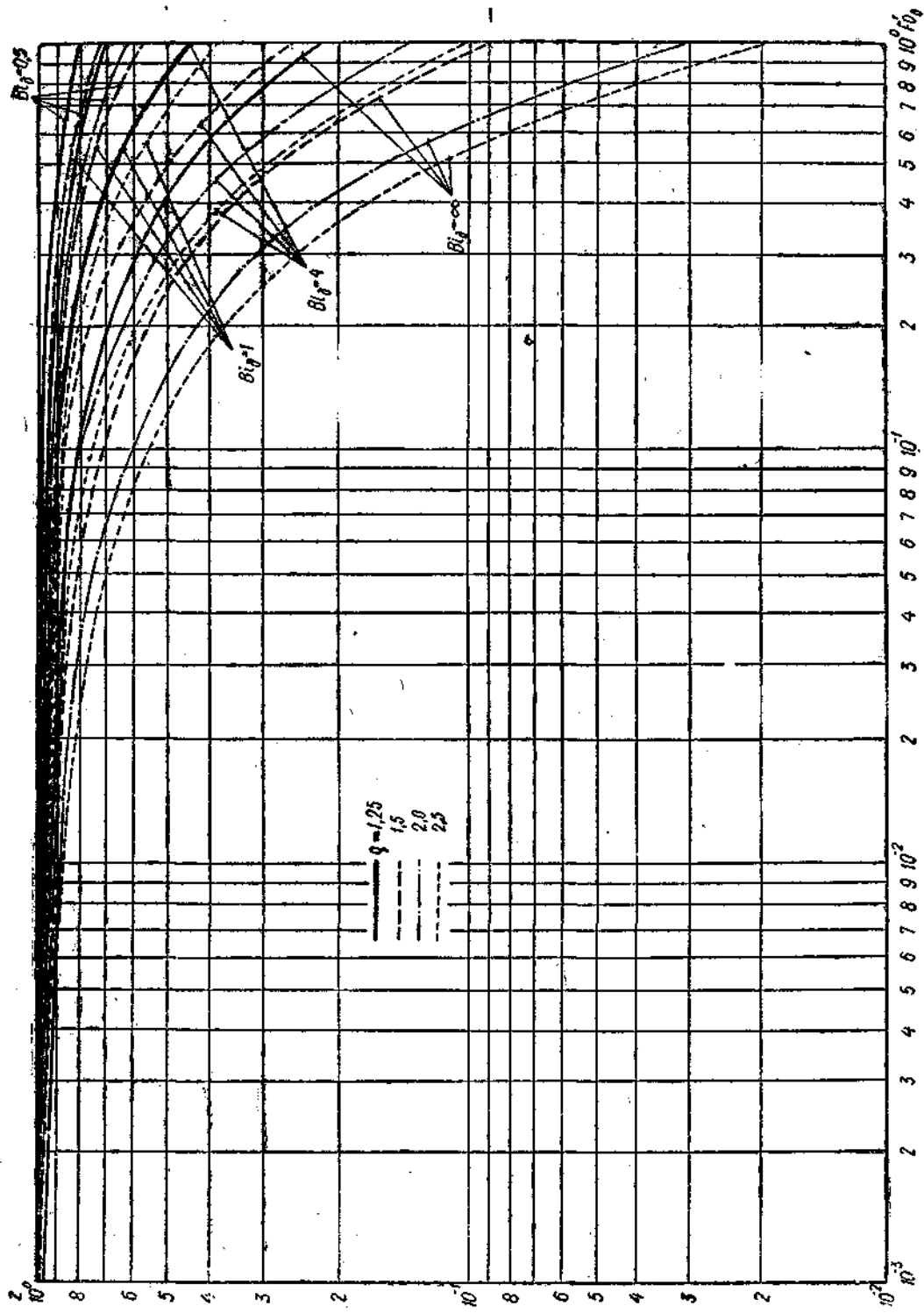


Рис. IX.7. Номограмма для расчета прочивогоного процесса (форма тела — неограниченный цилиндр)

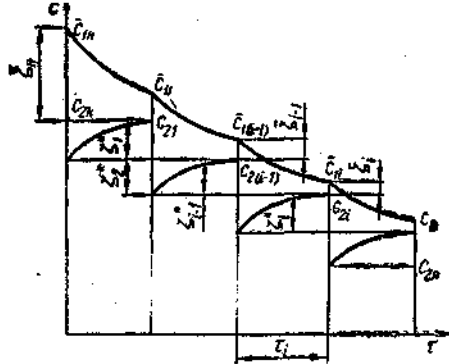


Рис. IX.8. Экстракционные кривые комбинированного процесса

растяжения (сжатия) находят по формуле

$$\varphi = \frac{c_{1n} - c_{2n}}{c_{1n} - c_{2i}} \quad (\text{IX.6})$$

Значение \bar{c}_i определяют по формуле

$$\bar{c}_i = \bar{c}'_i \varphi, \quad (\text{IX.7})$$

а обычные концентрации

$$\begin{aligned} \bar{c}_{1i} &= c_{1n} - \varphi (c_{1n} - \bar{c}_{1i}); \\ c_{2i} &= \bar{c}_{1n} - \varphi (c_{1n} - c_{2i}). \end{aligned} \quad (\text{IX.8})$$

В случаях прямотока на каждой ступени и противотока между ступенями (рис. IX.8) используют такие формулы:

$$z_i = \bar{c}_i : (\bar{c}_{i-1} + \bar{c}'_{i-1} + \bar{c}_i); \quad (\text{IX.9})$$

$$\bar{c}_i = (\bar{c}_{i-1} + \bar{c}'_{i-1}) (1 - z_i) : (q_i + z_i); \quad (\text{IX.10})$$

$$c_{2i} = c_{2(i-1)} - \bar{c}'_{i-1}. \quad (\text{IX.11})$$

Концентрацию в твердом теле \bar{c}_i определяют по формуле (IX.5). После расчета последнего интервала экстракционные кривые преобразуют в соответствии с формулами (IX.6—IX.8).

Порядок прямого расчета процесса:

1. Выбирают длины интервалов для расчета процесса продолжительностью $\tau = 0,1 \dots 0,3$ ч.

2. По заданному размеру частиц l , коэффициенту диффузии D , коэффициенту массоотдачи β рассчитывают значения Fo_d и Bi_d для каждого интервала ($i = 1, 2, 3, \dots, k$). Коэффициенты D_i выбирают в зависимости от температуры, концентрации целевого компонента в твердой фазе на каждом интервале, а β_i — от номера интервала, нагрузки, соотношения расхода масс, размера частиц и других факторов [1, 6].

3. По номограмме в соответствии с

видом процесса определяют для величин Fo_d , Bi_d , q_i значение \bar{z}_i .

4. Задаются произвольным значением \bar{c}'_n (предпочтительно $\bar{c}'_n = 1$) в зависимости от вида процесса по формуле (IX.2) или (IX.9) рассчитывают \bar{c}'_1 и последовательно \bar{c}'_i , а затем по формулам (IX.3) или (IX.10) находят Δc_{2i} или \bar{c}'_i .

5. После расчета последнего k -го интервала определяют \bar{c}'_{2k} по формуле

$$\bar{c}'_{2k} = \bar{c}'_{1n} - \bar{c}'_n - \sum_{i=1}^k \Delta c_{2i} \quad (\text{IX.12})$$

или для прямотока

$$\bar{c}'_{2k} = \bar{c}'_{1n} - \bar{c}'_n - \sum_{i=1}^k \bar{c}'_i. \quad (\text{IX.13})$$

6. Определяют коэффициент растяжения φ по формуле (IX.6) и \bar{c}_k по формуле (IX.7). Если $\bar{c}_{k, \text{расч}} > \bar{c}_{k, \text{задан}}$ заданного по условию, то расчет производят для $(k+1)$ -го интервала согласно пп. 3—5; если $\bar{c}_{k, \text{расч}} < \bar{c}_{k, \text{задан}}$ до $(k-1)$ -го. Определив, между какими интервалами находятся $\bar{c}_{k, \text{расч}}$, интерполяцией находят значения τ .

Зная скорость движения твердых частиц w и полное время процесса τ_k , можно определить длину аппарата:

$$H = \tau_k w.$$

Более точно значения симплекса концентраций можно рассчитать для неограниченного цилиндра в случае противотока по формуле

$$z = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4Bi^2}{\mu_n^2 (\mu_n^2 + Bi^2)} e^{-\frac{q-1}{q} \mu_n^2 Fo}. \quad (\text{IX.14})$$

Значения корней характеристического уравнения μ_n (IX.14) приведены в табл. IX.1.

Для неограниченной пластины

$$z = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi^2}{\mu_n^2 (Bi^2 + Bi + \mu_n^2)} e^{-\frac{q-1}{q} \mu_n^2 Fo}. \quad (\text{IX.15})$$

Значения корней характеристического уравнения (IX.15) приведены в таблице IX.2.

Для шара

$$z = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6Bi^2}{\mu_n^2 (\mu_n^2 + Bi^2 - Bi)} e^{-\frac{q-1}{q} \mu_n^2 Fo}. \quad (\text{IX.16})$$

B_i	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4	μ_5	μ_6
0,0	0,0000	3,8317	7,0156	10,1735	13,3237	16,4706
0,01	0,1412	3,8343	7,0170	10,1745	13,3244	16,4712
0,02	0,1995	3,8369	7,0184	10,1754	13,3252	16,4718
0,04	0,2814	3,8421	7,0213	10,1774	13,3267	16,4731
0,06	0,3438	3,8473	7,0241	10,1794	13,3282	16,4743
0,08	0,3960	3,8525	7,0270	10,1813	13,3297	16,4755
0,10	0,4417	3,8577	7,0298	10,1833	13,3312	16,4767
0,15	0,5376	3,8706	7,0369	10,1882	13,3349	16,4797
0,20	0,6170	3,8835	7,0440	10,1931	13,3387	16,4828
0,30	0,7465	3,9091	7,0582	10,2029	13,3462	16,4888
0,40	0,8516	3,9344	7,0723	10,2127	13,3537	16,4949
0,50	0,9408	3,9594	7,0864	10,2225	13,3611	16,5010
0,60	1,0184	3,9841	7,1004	10,2322	13,3686	16,5070
0,70	1,0873	4,0085	7,1143	10,2419	13,3761	16,5131
0,80	1,1490	4,0325	7,1282	10,2519	13,3835	16,5191
0,90	1,2048	4,0562	7,1421	10,2613	13,3910	16,5251
1,0	1,2558	4,0795	7,1558	10,2710	13,3984	16,5312
1,5	1,4569	4,1902	7,2233	10,3188	13,4353	16,5612
2,0	1,5994	4,2910	7,2884	10,3658	13,4719	16,5910
3,0	1,7887	4,4634	7,4103	10,4566	13,5434	16,6499
4,0	1,9081	4,6018	7,5201	10,5423	13,6125	16,7073
5,0	1,9898	4,7131	7,6177	10,6223	13,6786	16,7630
6,0	2,0490	4,8083	7,7039	10,6964	13,7414	16,8168
7,0	2,0937	4,8772	7,7797	10,7646	13,8008	16,8684
8,0	2,1286	4,9384	7,8464	10,8271	13,8566	16,9179
9,0	2,1566	4,9897	7,9051	10,8842	13,9090	16,9650
10,0	2,1795	5,0332	7,9569	10,9363	13,9580	17,0099
15,0	2,2509	5,1773	8,1422	11,1367	14,1576	17,2008
20,0	2,2880	5,2568	8,2534	11,2677	14,2983	17,3442
30,0	2,3261	5,3410	8,3771	11,4221	14,4748	17,5348
40,0	2,3455	5,3846	8,4432	11,5081	14,5774	17,6508
50,0	2,3572	5,4112	8,4840	11,5621	14,6433	17,7272
60,0	2,3651	5,4291	8,5116	11,5990	14,6889	17,7807
80,0	2,3750	5,4516	8,5466	11,6461	14,7475	17,8502
100,0	2,3809	5,4652	8,5678	11,6747	14,7834	17,8931
∞	2,4048	5,5201	8,6537	11,7915	14,9309	18,0711

Значения корней характеристического уравнения (IX.16) приведены в табл. IX.3.

Ниже приводятся последовательность операций и программа расчета симплекса концентраций для неограниченного цилиндра в соответствии с уравнением (IX.14) на ЭКВМ БЗ-21 [10].

Порядок вычисления:

1. Включить машину.
2. Набрать В/О Р РП.
3. Занести программу.
4. Набрать Р РР.
5. Занести исходные данные: $B_i \rightarrow P_2$, $F_0 \rightarrow P_3$, $q \rightarrow P_4$.
6. Набрать БП \div с/п.
7. Занести в регистр x очередной корень μ_n характеристического уравнения.

8. Набрать ВО с/п.

9. Прочитать z .

Программа:

$Fx^2 \uparrow F_6 + \times P_5 F_7 \times | - | Pex \uparrow$

$F_5 \div \uparrow F_6 \times 4 \times \uparrow F_8 + P_8 \text{ с/п}$
 $F_2 Fx^2 P_6 F_4 1 - \div F 1/x \uparrow F_3 \times$
 $P_7 Cx P_8 \text{ с/п.}$

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Нагрев твердых частиц в экстракторе происходит двумя путями: 1) за счет теплообмена с предварительно нагретым экстрагентом и 2) за счет теплоты, подведенной рекуперативным образом, т. е. через стенки аппарата. Эти два способа теплообмена, совершенно разные по характеру, тесно взаимосвязаны.

Таким образом, общий расход теплоты, который затрачивается на нагревание твердых частиц, складывается из расхода теплоты Q_1 , переданной при непосредственном контакте твердых частиц с экстрагентом, и теплоты Q_2 , переданной рекуперативным способом.

Нагревание твердых частиц в результате непосредственного контакта с экстрагентом имеет характер, анало-

Bi	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa
0,0	0,0000	3,1416	6,2832	9,4248	12,5664	15,7080
0,001	0,0316	3,1419	6,2833	9,4249	12,5665	15,7080
0,002	0,0447	3,1422	6,2835	9,4250	12,5665	15,7081
0,004	0,0632	3,1429	6,2838	9,4252	12,5667	15,7082
0,006	0,0774	3,1435	6,2841	9,4254	12,5668	15,7083
0,008	0,0893	3,1441	6,2845	9,4256	12,5670	15,7085
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258	12,5672	15,7086
0,02	0,1410	3,1479	6,2864	9,4269	12,5680	15,7092
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290	12,5696	15,7105
0,06	0,2425	3,1606	6,2927	9,4311	12,5711	15,7118
0,08	0,2791	3,1668	6,2959	9,4333	12,5727	15,7131
0,1	0,3111	3,1731	6,2991	9,4354	12,5743	15,7143
0,2	0,4328	3,2039	6,3148	9,4459	12,5823	15,7207
0,3	0,5218	3,2341	6,3305	9,4565	12,5902	15,7270
0,4	0,5932	3,2636	6,3461	9,4670	12,5981	15,7334
0,5	0,6533	3,2923	6,3616	9,4775	12,6060	15,7397
0,6	0,7051	3,3204	6,3770	9,4879	12,6139	15,7460
0,7	0,7506	3,3477	6,3923	9,4983	12,6218	15,7524
0,8	0,7910	3,3744	6,4074	9,5087	12,6296	15,7587
0,9	0,8274	3,4003	6,4224	9,5190	12,6375	15,7650
1,0	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293	12,6453	15,7713
1,5	0,9882	3,5422	6,5097	9,5801	12,6841	15,8026
2,0	1,0769	3,6436	6,5783	9,6296	12,7223	15,8336
3,0	1,1925	3,8088	6,7040	9,7240	12,7966	15,8945
4,0	1,2646	3,9352	6,8140	9,8119	12,8678	15,9536
5,0	1,3138	4,0336	6,9096	9,8928	12,9352	16,0107
6,0	1,3496	4,1116	6,9924	9,9667	12,9988	16,0654
7,0	1,3766	4,1746	7,0640	10,0339	13,0584	16,1177
8,0	1,3978	4,2264	7,1263	10,0949	13,1141	16,1675
9,0	1,4149	4,2694	7,1806	10,1502	13,1660	16,2147
10,0	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003	13,2142	16,2594
15,0	1,4729	4,4255	7,3959	10,3898	13,4078	16,4474
20,0	1,4961	4,4915	7,4954	10,5117	13,5420	16,5864
30,0	1,5202	4,5615	7,6057	10,6543	13,7085	16,7691
40,0	1,5325	4,5979	7,6647	10,7334	13,8048	16,8794
50,0	1,5400	4,6202	7,7012	10,7832	13,8666	16,9519
60,0	1,5451	4,6353	7,7259	10,8172	13,9094	17,0026
80,0	1,5514	4,6543	7,7573	10,8606	13,9644	17,0686
100,0	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871	13,9981	17,1093
∞	1,5708	4,4124	7,8540	10,9956	14,1372	17,2788

гичный соответствующему виду массообмена в системе твердое тело — жидкость. Например, если происходит протироточный теплообмен между твердыми частицами и жидкостью, безразмерная избыточная температура

$$z = \frac{t_{2н} - \bar{t}_{1к}}{t_{2к} - \bar{t}_{1н}} = f(Fo, Bi, q_T), \quad (IX.17)$$

где $t_{2н}$, $t_{2к}$ — начальная и конечная температура экстрагента, °C;

$\bar{t}_{1н}$, $\bar{t}_{1к}$ — начальная и конечная средняя температура твердых частиц, °C;

q_T — отношение водяных эквивалентов взаимодействующих фаз:

$$q = \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1};$$

G_2 , G_1 — массовые расходы экстрагента и твердых частиц, кг/с;

c_2 , c_1 — теплоемкость экстрагента и твердых частиц, кДж/(кг·°C).

Благодаря аналогии систем дифференциальных уравнений нестационарного теплообмена и диффузии, для расчета непосредственно теплообмена твердых частиц и жидкости по уравнению (IX.17) можно использовать те же номограммы, что и для расчета соответствующих процессов экстрагирования (рис. IX.7).

Определение конечных температур $\bar{t}_{1к}$ и $t_{2к}$ позволяет составить балансовые уравнения для расчета количества теплоты, переданной твердым частицам в результате непосредственного теплообмена между ними и экстрагентом:

$$Q_1 = G_2 c_2 (t_{2н} - t_{2к}). \quad (IX.18)$$

Количество теплоты, необходимое

B1	P1	P2	P3	P4	P5	P6
0,0	0,0000	4,4934	7,7253	10,9041	14,0662	17,2208
0,005	0,1224	4,4945	7,7259	10,9046	14,0666	17,2210
0,01	0,1730	4,4956	7,7265	10,9050	14,0669	17,2213
0,02	0,2445	4,4979	7,7278	10,9060	14,0676	17,2219
0,03	0,2991	4,5001	7,7291	10,9069	14,0683	17,2225
0,04	0,3450	4,5023	7,7304	10,9078	14,0690	17,2231
0,05	0,3854	4,5045	7,7317	10,9087	14,0697	17,2237
0,06	0,4217	4,5068	7,7330	10,9096	14,0705	17,2242
0,07	0,4551	4,5090	7,7343	10,9105	14,0712	17,2248
0,08	0,4860	4,5112	7,7356	10,9115	14,0719	17,2254
0,09	0,5150	4,5134	7,7369	10,9124	14,0726	17,2260
0,10	0,5423	4,5157	7,7382	10,9133	14,0733	17,2266
0,15	0,6609	4,5268	7,7447	10,9179	14,0769	17,2295
0,20	0,7593	4,5379	7,7511	10,9225	14,0804	17,2324
0,30	0,9208	4,5101	7,7641	10,9316	14,0875	17,2382
0,40	1,0528	4,5822	7,7770	10,9408	14,0946	17,2440
0,50	1,1656	4,6042	7,7899	10,9499	14,1017	17,2498
0,60	1,2644	4,6261	7,8082	10,9591	14,1088	17,2556
0,70	1,3525	4,6479	7,8156	10,9682	14,1159	17,2614
0,80	1,4320	4,6696	7,8284	10,9774	14,1230	17,2672
0,90	1,5044	4,6911	7,8412	10,9865	14,1301	17,2730
1,0	1,5708	4,7124	7,8540	10,9956	14,1372	17,2788
1,1	1,6320	4,7335	7,8667	11,0047	14,1443	17,2845
1,2	1,6887	4,7544	7,8794	11,0137	14,1513	17,2903
1,3	1,7414	4,7751	7,8920	11,0228	14,1584	17,2961
1,4	1,7906	4,7956	7,9046	11,0318	14,1654	17,3019
1,5	1,8366	4,8158	7,9171	11,0409	14,1724	17,3076
1,6	1,8798	4,8358	7,9295	11,0498	14,1795	17,3134
1,7	1,9203	4,8556	7,9419	11,0588	14,1865	17,3192
1,8	1,9586	4,8751	7,9542	11,0677	14,1935	17,3249
1,9	1,9947	4,8943	7,9665	11,0767	14,2005	17,3306
2,0	2,0288	4,9132	7,9787	11,0856	14,2075	17,3364
2,5	2,1746	5,0037	8,0385	11,1296	14,2421	17,3649
3,0	2,2889	5,0670	8,0962	11,1727	14,2764	17,3932
4,0	2,4557	5,2329	8,2045	11,2560	14,3434	17,4490
5,0	2,5704	5,3540	8,3029	11,3349	14,4080	17,5034
6,0	2,6537	5,4544	8,3914	11,4086	14,4699	17,5562
7,0	2,7165	5,5378	8,4703	11,4773	14,5288	17,6072
8,0	2,7654	5,6078	8,5406	11,5408	14,5847	17,6567
9,0	2,8044	5,6669	8,6031	11,5994	14,6374	17,7032
10,0	2,8363	5,7172	8,6587	11,6532	14,6870	17,7481
11,0	2,8628	5,7606	8,7083	11,7027	14,7335	17,7908
16,0	2,9476	5,9080	8,8898	12,8959	14,9251	17,9742
20,0	2,9930	5,9921	9,0019	12,0250	15,0625	18,1136
30,0	3,0406	6,0831	9,1294	12,1807	15,2380	18,3018
40,0	3,0651	6,1311	9,1987	12,2688	15,3417	18,4180
50,0	3,0801	6,1606	9,2420	12,3247	15,4090	18,4953
60,0	3,0901	6,1805	9,2715	12,3632	15,4559	18,5497
80,0	3,1028	6,2058	9,3089	12,4124	15,5164	18,6209
100,0	3,1105	6,2211	9,3317	12,4426	15,5537	18,6650
∞	3,1416	6,2832	9,4248	12,5664	15,7080	18,8496

для нагревания твердых частиц,

$$Q = G_{1c1}(\bar{t}_{1n} - \bar{t}_{1n})x, \quad (\text{IX.19})$$

где x — коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду.

Таким образом,

$$Q_2 = Q - Q_1. \quad (\text{IX.20})$$

Исходя из Q_2 , можно рассчитать поверхность нагрева на корпусе аппарата, необходимую для обеспечения за-

данных температур фаз:

$$Q_2 = K\Delta t_{cp}F, \quad (\text{IX.21})$$

$$F = \frac{Q_2}{K\Delta t_{cp}}, \quad (\text{IX.22})$$

где F — поверхность нагрева корпуса аппарата, м²;

Δt_{cp} — средняя разность температур греющего агента и смеси твердых ча-

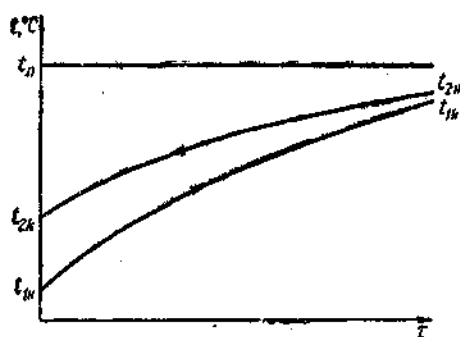


Рис. IX.9. Температурные кривые противоточного теплообмена между экстрагентом свежеслойной стружкой

стиц и экстрагента, °С:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_n - t_{2k}) - (t_n - t_{2n})}{2,3 \lg \frac{t_n - t_{2k}}{t_n - t_{2n}}}, \quad (\text{IX.29})$$

где t_n — температура греющего пара, °С;
 K — коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · °С).

Количество теплоты Q_1 , переданное в процессе противоточного теплообмена от экстрагента к твердым частицам, рассчитывают по аналогии с противоточным массообменом [методика

приведена на с. 170—173, см. также формулы (IX.2—IX.8)].

Различие состоит лишь в том, что вместо значений концентраций в аналогичных точках подставляются температуры, а вместо коэффициента диффузии D — коэффициент температуропроводности a . Температурные кривые процесса показаны на рис. IX.9.

Одним из важнейших параметров аппарата является площадь поперечного сечения секций, которая определяется по формуле

$$S = \frac{A}{wP}, \quad (\text{IX.24})$$

где A — нагрузка аппарата по твердой фазе, кг/м³;

w — скорость движения транспортного органа, м/с;

P — нагрузка аппарата по твердой фазе.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Рассчитать аппарат для предварительного нагрева свежеслойной стружки (ошпаривателя) к наклонному двухшнековому экстрактору произво-

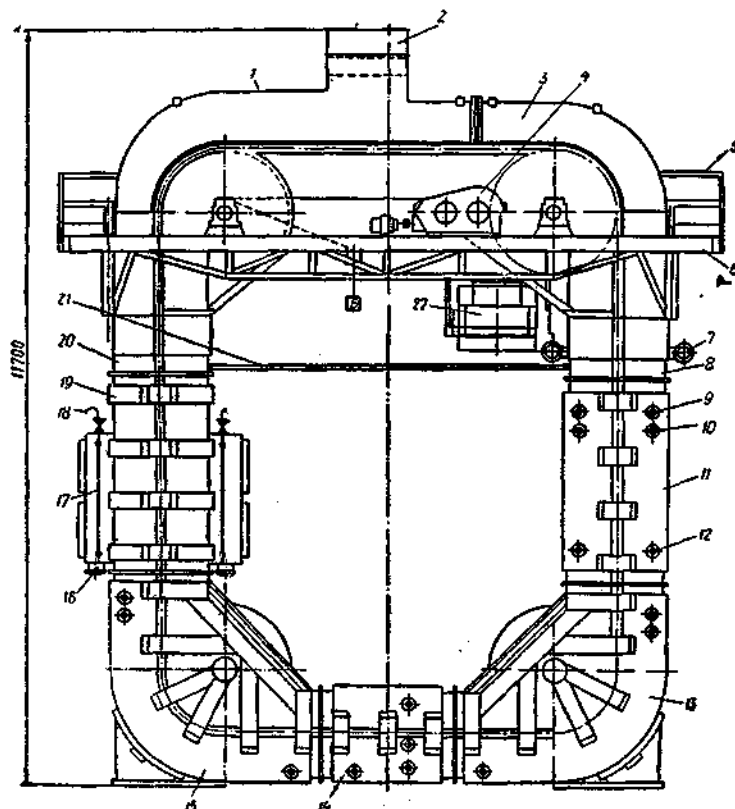


Рис. IX.10. Ошпариватель

дительностью (по свекле) 2000 т в сутки.

Исходные данные:

секундная производительность аппарата $A = 23 \text{ кг/с}$;

активное время пребывания стружки в аппарате $\tau = 1020 \text{ с}$ (17 мин);

нагрузка аппарата по твердой фазе $P = 510 \text{ кг/м}^3$;

скорость движения транспортного органа $w = 0,015 \text{ м/с}$;

температура сока, поступающего в аппарат, $t_{2н} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура стружки, поступающей в аппарат, $t_{1к} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Общий вид аппарата и его габаритные размеры показаны на рис. IX.10.

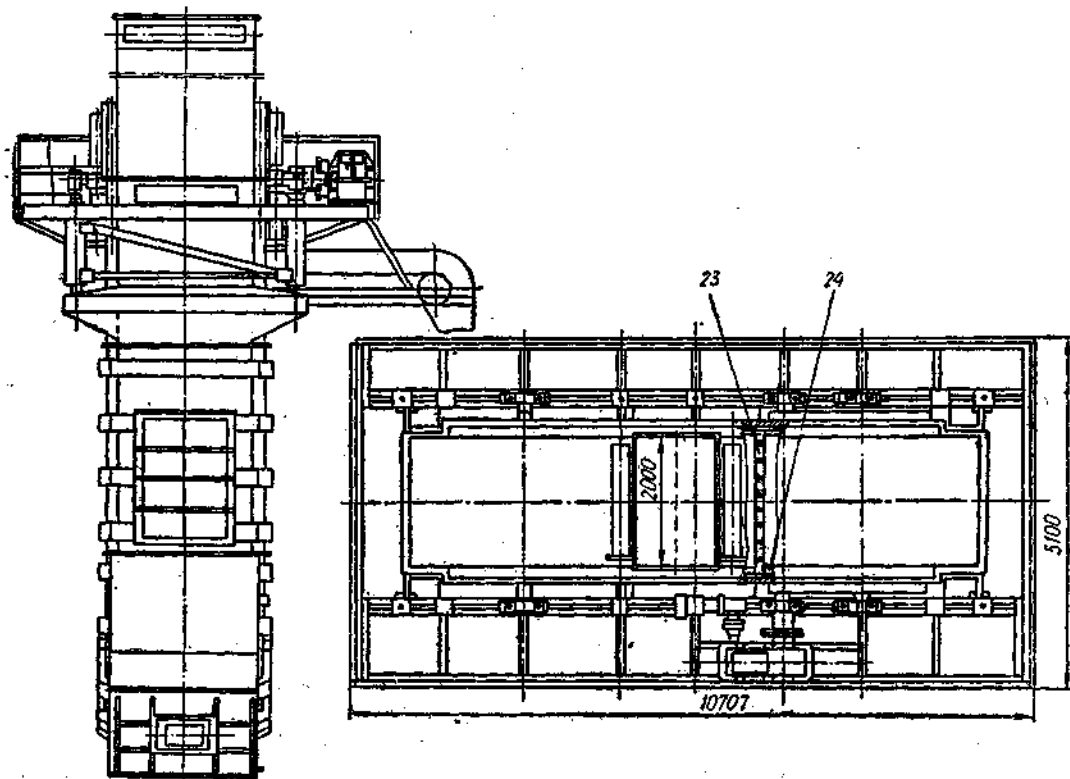
Ошпариватель представляет собой разделенную на секции емкость, замкнутую по кольцу, расположенному в вертикальной плоскости. В сечении она представляет собой прямоугольник. Внутри емкости движется несущий орган, который перемещает стружку. В верхней части расположены загрузочная секция 1, на которой находится шахта 2 прямоугольного сечения ($2000 \times 1200 \text{ мм}$) для приема стружки из резок и секция выгрузки 3.

Стружка перемещается по направлению к секции фильтрации 19, где встречается с соком и находится с ним в контакте в противоточном режиме около 15 мин. Сок входит в ошпариватель в нижней части переходной секции 8, куда он поступает через штуцер 7, имея температуру $80\text{--}85 \text{ }^\circ\text{C}$.

Стружка, проходя через секции, нагревается до температуры $75 \text{ }^\circ\text{C}$, поднимается к секции 3 и выгружается через проем для выхода стружки на ленточный конвейер 22, подающий ее непосредственно в экстрактор.

Средняя 11, угловые 13, 15 и нижняя 14 секции имеют камеры обогрева, куда подается пар третьего корпуса выпарной установки.

Несущий орган представляет собой цепи 24 с транспортирующими перегородками 23 типа грабель. Он приводится в движение от привода, состоящего из электродвигателя мощностью 5,5 кВт, червячного и цилиндрического редукторов, ведущего и ведомого валов. Звездочки ведомого вала входят в зацепление с тяговыми цепями несущего органа. Ведущий и ведомый валы установлены на радиально-сферических роликоподшипниках



конвейерного типа

и сочленены с помощью зубчатого зацепления.

Рама 6 служит несущей конструкцией для привода и верхних секций 1, 3, являясь одновременно площадкой для обслуживания привода. На ней монтируются ограждения 5. Рама опирается домкратами на переходные секции 8 и 20. Домкраты служат для натяжения тяговых цепей, которое происходит с одновременным подъемом всей рамы с приводом.

Переходные секции служат для сочленения средней секции 11 и секции фильтрации 19 с верхними секциями и позволяют перемещать верхние секции с рамой и приводом относительно нижней части ошпаривателя при натяжении тяговых цепей.

Штуцеры в нижней части переходной секции 8 присоединяются к коммуникациям подачи сока на ошпаривание.

Средняя секция снабжена двумя нагревательными камерами. Пар подается через патрубки 10, конденсат отводится через патрубки 12. Патрубки 9 служат для отвода неконденсирующихся газов.

Угловые секции 13 и 15 изменяют направление движения тягового органа (а с ним — и сокоотрующей смеси) на 90°. Они имеют также нагревательные камеры со штуцерами, назначение которых аналогично штуцерам средней секции.

Нижняя секция 14 снабжена двумя камерами нагрева. Патрубки служат для подачи пара, отвода конденсата и неконденсирующихся газов.

Секция фильтрации 19 оборудована четырьмя фильтрационными рамками с решетками колосникового типа и служит для отвода сока из ошпаривателя. Сок отводится через патрубки 16. Колосниковые решетки для самоочистки установлены вдоль движения несущего органа. Секция имеет четыре крышки на двух боковых поверхностях и две на верхней. Они предназначены для установки фильтрационных рамок.

Камеры сбора сока снабжены патрубками 18, через которые при ухудшении фильтрации подается сжатый воздух для продувки решеток. Для контроля за фильтрацией камеры сбора сока снабжены указателями уровня 17.

Стяжки 21 позволяют регулировать расстояние между переходными сек-

циями для сочленения их с верхней секцией.

Расчет сечения аппарата.

Определим необходимое рабочее сечение 5 аппарата по формуле (IX.24):

$$S = \frac{23}{0,015 \cdot 510} = 3 \text{ м}^2.$$

Тепловой расчет.

Для теплового расчета аппарата теплоемкости диффузионного сока и свекловичной стружки можно принять одинаковыми и равными 3,87 кДж/(кг·К).

Рассчитаем общее количество теплоты, которое необходимо передать для нагрева стружки до оптимальной температуры $t_{1к} = 70^\circ\text{C}$, исходя из наиболее напряженного теплового режима работы экстрактора, когда температура поступающей свекловичной стружки минимальна ($\bar{t}_{1к} = 10^\circ\text{C}$). В соответствии с формулой (IX.19)

$$Q = G_1 c_1 (\bar{t}_{1к} - t_{1к}) x = 23 \cdot 3,87 (70 - 10) 1,05 = 5607 \text{ кДж/с}.$$

Расчет количества теплоты, переданного в результате непосредственного контакта, проводим на основе данных о теплообмене между стружкой и соком в диффузионных аппаратах, приводимых в литературе [8, 10]. Принимаем $Bi = 0,048$ [3], коэффициент температуропроводности стружки $a = 0,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рассчитаем в соответствии с принятыми размерами пластинчатой стружки ($\delta = 0,0013 \text{ м}$, $b = 0,004 \text{ м}$) эквивалентный радиус цилиндра:

$$R_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{F_{\text{пл}}}{\pi}} = \frac{0,0013 \cdot 0,004}{3,14} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где $F_{\text{пл}}$ — площадь поперечного сечения пластины, м^2 .

Число Фурье

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{R_{\text{экв}}^2} = \frac{0,12 \cdot 10^{-6} \cdot 1000}{(1,29 \cdot 10^{-3})^2} = 72,$$

где $\tau = 17 \text{ мин} = 1020 \text{ с}$.

В результате расчета по формуле (IX.14), выполненного в соответствии с программой на ЭКВМ БЗ-21 для $\mu_1 = 0,30605$ (при заданном $Bi = 0,048$), получено: $z = 0,328$.

Задается для расчета конечных температур фаз значением начальной избыточной температуры $\theta_n = 10$ и по

$$\Delta t'_2 = \Theta_n \frac{1-z'}{q_T-1} = 10 \frac{1-0,328}{1,2-1} = 33,6^\circ\text{C};$$

$$\delta t' = \Delta t'_2 + \Theta_n = 33,6 + 10 = 43,6^\circ\text{C}.$$

Заданное значение

$$\delta t = t_{2н} - \bar{t}_{1к} = 75 - 10 = 65^\circ\text{C};$$

$$\phi = \frac{\delta t}{\delta t'} = \frac{65}{43,6} = 1,49;$$

$$\Delta t_2 = \Delta t'_{2\phi} = 33,6 \cdot 1,49 = 50,02;$$

$$\Theta_n = \Theta_n \phi = 10 \cdot 1,49 = 14,9^\circ\text{C};$$

$$\Theta_k = \Theta_n z = 14,9 \cdot 0,328 = 4,89^\circ\text{C}.$$

Конечная температура экстрагента

$$t_{2к} = t_{1н} + \Theta_n = 10 + 14,89 = 24,89^\circ\text{C}.$$

Количество теплоты, переданное свежловочной стружке непосредственно от экстрагента,

$$Q_1 = G_2 c_2 (t_{2н} - t_{2к}) = G_1 q_1 c_1 (t_{2н} - t_{2к}) = 23,1 \cdot 1,2 \cdot 3,51 (75 - 24,89) = 4859 \text{ кВт}.$$

Следовательно,

$$Q_2 = 5607 - 4859 = 748 \text{ кВт}.$$

Необходимую поверхность нагрева находим из уравнения (IX.29). Для этого предварительно определим среднюю разность температур. При нагреве смеси экстрагента и стружки паровыми камерами, в которые поступает пар из третьего корпуса выпарной установки, температуру теплоносителя следует принимать равной 100°C . Тогда, в соответствии с рис. IX.11,

$$\Delta t_6 = 100 - 24,9 = 75,1^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = 100 - 75 = 25^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{75,1}{25} = 3 > 2; \text{ следовательно,}$$

$$\Delta t_{ср} = \frac{75,1 - 25}{2,3 \cdot 75,1/25} = 45,51.$$

Коэффициент теплопередачи принимаем равным $0,46 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [11]. Тогда

$$F = \frac{748}{0,46 \cdot 45,51} = 35,73 \text{ м}^2.$$

Принятые конструктивные размеры аппарата позволяют использовать поверхность корпуса для нагрева контактным способом.

* Штрих в индексе относится к величинам, полученным в процессе предварительного расчета.

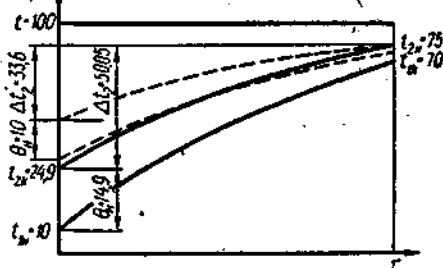


Рис. IX.11 Преобразование температурных кривых

Расчет массообмена. Для расчета конечных параметров процесса экстракции в наклонном двухшнековом диффузионном аппарате с ошпаривателем конвейерного типа значения кинетических коэффициентов для отдельных интервалов принимаем по литературным источникам: для ошпаривателя по аналогии с соответствующим элементом аппарата цепного типа [7], для наклонного двухшнекового — по данным об испытании этих аппаратов [11].

Исходные данные приведены в табл. IX.4.

Таблица IX.4

Величина	Ошпариватель	Участки экстрактора					
		I	II	III	IV	V	VI
Время пребывания частиц в аппарате τ , с	1000	600	600	600	600	600	600
Коэффициент диффузии $D \cdot 10^9$, м ² /с	0,55	0,96	1,15	0,9	0,75	0,65	0,55
Коэффициент массоотдачи $\beta \cdot 10^8$, м/с	5	5	6	∞	4	6	2,5

Расчет массообмена в ошпаривателе [4]:

$$Bi_d = \frac{\beta R}{D} = \frac{5 \cdot 10^{-8} \cdot 1,29 \cdot 10^{-3}}{0,55 \cdot 10^{-9}} = 11,8;$$

$$Fo_d = \frac{D\tau}{R^2} = \frac{0,55 \cdot 10^{-9} \cdot 1000}{(1,29 \cdot 10^{-3})^2} = 0,3.$$

По номограмме (рис. IX.6) находим необходимые величины для $q = 1,2$; $z = 0,67$.

Расчет I участка:

$$Bi_{d1} = \frac{5 \cdot 10^{-8} \cdot 1,29 \cdot 10^{-3}}{0,96 \cdot 10^{-9}} = 6,7;$$

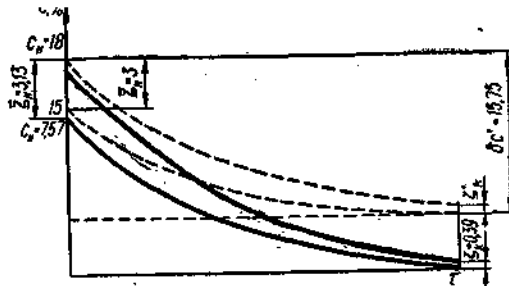


Рис. IX.12. Преобразование экстракционных кривых экстракционной установки

$$Fo_{д1} = \frac{0,96 \cdot 10^{-9} \cdot 600}{(1,29 \cdot 10^{-3})^2} = 0,347;$$

$$z_1 = 0,75.$$

Результаты расчета остальных участков приведены в табл. IX.5. Для всей установки

$$z_{общ} = \prod_{i=1}^k z_i = z_0 z_1 z_{II} z_{III} z_{IV} z_V z_{VI} = 0,15.$$

Таблица IX.5

Величина	Участок экстрактора				
	II	III	IV	V	VI
Bi	14,07	∞	9,38	14,07	5,86
Fo	0,415	0,318	0,274	0,228	0,195
z	0,696	0,735	0,807	0,827	0,873

Принимая исходное значение концентрации сахара в свекле $\bar{c}_{in} = 18\%$ и для предварительного расчета $\zeta'_n = 3$, находим (рис. IX.12):

$$\Delta c_2 = \zeta'_n \frac{1 - z_{общ}}{q - 1} = 3 \frac{1 - 0,15}{1,2 - 1} = 12,75;$$

$$\delta c = \Delta c_2 + \zeta'_n = 12,75 + 3 = 15,75^\circ C;$$

$$\varphi = \frac{18}{15,75} = 1,143;$$

$$\bar{\zeta}_n = \bar{\zeta}'_n \varphi = 3 \cdot 1,143 = 3,43\%;$$

$$\zeta_k = \bar{c}_{1k} - \zeta_n - z_{общ} = 3,43 \cdot 0,15 = 0,39\%;$$

$$c_{2k} = \bar{c}_{1k} - \zeta_n = 18 - 3,43 = 14,57\%.$$

Список литературы

1. Аксельруд Г. А., Лысянский В. М. Экстрагирование. Л., Химия, 1974.
2. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., Пищевая промышленность, 1969.
3. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М., Энергия, 1969.
4. Лысянский В. М. Процесс экстракции сахара из свеклы. М., Пищевая промышленность, 1973.
5. Масляков В. А. Технологическое оборудование производства растительных масел. М., Пищевая промышленность, 1974.

7. Пушанко Н. Н., Лысянский В. М. О некоторых особенностях кинетики диффузионного процесса в аппаратах системы Олье.— Сахарная промышленность, 1965, № 8.
8. Саввова О. В., Пахомов В. Н., Лысянский В. М. О тепло- и массообмене в начальной стадии процесса экстракции сахара из свеклы. Тезисы докладов конференции «Проблемы экстрагирования из твердых тел». Ташкент, 1977.
9. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М., Редько Ф. А. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1976.
10. Трохименко Я. К., Любич Ф. Д. Инженерные расчеты на микрокалькуляторах. Киев, Техніка, 1980.
11. Цыганков С. П. Исследование теплообмена, перемешивания и массообмена в наклонных двухшнековых диффузионных аппаратах. Дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Киев, 1978 (КТИП).

Глава X. КРИСТАЛЛИЗАЦИЯ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Выделение растворенного кристаллического вещества из раствора является завершающей стадией технологического цикла при выработке многих продуктов — сахарного песка, глюкозы, лимонной кислоты. В некоторых случаях кристаллизация сопутствует технологическому процессу (например, образование мелкокристаллической сахаро-яблочной корочки на поверхности мармелада).

Согласно технологическим требованиям, многие продукты пищевой промышленности нельзя обрабатывать при высокой температуре. Для сохранения качественных характеристик (вкуса, аромата, витаминности, цвета) их уваривание необходимо проводить при температуре ниже $100^\circ C$. Для этого процесс ведется при давлении, ниже атмосферного, т. е. при разрежении в вакуум-аппарате.

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВАКУУМ-АППАРАТОВ И МЕШАЛОК-КРИСТАЛЛИЗАТОРОВ

Вакуум-аппараты классифицируют следующим образом: по принципу действия: периодического и непрерывного;

по виду увариваемого продукта: для сахарных заводов — I, II и III продуктов и I, II рафинадных утфелей; по конструкции корпуса: цилиндрические с нормальным и расширенным надутфельным пространством, сферические и сундучные;

по расположению корпуса: горизонтальные и вертикальные;

по конструкции поверхности нагрева: с подвесными трубчатыми камерами, с кольцевой, змеевиковой или комбинированной поверхностями нагрева.

Независимо от конструкции ко всем вакуум-аппаратам предъявляют такие общие требования:

продукт должен быть уварен до определенного содержания сухих веществ (СВ) при заданных температуре и времени;

конструкция поверхности нагрева должна обеспечивать закономерную циркуляцию увариваемой массы, без образования застойных зон утфеля, и высокий коэффициент теплопередачи; спускные отверстия должны легко открываться и плотно закрываться;

сепарирующие устройства должны надежно отделять продукт от вторичного (утфельного) пара при небольших гидродинамических сопротивлениях;

контрольно-измерительные приборы (термометры, вакуумметры, манометры), запорная арматура (вентили, краны) и приспособления (смотровые окна, пробный кран, лазы, лестницы, ограждения) должны обеспечивать нормальную работу, осмотр, ремонт аппарата при соблюдении условий охраны труда и техники безопасности.

На многих сахарных заводах применяются вакуум-аппараты с подвесной конической трубной решеткой (рис. X.1). Верхняя часть корпуса аппарата закрыта конусообразной крышкой, над которой установлена ловушка 8 для отделения от пара капель продукта, отводимых трубкой 9. Вторичный утфельный пар отводится по трубе 7. Внутри корпуса аппарата 10 смонтирован отражательный зонтик 5, предназначенный также для отделения капель продукта. Уваренный утфель из аппарата отводится через клапан 20, управляемый гидроприводом 21, и патрубком 22.

Утфель нагревают в подвесной камере 15 с теплообменными трубками 19 диаметром 0,102 м и циркуляционной трубой 18 диаметром 1 м, которые

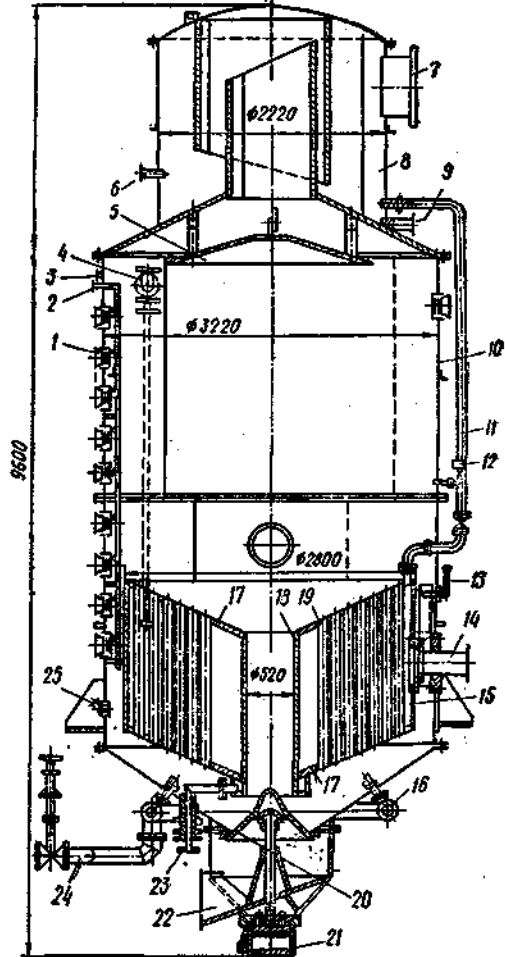


Рис. X.1. Вакуум-аппарат с конической трубной решеткой

закреплены коническими трубными решетками 17. Греющий пар подводится по патрубку 14. Такая конструкция решеток обеспечивает требуемую циркуляцию, облегчает спуск утфеля, пропарку, отвод неконденсирующихся газов 11 и конденсата 23.

Сироп и оттеки подводятся по патрубку 24 в кольцевой коллектор 16, а оттуда поступают в коническое днище на уваривание. В ловушку (патрубок 6) и коллектор 16 подается также пар для пропаривания. Для сброса разрежения в надутфельном пространстве служит патрубок 4.

За процессом уваривания наблюдают через смотровые стекла 1, установленные по высоте аппарата через 0,4 м, которые пропариваются через трубу 2. В процессе работы контролируют также разрежение (штуцер 3) и температуру (термометр 13). Для ввода затравки (пудры или пасты) и

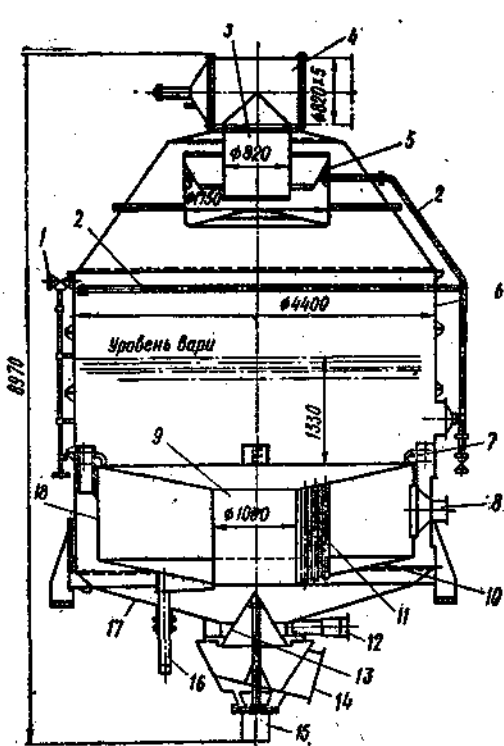
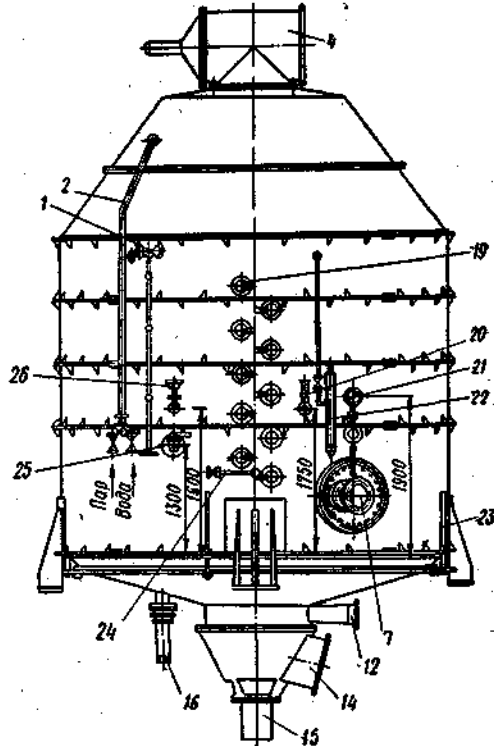


Рис. X.2. Вакуум-аппарат типа ВАА-600

отбора проб служит пробный кран 25. Масленка 12 необходима для пеногашения.

В качестве типовых в сахарной промышленности приняты вакуум-аппараты типа ВАА и ВАЦ. Поверхность нагрева вакуум-аппарата ВАА-600 (рис. X.2) составляет 300 м², масса по сваренному utfелю 60 000 кг. Этот аппарат имеет расширенное utfельное пространство, а следовательно, увеличенное зеркало испарения, что улучшает процесс уваривания. Сепаратор-ловушка 5 встроена внутри корпуса аппарата 6. Вторичный utfельный пар отводится через патрубок 3 и вентиль 4.

Греющий пар подается по патрубку 8 в паровую камеру 18 с коническими трубными решетками 10, трубками 11 и циркуляционной трубой 9. Конденсат отводится по трубе 16, а неконденсирующиеся газы — по трубкам 7. Сироп поступает по патрубку 12 в нижнюю часть конического днища аппарата под спускной клапан 13. Управление клапаном осуществляется с помощью гидропривода 15. Utfель отводится через патрубок 14. Аппарат пропаривают и промывают через трубу 2. Вентиль 1 служит



для сбрасывания разрежения в надutfельном пространстве.

За процессом уваривания наблюдают через смотровые стекла 19, промываемые изнутри горячей водой (труба 24). С помощью вакуумметра 22 контролируют разрежение, термометра 20 — температуру utfеля, манометра 21 — давление греющего пара. Подают затравку в аппарат и берут пробы utfеля в процессе варки через пробный кран 25. Аппарат оборудован также масленкой 26 и винтовым устройством 23 для опускания при ремонте днища аппарата 17.

Паровая камера вакуум-аппарата ВАА-600 (рис. X.3) имеет цилиндрический корпус 1. Между коническими трубными решетками 2 и 10 установлены теплообменные трубы 4 диаметром 0,102 м и циркуляционная труба 3 диаметром 1 м. Проушинами 6 паровая камера подвешивается к корпусу аппарата 7. Пар подается через отверстие 11, неконденсирующиеся газы отводятся патрубком 5, а конденсат через камеру 9 по трубе 8.

Узел подвода пара в паровую камеру приведен на рис. X.4. В корпусе паровой камеры 6 установлен фланец 7, а в корпусе вакуум-аппарата 5 —

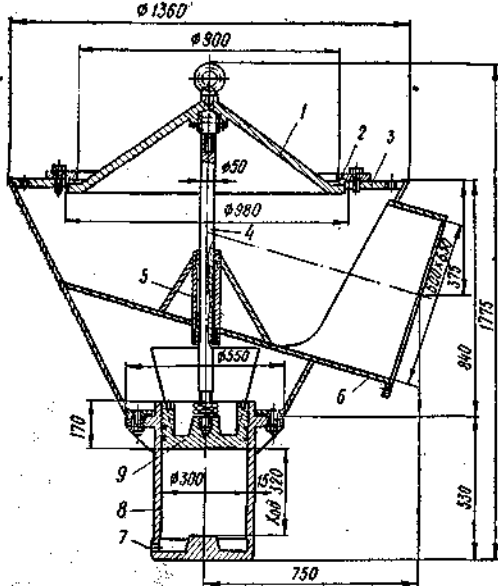


Рис. X.5. Спускной клапан вакуум-аппарата ВАА-600

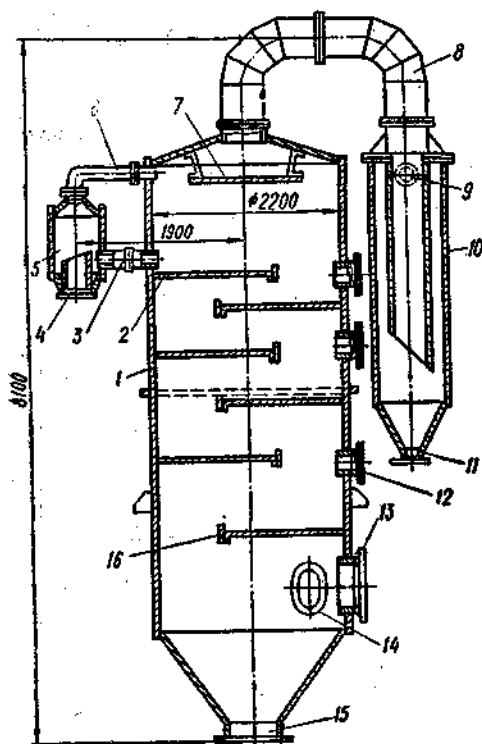


Рис. X.6. Каскадный конденсатор полочного типа

в барометрическую трубу, нижний открытый конец которой опущен в воду, находящуюся в барометрическом ящике. В этой трубе вода, отводимая из конденсатора, поддерживается на высоте, соответствующей определенному значению вакуума (при 0,087—0,092 МПа — на расстоянии 8,7—9,2 м

от нижнего конца трубы). Барометрическая труба имеет обычно высоту 10—11 м, чтобы вода из барометрического ящика не попадала в конденсатор. Лишняя вода вытекает в барометрический ящик, откуда отводится через перелив в верхней его части.

Неконденсирующиеся газы по трубе 8 через патрубок 9 удаляются вакуум-насосом. На пути их движения установлены отражательный зонтик 7 и ловушка 10 для отделения капель воды. Эта вода через патрубок 11 по отдельной трубе отводится в барометрический ящик либо в основную барометрическую трубу. Для ремонта конденсатора предусмотрены лазы 12.

Конденсатор, показанный на рис. X.6, имеет диаметр 2,2 м и массу 5000 кг. Существуют и другие типоразмеры конденсаторов диаметром 1,2; 1,5; 1,8 и 2,0 м при массе соответственно 2200, 3200, 3900 и 5000 кг.

Сваренный в вакуум-аппаратах utfель спускается в мешалки миксерного типа, которые выполняют также функции распределителя и имеют распределительные отверстия, расположенные над центрифугами.

Utfелемешалки последнего (третьего) продукта обеспечивают дополнительную кристаллизацию сахара, которая происходит здесь за счет понижения температуры (перед непосредственной фуговкой utfель подогревают до 45 °С).

В настоящее время применяются мешалки-кристаллизаторы с искусственным охлаждением. Поверхность теплообмена в них бывает различной конструкции — неподвижные и подвижные змеевики, цилиндры, диски. Наиболее широко применяются кристаллизаторы с дисковыми или подвижными змеевиковыми теплообменными элементами, которые сравнительно с неподвижными поверхностями теплообмена обеспечивают такие преимущества:

высокую удельную поверхность теплообмена на 1 м³ полезного объема;

высокий коэффициент теплопередачи;

самоочистку теплообменной поверхности при вращении;

незначительное сопротивление при вращении в utfеле (благодаря обтекаемой форме дисков), что позволяет работать в густых продуктах и плотных межкристалльных оттеках без рас-

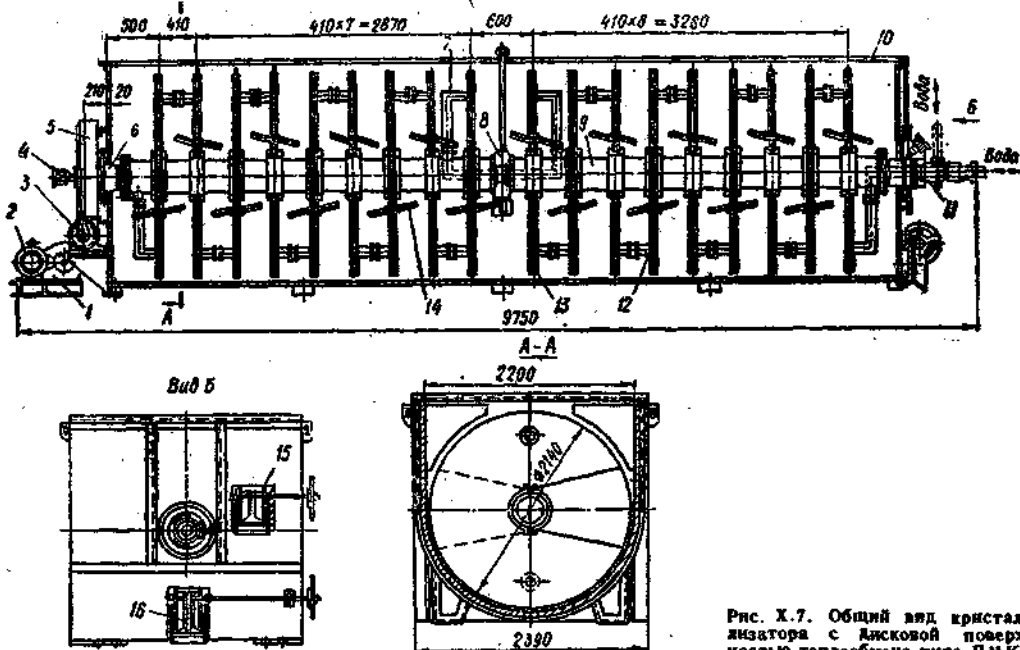


Рис. X.7. Общий вид кристаллизатора с дисковой поверхностью теплообмена типа ПМК-30

качек водой в сочетании с быстроходными центрифугами;

небольшое сопротивление движению воды внутри теплообменной поверхности. Это позволяет пропускать охлаждающую воду последовательно через несколько соединенных в батарею мешалок-кристаллизаторов и проводить непрерывный процесс кристаллизации, сохраняя строгий противоток утфеля и воды, что обеспечивает оптимальные температурные условия кристаллизации, исключаящие потери сахара.

Мешалка-кристаллизатор ПМК-30 с дисковой поверхностью нагрева (охлаждения) имеет полезный объем 32 м^3 , поверхность теплообмена 110 м^2 , массу 10700 кг . В корытообразном корпусе 10 (рис. X.7), опираясь на концевые подшипники 6 и промежуточный подшипник 8 с угловой скоростью $0,06 \text{ рад/с}$ вращается полый вал 9. На валу укреплены соединенные последовательно полые теплообменные диски 13 с перемешивающими лопастями 14.

Привод мешалки осуществляется электродвигателем 2 мощностью $4,5 \text{ кВт}$ через редуктор 1 и червячную передачу 5. В случае аварии вал можно прокрутить вручную трещоткой 3. Смазка подшипников осуществляется масленками 4.

Утфель продвигается по мешалке-

кристаллизатору, а навстречу ему (противоточно) по дискам движется вода. В торце корпуса размещается шибер 15 для перехода утфеля в другой кристаллизатор. В нижней части торца устроен спускной шибер 16 для выгрузки утфеля. Вода входит через устройство 11, переходит по дискам 13 через трубки 12, а возле промежуточного подшипника — по трубкам 7. Полые диски имеют секторные вырезы и установлены на валу так, что каждый последующий диск повернут своим вырезом относительно предыдущего на 180° , что обеспечивает продвижение утфеля по мешалке.

Диск мешалки-кристаллизатора (рис. X.8) состоит из двух листов 2 и 3 и лопастей 4, стянутых анкерами 8, между которыми расположены криволинейные 11 и прямые 13 перегородки, отверстия 9 и патрубки 7 и 1, что придает потоку воды в дисках необходимое направление (показано стрелками). Щели секторного выреза в диске закрыты планками 12, в которых прорезаны отверстия, закрытые пробками 10, для выпуска воды из диска. На краю выреза диска установлена лопасть для перемешивания утфеля. Хомутами 6 диски крепятся на полый вал 5.

При использовании холодной воды непосредственно из водоисточника на внутренних поверхностях теплообмена

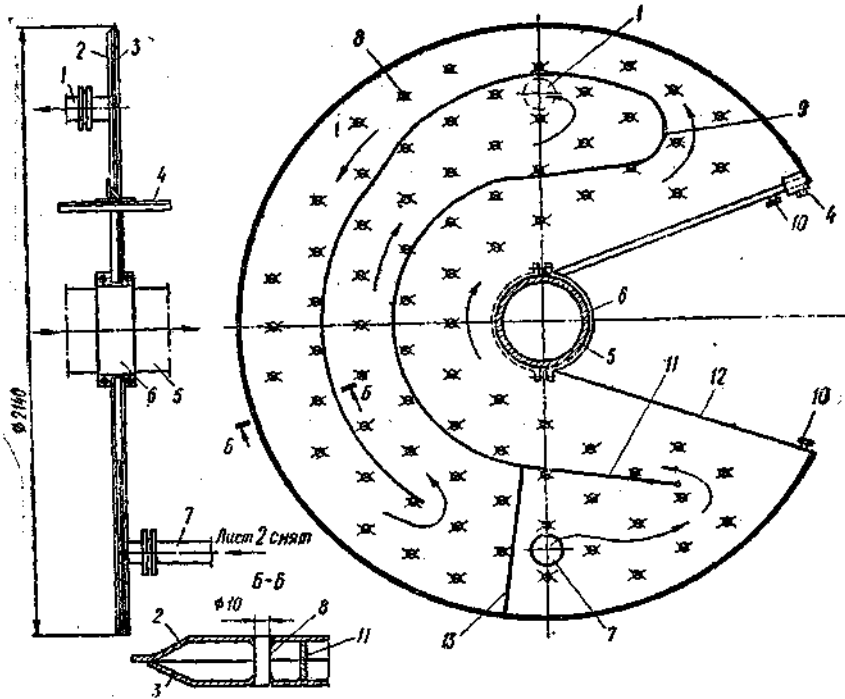


Рис. X.8. Диск мешалки-кристаллизатора типа ПМК-30

(дисках, змеевиках) быстро откладывается накипь, что резко снижает коэффициент теплопередачи, а следовательно, и производительность аппарата. Поэтому в качестве охлаждающей воды рекомендуется использовать конденсат или воду, применяемую для питания паровых котлов.

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ВАКУУМ-АППАРАТА

Тип и схему аппарата выбирают исходя из требований технологического процесса. Конструктивные размеры определяют на основе результатов теплового расчета (он выполняется аналогично расчету выпарной станции).

Диаметр корпуса подвесной теплообменной камеры можно определить следующим образом. Выделим четыре смежные трубки, размещенные на трубной решетке (рис. X.9). Обычно угол

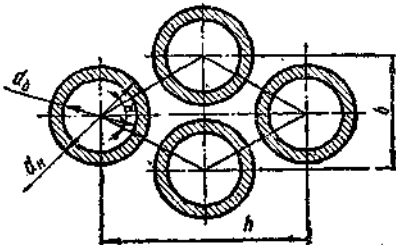


Рис. X.9. Схема размещения трубок в трубной решетке вакуум-аппарата

$\alpha = 60^\circ$, тогда $h = b \operatorname{tg} \alpha$, а площадь трубной решетки, приходящаяся на одну трубку,

$$f' = \frac{b^2}{2} \operatorname{tg} \alpha = 0,886b^2, \quad (\text{X.1})$$

где значение b определяют по рис. X.9. Площадь трубной решетки, необходимая для размещения n трубок,

$$F_0 = n f'. \quad (\text{X.2})$$

На практике площадь трубной решетки должна быть больше, поскольку к ней крепятся также подвесная теплообменная камера и циркуляционная труба ($d_n \cong 1 \text{ м}$).

Коэффициент заполнения трубной решетки

$$\phi = F_0 / F, \quad (\text{X.3})$$

где F — действительная площадь трубной решетки, м^2 ; $F > F_0$. При размещении трубок по углам шестиугольника $\phi = 0,8 \dots 0,9$.

Диаметр корпуса подвесной теплообменной камеры

$$D = 1,05 \sqrt{\frac{n}{\phi}}. \quad (\text{X.4})$$

Здесь n — количество трубок, определяемое по формуле

$$n = \frac{1}{\pi d_p l}, \quad (\text{X.5})$$

Вакуум-аппарат	Дб*	Температура греющего пара, °С							
		105	110	115	120	125	135	140	145
I продукта	92—93	432	520	558	588	606	—	—	—
II продукта (двухпродуктовая схема)	78—77	—	72	78	84	84	—	—	—
II продукта (трехпродуктовая схема)	86	—	89	110	126	142	—	—	—
III продукта	75	—	45	49	52	54	—	—	—
I рафинадный	72,5	—	—	—	—	575	612	655	695
II рафинадный	70	—	—	—	—	528	605	647	680

* Дб — доброкачественность продукта, определяемая по увариванию его до средних размеров кристаллов (3000 кристаллов в 1 г утфеля).

где f — поверхность нагрева, найденная из теплового расчета:

$$f = \frac{W_u A (t - t_k)}{k \Delta t} \quad (X.6)$$

W_u — количество выпаренной воды, кг*;

A — производительность вакуум-аппарата, кг/с;

t — энтальпия греющего пара, Дж/кг;

t_k — температура конденсата для данного аппарата, К;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)* (табл. X.1);

Δt — среднелогарифмическая разность температур, К*;

d_p — расчетный диаметр трубок, м:

$$d_p = \frac{d_u + d_v}{2} \quad (X.7)$$

d_u, d_v — наружный и внутренний диаметры трубок, м (см. рис. X.9);

l — рабочая длина трубок, м.

Производительность A и полезный объем V_n вакуум-аппаратов для данного продукта рассчитывают по таким формулам:

$$A = \frac{100aV_n\rho}{qz_k} \quad (X.8)$$

$$V_n = \frac{Aqz_k}{a\gamma} \quad (X.9)$$

где a — количество вакуум-аппаратов данного продукта, шт.;

V_n — фактический полезный объем аппарата (в процессе работы);

ρ — плотность сваренного утфеля при температуре спуска ($t \approx 348$ К), кг/м³;

q — выход утфеля, % к массе свеклы (табл. X.2);

* $W_u, k, \Delta t$ определяются так же, как при расчете выпарной установки.

Таблица X.2

Утфель	Без сепарации				С сепарацией			
	q, %	CB	D _с	γ	q, %	CB	D _с	γ
I	31,1	86,8	93,8	1,49	35,1	86,8	93,8	1,497
II	14,2	81,4	87,5	1,5	16	81,4	87,5	1,5
III	7,7	71,6	76,2	1,51	8,7	71,6	76,2	1,508

γ — удельный вес утфеля при температуре перед спуском ($\gamma \approx 1450$ кг/м³);

z_k — длительность полного цикла работы вакуум-аппарата:

$$z_k = z_1 + z_2 \quad (X.10)$$

где z_1 — продолжительность активной работы вакуум-аппарата, определяемая по скорости кристаллизации сахара (табл. X.3), с;

z_2 — продолжительность вспомогательных операций (табл. X.3), с.

Корпус подвесной теплообменной камеры испытывает внутреннее избыточное давление, поэтому толщина стенки

$$\delta = \frac{PD'}{2[\sigma]\varphi} + C \quad (X.11)$$

где P — внутреннее избыточное давление греющего пара, Па;

D' — внутренний диаметр корпуса подвесной камеры, м;

$[\sigma]$ — допустимое напряжение на разрыв материала обечайки, Н/м²;

φ — коэффициент прочности шва, $\varphi = 0,7 \dots 0,95$ (в зависимости от конструкции);

C — прибавка на коррозию, м; в зависимости от материала корпуса и химической активности среды $C = (0,1 \dots 0,8) \times 10^{-2}$ м.

Корпус вакуум-аппарата находится под атмосферным давлением, поэтому толщина его стенки

$$\delta' = D \left(\frac{Pm_s}{2,6E} \right)^{0,4} + C \quad (X.12)$$

Вакуум-аппарат	При двухпродуктовой схеме			При трехпродуктовой схеме		
	Дб	z ₁ , с	z ₂ , с	Дб	z ₁ , с	z ₂ , с
I продукта	92—93 и выше	10 500	900	94	8 700	900
	90—91	12 600	900	92—93	9 600	900
	88—89	15 300	900	90—91	11 700	900
II продукта	78—77	22 500	2700	85—87	16 500	1500
	76—75	33 300	2700	83—84	18 300	1500
III продукта	—	—	—	78—77	22 500	2700
	—	—	—	76—75	33 300	2700
	—	—	—	75 и ниже	44 700	2700

где D — диаметр аппарата, м;
 P — наружное избыточное давление, Па;

m — запас прочности на устойчивость, $m = 4 \dots 5$;

E — модуль упругости материала, Н/м²;

$$\varepsilon = \frac{l}{D}; \quad (X.13)$$

l — длина цилиндрической части корпуса, м.

Формула X.12 справедлива при $\varepsilon < 1,17 \sqrt{\frac{D}{\delta'}}$. При большем значении ε

$$\delta' = D \sqrt[3]{\frac{Pm}{2,2E}} + C. \quad (X.14)$$

Предварительно толщину трубной решетки определяют по формуле

$$\delta' = \sqrt{\frac{S'_n y_2}{[\sigma]_n y_3} + \frac{9P_0 \beta_2^2 (D_{\max} - D_{\text{ср}})}{[\sigma]_n D_{\max} y_4}}, \quad (X.15)$$

где S'_n — полное осевое усилие, возникающее под действием давления среды в трубной решетке, Н;

$[\sigma]_n$ — допустимое напряжение на изгиб материала трубной решетки, Н/м²;
 D_{\max} — максимальный диаметр трубной решетки для крепления подвесной камеры, м;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубной решетки, м; $D_{\text{ср}} \approx D_{\max} - (20 \dots 30) 10^{-2}$;

P_0 — давление столба утфеля на крепежные элементы подвесной камеры, Н:

$$P_0 \approx (G_y + G_k) - P_0, \quad (X.16)$$

G_y, G_k — масса утфеля и подвесной камеры (конструктивно), кг;

P_0 — разрежение в надутфельном пространстве, Па;

$$\left. \begin{aligned} y_2 &= \frac{3}{2} (1 - \beta_1^2 - 4\beta_1^2 \ln \beta_1); \\ y_3 &= \pi (1 + 2\beta_1^2); \\ y_4 &= \pi (1 + 2\beta_2^2); \end{aligned} \right\} (X.17)$$

β_1 — отношение диаметра средней окружности корпуса к диаметру окружности крайнего ряда трубок;

β_2 — отношение максимального диаметра трубной решетки к среднему.

При окончательном расчете в формулу (X.15) вместо S'_n подставляют S_n — полное осевое усилие:

$$S_n = S_k + S_T,$$

где S_k — усилие, воспринимаемое корпусом, Н:

$$S_k = \frac{S'_1 F_k E_k}{E_T F_T + E_k F_k}; \quad (X.18)$$

S_T — усилие, воспринимаемое трубками, Н:

$$S_T = \frac{S'_1 F_T E_T}{E_T F_T + E_k F_k}; \quad (X.19)$$

S'_1 — осевое усилие, Н:

$$S'_1 = 0,785 (D_n^2 - nd_n^2) P_k + 0,785 nd_n^2 P_T; \quad (X.20)$$

D_n, d_n — внутренний и наружный диаметры корпуса вакуум-аппарата, м;

n — общее количество трубок, шт.;

d_n, d_n — наружный и внутренний диаметры трубок, м;

P_k, P_T — давление среды в межтрубном пространстве и трубках, Па;

F_k — площадь сечения корпуса, м²:

$$F_k = 0,785 (D_n^2 - D_n^2); \quad (X.21)$$

F_T — площадь сечения трубок, м²:

$$F_T = 0,785 (d_n^2 - d_n^2) n; \quad (X.22)$$

E_T, E_k — модуль упругости соответственно материала трубок и корпуса, Н/м².

необходимо обязательно проверить на возможность надежной и правильной развальцовки трубок по таким формулам:

$$\text{для стали } \delta_{\min} = \frac{d_H}{8} + 0,005; \quad (\text{X.23})$$

$$\text{для меди } \delta_{\min} = \frac{d_H}{8} + 0,01. \quad (\text{X.24})$$

Кроме того, трубную решетку проверяют на изгиб ромбического участка по формуле

$$\sigma = \frac{P}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_H}{e}\right) \left(\frac{\delta}{e}\right)^2} \leq [\delta]_{\sigma}, \quad (\text{X.25})$$

где P — максимально возможное избыточное давление на трубную решетку, Па;

$$e = \frac{h+b}{2} \quad (\text{см. рис. X.9}).$$

Опорные лапы вакуум-аппарата конструируют как консоли переменного сечения (рис. X.10). Толщину ребра определяют по формуле

$$\delta_p = \frac{1,118 S_0}{\varphi [\delta] \alpha}, \quad (\text{X.26})$$

где S_0 — нагрузка на одну лапу, Н;
 $S_0 = \frac{G}{k_0}$ (G — масса аппарата, кг; k_0 — число опор, шт.);

$[\sigma]$ — допустимое напряжение на сжатие; $[\sigma] = 78,4$ МПа;

α — вылет лап, м;

φ — коэффициент уменьшения; $\varphi = (1,05 \dots 43,5) 10^{-4}$;

λ — гибкость ребра по стороне АВ:

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{\sqrt{h^2 + a^2}}{0,289 \delta_p}; \quad (\text{X.27})$$

r — наименьший радиус инерции поперечного сечения ребра; $r = 0,289 \delta_p$.

При $h_2 \leq h_1$ толщину стенки конического днища вакуум-аппарата можно рассчитать по формуле

$$\delta_{к.д} = \frac{\gamma D_B h_1}{2[\sigma]_{\text{дон}} \varphi_1 \cos \alpha} + C, \quad (\text{X.28})$$

где h_1 — расстояние от оси входа пара в подвесную камеру до выхода конденсата, м;

h_2 — высота конусной части вакуум-аппарата, м;

γ — удельный вес утфеля, кг/м³;

D_B — внутренний диаметр вакуум-аппарата, м;

$[\sigma]_{\text{дон}}$ — допустимое напряжение на разрыв, МПа;

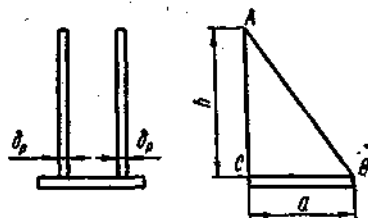


Рис. X.10. Схема опорной лапы вакуум-аппарата

φ_1 — коэффициент прочности сварного шва вдоль образующей конуса;

α — половина угла конуса, град.;

C — прибавка на коррозию, м.

При $h_2 > h_1$

$$\delta_{к.д} = \frac{\gamma \operatorname{tg} \alpha (h_1 + h_2)^2}{4[\sigma]_{\text{дон}} \varphi_1 \cos \alpha} + C. \quad (\text{X.29})$$

Для определения диаметра паровых патрубков скорость насыщенного пара принимают в пределах 25—30 м/с, а скорость движения вторичного утфельного пара 30—35 м/с.

При проектировании вакуум-аппарата необходимо учитывать свободный объем для вторичного пара, размер которого существенно влияет на унос продукта утфельным паром. Величину уноса определяют по напряжению парового объема, т. е. по количеству воды, испарившейся за 3600 с из 1 м³ свободного объема для вторичного пара в аппарате. Высоту надутфельного пространства принимают обычно не менее 1,5 м, а при интенсивном кипении или уваривании пенящейся жидкости 2,5—3 м.

Чтобы уменьшить размеры надутфельного пространства, устанавливают сепараторы-ловушки, действие которых основано на резком изменении направления движения вторичного пара и на центробежном разделении (см. рис. X.1, X.2).

Напряжение объема сепарирующего устройства рассчитывают по формуле

$$\alpha = \frac{Wv}{V}, \quad (\text{X.30})$$

где W — количество выпаренной воды, кг/с;

v — удельный объем влажного вторичного пара, м³/кг;

V — объем парового пространства, м³.

Для центробежного сепарирования можно принять $\alpha \leq 4500$, для остальных конструкций $\alpha = 12\,000$.

Производительность барометрического конденсатора

$$A = \frac{86400F u}{g_n V \beta}, \quad (X.31)$$

где F — площадь поперечного сечения конденсатора, m^2 ; определяют замером с натуры или рассчитывают по формуле

$$F = \frac{A g_n V \beta}{86400 u}, \quad (X.32)$$

u — скорость движения пара в конденсаторе через площадь свободного сечения; $u = 55$ м/с;

g_n — количество поступающего в конденсатор пара, % к массе свеклы (берут из расчета или из табл. X.4);

Таблица X.4

Схема	Вакуум-аппарат продукта		
	I	II	III
Двухпродуктовая	14	2	—
Трехпродуктовая	14	2,5	1,5

V — объем, занимаемый 1 кг пара; $V \approx 12$ m^3 ;

β — отношение площади поперечного сечения корпуса к свободной площади в нем; $\beta \approx 2,7$.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МЕШАЛКИ-КРИСТАЛЛИЗАТОРА

При расчете погружной змеевиковой поверхности в мешалках-кристаллизаторах размеры трубок выбирают в зависимости от давления греющего (охлаждающего) агента, поступающего в змеевик. Максимальные значения отношения длины змеевика l к диаметру трубы d при полезной разности температур 303—313 К приведены ниже:

Давление, МПа	0,49	0,39	0,29	0,19	0,147	0,123	0,044
l/d	275	250	225	200	175	150	100

Количество теплообменных элементов должно соответствовать производительности мешалки-кристаллизатора и скорости продвижения утфеля:

$$n = \frac{Q}{f_0 v}, \quad (X.33)$$

где Q — количество продукта, m^3/c ;

f_0 — сечение канала, по которому протекает продукт, m^2 ;

v — скорость движения утфеля, м/с;

$v = 0,001 \dots 0,01$ м/с.

длину змеевика определяют по формуле

$$l = \frac{f_{пл}}{\pi d_s k} = \frac{f_{пл} P}{4 \pi f_0 k} \approx 0,09 \frac{f_{пл} P}{f_0 k}, \quad (X.34)$$

где $f_{пл}$ — поверхность змеевика в одной плоскости, m^2 ;

k — число витков в одной плоскости (дисков);

d_s — эквивалентный диаметр канала, м:

$$d_s = \frac{4f_0}{P_0}, \quad (X.35)$$

P_0 — смоченный периметр канала мешалки, м.

Поверхность теплообмена змеевика мешалки-кристаллизатора

$$f = 3,6l \sqrt{\frac{A}{v}}. \quad (X.36)$$

Производительность мешалок-кристаллизаторов периодического и непрерывного действия для данного продукта рассчитывают по такой формуле:

$$A = \frac{m V_{пол} \gamma}{165 a z}, \quad (X.37)$$

где m — количество мешалок-кристаллизаторов, шт.; при периодической кристаллизации $m + 1$ (для резерва);

$V_{пол}$ — полезный объем мешалки-кристаллизатора, m^3 ;

γ — удельный вес утфеля при температуре кристаллизации, $\gamma = 1450$ кг/ m^3 ;

a — выход утфеля, % к массе перерабатываемой свеклы (берется из продуктового расчета, должен быть в пределах 7,7—8,7 %);

z — общая продолжительность пребывания утфеля в мешалках-кристаллизаторах, с (табл. X.5).

Таблица X.5

Нормативное значение	Периодическая кристаллизация	Непрерывная кристаллизация
Общая продолжительность, с (ч)	122 400 (34)	115 200 (32)
В том числе:		
охлаждение	100 800 (28)	—
разогрев перед фуговкой	21 600 (6)	—

По известным значениям рассмотренных величин легко определить конструктивные размеры мешалки-кристаллизатора в целом.

Вакуум-аппараты работают совместно с конденсаторами и мешалками-кристаллизаторами. Поэтому в процессе выполнения проекта рассчитывают производительность вакуум-аппарата, конденсатора и мешалки-кристаллизатора, поверхности теплообмена, а также конструктивные размеры (толщину стенок паровой камеры и корпуса аппарата, опорные лапы).

1. Подобрать тип и необходимое количество вакуум-аппаратов для уваривания I продукта по трехпродуктовой схеме для сахарного завода мощностью 3000 т перерабатываемой свеклы в сутки.

С целью уменьшения потерь утфеля принимаем схему с сепарацией утфельного пара. Для определения по формуле (X.8) производительности одного вакуум-аппарата необходимо предварительно задать некоторыми стандартными значениями*.

Применяемые в сахарной промышленности вакуум-аппараты типа ВАЦ [1, 3] имеют вместимость 30, 40, 50, 70 и 80 т утфеля. Примем вместимость 80 т, тогда $V_{\text{ц}} = \frac{80}{\gamma} = 55,2 \text{ м}^3$.

Плотность сваренного утфеля перед спуском (при температуре около 75°C) $\rho = 1450 \text{ кг/м}^3$. Примерное количество утфеля находим по табл. X.2: $q = 35,1\%$. Продолжительность активной работы вакуум-аппарата z_1 , определяемая по скорости кристаллизации сахара в зависимости от доброкачественности увариваемого продукта, и время вспомогательных операций z_2 приведены в табл. X.3. Для $D_6 \approx 91,5$ $z_k = 11\ 400 \dots 12\ 600$ с. Тогда производительность вакуум-аппарата

$$A = \frac{100 \cdot 55,2 \cdot 1450}{35,1 \cdot 11\ 400} = 20 = 72,18 = 1732,3 \text{ т/сут.}$$

Потребное количество вакуум-аппаратов для данной мощности сахарного завода

$$a = \frac{3000}{1732,3} = 1,73 \approx 2 \text{ шт.}$$

Принимаем аппарат ВАЦ-800, имеющий поверхность нагрева $f = 395 \text{ м}^2$, пробное давление в паровой камере 0,55 МПа, в аппарате 0,2 МПа, диа-

* В сахарной промышленности расчет производительности оборудования ведут исходя из мощности предприятия по перерабатываемой свекле.

метр 4,93 м, высоту 10,77 м и массу в неработающем состоянии 38 820 кг [2].

2. Рассчитать поверхность нагрева подвесной теплообменной камеры вакуум-аппарата, имеющего 716 кипяtilьных труб диаметром 0,102 м, толщиной стенки 0,0035 м и длиной 1,4 м.

Расчет ведем по среднему (расчетному) диаметру кипяtilьных труб $d_p = 0,0985 \text{ м}$ [уравнение (X.7)]. Поверхность нагрева камеры можно определить из формулы (X.5) или (X.6):

$$f_k = 716 \cdot 3,14 \cdot 0,0985 \cdot 1,4 = 310 \text{ м}^2.$$

Однако номинальная поверхность нагрева включает не только поверхность кипяtilьных труб $f_k = f_{\text{тр}}$, но и поверхности циркулярной трубы $f_{\text{ц}}$ диаметром 0,686 м, верхней и нижней трубных решеток $f_{\text{тр.р}}$ и обечайки корпуса паровой камеры $f_{\text{об}}$ диаметром 3,66 м, которые определяются следующим образом:

$$f_{\text{ц}} = \pi d_{\text{ц}} l = 3,14 \cdot 0,686 \cdot 1,4 = 3 \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{тр.р}} = 2 \left(\frac{\pi D_{\text{к}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} n \right) = 2 \left(\frac{3,14 \cdot 3,66^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,686^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,0985^2}{4} 716 \right) = 2(10,5 - 0,37 - 5,45) = 9,36 \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{об}} = \pi D_{\text{к}} l = 3,14 \cdot 3,66 \cdot 1,4 = 16,09 \text{ м}^2.$$

Тогда общая поверхность паровой камеры

$$f = f_{\text{тр}} + f_{\text{ц}} + f_{\text{тр.р}} + f_{\text{об}} = 310 + 3 + 9,36 + 16,09 = 338,45 \text{ м}^2.$$

Толщину стенки паровой камеры рассчитываем по формуле (X.11). Обычно $P = 0,395 \text{ МПа}$, $D' = 3,68 \text{ м}$, $[\sigma] \approx 131 \text{ МПа}$, $\varphi = 0,8$. Тогда

$$\delta = \frac{0,395 \cdot 3,68}{2 \cdot 131 \cdot 0,8} + 0,2 \cdot 10^{-2} = 0,0089 \text{ м} = 9 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta = 10 \text{ мм}$.

Аналогично определяем по формулам (X.12—X.14) толщину стенки корпуса вакуум-аппарата δ' и по формулам (X.14—X.25) толщину трубных решеток δ'' . Пусть, например, для ВАЦ-800 $D = 4,930 \text{ м}$, $l = 6,5 \text{ м}$, $E = 78 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $P \approx 0,1 \text{ МПа}$. Тогда $\delta' = 0,0055 \text{ м}$; $\delta'' = 0,009 \text{ м}$. Принимаем $\delta' = 8 \text{ мм}$; $\delta'' = 10\text{—}15 \text{ мм}$.

При проверке трубной решетки на изгиб по формуле (X.25) обычно берут $P \approx 0,65 \text{ МПа}$, $b = 0,136 \text{ м}$, $h = 0,255 \text{ м}$.

куум-аппарата ВАЦ-800 вместимостью 80 000 кг и массой 38 820 кг (в нерабочем состоянии). По формуле (X.26) при $h = 0,5$ м; $b = 0,4$ м; $\delta_p \approx 0,02$ м; $k_0 = 4 \cdot 4 = 16$ находим:

$$\delta_p = \frac{1,118 \left(\frac{80\,000 + 38\,820}{16} \right)}{1,002 \cdot 78,4 \cdot 10\,000 \cdot 0,4} = 0,0211 \text{ м} \approx 2 \text{ см.}$$

4. С вакуум-аппаратом установлен барометрический конденсатор полочного типа. Площадь поперечного сечения конденсатора, согласно формуле (X.32),

$$F = \frac{30\,000 \cdot 14 \cdot 12 \cdot 2,7}{86\,400 \cdot 55} = 2,86 \text{ м}^2.$$

Выбираем [3] противоточный каскадный барометрический конденсатор ПКГ полочного типа ТПКГ-1,8, внутренний диаметр цилиндрической части которого составляет 2 м, площадь поперечного сечения 3,07 м², масса 4700 кг (см. рис. X.6). Производительность барометрического конденсатора рассчитываем по формуле (X.31):

$$A = \frac{86\,400 \cdot 3,07 \cdot 55}{0,14 \cdot 12 \cdot 2,7} = 3\,216\,190 \text{ кг}$$

перерабатываемой свеклы в сутки, что больше, чем 3 тыс. т. Следовательно, конденсатор подобран с запасом мощности.

5. Для всех вакуум-аппаратов предусматриваем utfелемешалки-кристаллизаторы с полезным объемом $V_{\text{пол}} = 1,1 V_b = 30,2 \text{ м}^3$ (формула X.9.) Для нашего случая подходит мешалка-кристаллизатор типа ПМК-30, имеющая $V_{\text{п}} = 32 \text{ м}^3$ [1].

Производительность utfелемешалки-кристаллизатора непрерывного действия, работающей на utfеле одного вакуум-аппарата, для второго продукта (при трехпродуктовой схеме) рас-

пользованием табл. X.5:

$$A = \frac{2 \cdot 32 \cdot 14,2 \cdot 10^5}{165 \cdot 8 \cdot 115\,200} = 0,597 \text{ кг/с} = 2151,5 \text{ кг/ч.}$$

Количество теплообменных элементов, необходимых для непрерывной кристаллизации, определяем по формуле (X.33) при условии $Q \approx V_{\text{п}}$:

$$n = \frac{30,2}{3,59 \cdot 0,01} = 841,22 \text{ шт.}$$

Но поскольку каждый диск имеет с обеих сторон по $3 \cdot 2 = 6$ теплообменных элементов (см. рис. X.8), а всего дисков в мешалке-кристаллизаторе 20, то для сахарного завода производительностью 3 тыс. т свеклы в сутки требуется $841,22/6 \cdot 20 = 7$ таких мешалок.

Необходимую общую поверхность теплообмена рассчитываем по формулам (X.34—X.36):

$$f = 3,6 \cdot 2,3 \sqrt{\frac{2151,5}{0,01}} = 687 \text{ м}^2.$$

Следовательно, бесперебойную работу сахарного завода мощностью 3000 т перерабатываемой свеклы в сутки обеспечивают семь мешалок-кристаллизаторов ПМК-30 с общей поверхностью теплообмена $110 \cdot 7 = 770 \text{ м}^2$.

Список литературы

1. Азрилевич М. Я. Оборудование свекло-сахарного производства. М., Пищевая промышленность, 1970.
2. Бузыккин Н. А. Основы проектирования свеклосахарных заводов. Киев, Техніка, 1967.
3. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., Пищевая промышленность, 1969.
4. Основы расчета в конструировании машин и аппаратов пищевых производств / Под ред. А. Я. Соколова. М., Пищепромиздат, 1980.
5. Попов В. Д. Основы теории тепло- и массообмена при кристаллизации сахарозы. М., Пищевая промышленность, 1973.
6. Стабников В. Н., Попов В. Д., Лысянский В. М., Редько А. Ф. Процессы и аппараты пищевых производств. М., Пищевая промышленность, 1976.

Таблица 1. Сухой насыщенный пар на кривой насыщения

$\rho = 0.2$

P , бар	t' , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	G , кг/м³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	λ , кДж/кг
0.010	6,936	0,0010001	130,04	0,007690	29,18	2513,4	2484,2
0.015	13,001	0,0010007	88,38	0,01132	54,61	2524,7	2470,1
0.020	17,486	0,0010014	67,24	0,01487	73,40	2533,1	2459,7
0.025	21,071	0,0010021	54,42	0,01838	88,36	2539,5	2451,1
0.030	24,078	0,0010028	45,77	0,02185	100,93	2545,3	2444,4
0.035	26,674	0,0010035	39,56	0,02528	111,81	2549,9	2438,1
0.040	28,95	0,0010042	34,93	0,02863	121,33	2553,7	2432,3
0.05	32,89	0,0010054	28,24	0,03541	137,79	2560,9	2423,1
0.06	36,17	0,0010065	23,77	0,04208	151,49	2567,1	2415,6
0.07	39,02	0,0010075	20,56	0,04865	163,39	2571,8	2408,4
0.08	41,53	0,0010085	18,13	0,05516	173,89	2576,4	2402,5
0.09	43,78	0,0010094	16,22	0,06166	183,31	2580,5	2397,2
0.10	45,82	0,0010102	14,70	0,06805	191,44	2583,9	2392,1
0.12	49,44	0,0010118	12,37	0,08083	206,96	2590,6	2383,7
0.14	52,57	0,0010132	10,69	0,09353	220,05	2596,1	2376,0
0.16	55,57	0,0010146	9,437	0,1060	231,63	2601,1	2369,5
0.18	57,82	0,0010159	8,448	0,1184	242,03	2605,4	2363,3
0.20	60,08	0,0010171	7,652	0,1307	251,48	2609,2	2357,7
0.25	64,99	0,0010198	6,201	0,1613	272,03	2617,6	2345,5
0.3	69,12	0,0010223	5,232	0,1911	289,30	2624,6	2335,3
0.4	75,87	0,0010264	3,999	0,2501	317,62	2636,3	2318,7
0.5	81,33	0,0010299	3,243	0,3083	340,53	2645,2	2304,7
0.6	85,94	0,0010330	2,734	0,3658	359,90	2653,1	2293,2
0.7	89,95	0,0010359	2,367	0,4224	376,79	2659,8	2283,1
0.8	93,50	0,0010385	2,089	0,4787	391,75	2665,3	2273,5
0.9	96,71	0,0010409	1,871	0,5345	405,19	2670,2	2265,1
1.0	99,62	0,0010432	1,696	0,5896	417,47	2674,9	2257,5
1.2	104,30	0,0010472	1,430	0,6992	439,34	2683,0	2243,6
1.4	109,31	0,0010509	1,237	0,8083	458,42	2690,1	2231,7
1.6	113,31	0,0010543	1,092	0,9160	475,41	2696,3	2220,8
1.8	116,93	0,0010575	0,9782	1,022	490,58	2701,8	2211,1
2.0	120,23	0,0010606	0,8860	1,129	504,74	2706,8	2202,0
2.2	123,27	0,0010633	0,8103	1,234	517,7	2711,0	2193,3
2.4	126,09	0,0010659	0,7469	1,338	529,9	2714,9	2185,0
2.6	128,73	0,0010684	0,6929	1,443	541,2	2718,9	2177,7
2.8	131,20	0,0010709	0,6463	1,547	551,7	2722,3	2170,7
3.0	133,54	0,0010733	0,6055	1,652	561,7	2725,5	2163,9
3.5	138,87	0,0010787	0,5241	1,908	584,4	2732,3	2147,9
4.0	143,62	0,0010836	0,4623	2,163	604,6	2738,7	2134,1
4.5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,0	2743,9	2120,9

Таблица 2. Давление насыщенного водяного пара при температурах от -20 до 100° C

t , °C	P_H , Па	t , °C	P_H , Па	t , °C	P_H , Па	t , °C	P_H , Па	t , °C	P_H , Па
-20	102,9	5	871,8	29	4004,3	53	14 289	77	41 869
-19	113,3	6	934,4	30	4241,6	54	14 996	78	43 629
-18	124,6	7	1001	31	4492,2	55	15 729	79	45 455
-17	136,9	8	1079	32	4753,5	56	16 502	80	47 334
-16	150,3	9	1147,7	33	5029,4	57	17 302	81	49 281
-15	165	10	1227,7	34	5318,6	58	18 142	82	51 307
-14	180,9	11	1311,6	35	5622,6	59	19 008	83	53 399
-13	198	12	1402,3	36	5939,8	60	19 915	84	55 559
-12	216,8	13	1496,9	37	6274,4	61	20 848	85	57 798
-11	237,3	14	1598,2	38	6578,3	62	21 834	86	60 104
-10	259,4	15	1704,9	39	6990,2	63	22 847	87	62 477
-9	283,3	16	1816,9	40	7374,1	64	23 900	88	64 930
-8	309,4	17	1936,8	41	7776,7	65	24 993	89	67 463
-7	337,5	18	2063,5	42	8197,7	66	26 140	90	70 089
-6	368	19	2196,8	43	8637,8	67	27 326	91	72 795
-5	400,9	20	2338	44	9099	68	28 552	92	75 581
-4	436,7	21	2486	45	9581,6	69	29 819	93	78 432
-3	475,3	22	2643,3	46	10 084	70	31 152	94	81 432
-2	517	23	2808,6	47	10610,7	71	32 511	95	84 498
-1	561,9	24	2983,2	48	11158,5	72	33 938	96	87 658
0	610,4	25	3167,2	49	11 733	73	35 417	97	90 923
1	657,1	26	3360,5	50	12 331	74	36 950	98	94 283
2	705,1	27	3564,4	51	12 956	75	38 537	99	97 735
3	758,5	28	3779	52	13 609	76	40 176	100	101 308
4	813,1								

сулого воздуха при давлении /35,6 мм рт. ст.

t, °C	ρ, кг/м³	λ · 10³, Вт/(м · К)	c, Дж/(кг · К)
-180	3,685	0,755	1047
-150	2,817	1,163	1038
-100	1,984	1,616	1021
-50	1,534	2,035	1013
-20	1,365	2,256	1009
0	1,252	2,372	1009
10	1,206	2,453	1009
20	1,164	2,523	1013
30	1,127	2,581	1013
40	1,092	2,651	1013
50	1,055	2,721	1017
60	1,025	2,802	1017
70	0,996	2,860	1017
80	0,968	2,930	1021
90	0,942	3,000	1021
100	0,916	3,070	1021
120	0,870	3,198	1026
140	0,827	3,326	1026
160	0,789	3,442	1030
180	0,756	3,570	1034

t, °C	α · 10⁴, м²/е	ρ · 10⁴, (Н · с)/м²	γ · 10⁴, м²/с	Pr
-180	0,1958	6,472	1,76	0,900
-150	0,4027	8,727	3,10	0,770
-100	0,8000	10,766	5,94	0,742
-50	1,3138	14,611	9,54	0,726
-20	1,6500	16,279	11,93	0,724
0	1,8750	17,161	13,70	0,723
10	2,0111	17,750	14,70	0,722
20	2,1277	18,240	15,70	0,722
30	2,2611	18,730	16,61	0,722
40	2,4027	19,221	17,60	0,722
50	2,5389	19,613	18,60	0,722
60	2,6805	20,103	19,60	0,722
70	2,8278	20,397	20,45	0,722
80	2,9533	20,986	21,70	0,722
90	3,1250	21,574	22,90	0,722
100	3,2778	21,770	23,78	0,722
120	3,5833	22,751	26,20	0,722
140	4,2166	23,535	28,45	0,722
160	4,2361	24,124	30,60	0,722
180	4,5833	25,006	33,17	0,722

Таблица 4. Коэффициенты излучения твердых тел

Материал	c, Вт (м² · К⁴)
Кирпич	5,33
Штукатурка	5,33
Бумага	4,65—5,34
Стекло	5,4
Гипс	4,65—5,2
Картон	5,25
Лак (черный и белый)	5,05
Масляная краска	4,5
Дерево	4,54—5,15
Медь:	
окисленная	3,25—4,2
полированная	0,116
Сталь листовая	3,2
Алюминий полированный	0,232—0,29
Чугун шероховатый окисленный	4,65
Свинец окисленный	1,61
Оцинковка	1,32—1,62

некоторых материалов при 0—100 °C

Материал	Плотность (для сыпучих материалов насыпная плотность) ρ, кг/м³	Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м · К)
Асбест	600	0,151
Бетон	2300	1,28
Винипласт	1380	0,163
Войлок шерстяной	300	0,047
Дерево (сосна):		
поперек волокон	600	0,140—0,174
вдоль волокон	600	0,384
Кладка из кирпича:		
обыкновенного	1700	0,698—0,814
огнеупорного	1840	1,05*
изоляционного	600	0,116—0,209
Краска масляная	—	0,233
Лед	920	2,33
Литье каменное	3000	0,698
Магнезия 85%-я в порошке	216	0,070
Накипь	—	1,163—3,49
Опилки древесные	230	0,070—0,093
Пенопласт	30	0,047
Песок сухой	1500	0,349—0,814
Пробковая мелочь	160	0,047
Ржавчина (окалина)	—	1,16
Совелит	450	0,098
Стекло	2500	0,698—0,814
Стекловолоконная вата	200	0,035—0,070
Текстолит	1380	0,244
Торфоплиты	220	0,064
Фаялит	1730	0,419
Щаковая вата	250	0,076
Эмаль	2350	0,872—1,163
Металлы:		
алюминий	2700	203,5
бронза	8000	64,0
латунь	8500	93,0
медь	8800	384
свинец	11400	34,9
сталь	7850	46,5
сталь нержавеющая	7900	17,5
чугун	7500	46,5—93,0

* При температуре 800—1000 °C.

Таблица 6. Потери теплоты с 1 м² пола. Вт/м²

Расстояние до наружной стены здания, м	Температура						
	20	40	60	80	100	150	250
1	22	35	48,5	61,9	74,5	107,1	173
2	17,9	27,8	39,1	49,3	59,5	86,2	137,5
3	16,1	24,5	34,4	43	52,4	76,1	121,1
4	15,2	23,4	31,9	40,1	48,1	69	110,2
5	15,1	22,8	31	38,5	45,6	66,8	104,3

Таблица 7. Теплоемкость водно-спиртовых растворов, Дж/(кг·К)

Содержание спирта, % мас.	Температура, °С														
	0	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
5	4,31	4,23	4,23	4,23	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27	4,27
10	4,40	4,27	4,27	4,27	4,27	4,31	4,31	4,31	4,31	4,35	4,35	4,35	4,35	4,40	4,40
20	4,35	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31	4,31
30	4,17	4,27	4,27	4,27	4,40	4,44	4,48	4,52	4,56	4,61	4,64	4,69	4,73	4,77	4,81
40	3,94	4,10	4,10	4,10	4,19	4,27	4,35	4,40	4,44	4,48	4,52	4,56	4,61	4,69	4,73
50	3,64	3,85	3,85	3,89	4,02	4,10	4,23	4,31	4,40	4,48	4,56	4,61	4,69	4,77	4,86
60	3,35	3,60	3,60	3,64	3,85	3,94	4,10	4,23	4,35	4,48	4,61	4,73	4,86	4,98	5,11
70	3,14	3,35	3,35	3,39	3,68	3,77	3,94	4,10	4,27	4,44	4,61	4,77	4,94	5,11	5,28
80	2,81	3,05	3,10	3,14	3,22	3,43	3,64	3,85	4,06	4,27	4,48	4,69	4,90	5,11	4,90
90	2,55	2,76	2,81	2,85	2,93	3,14	3,35	3,56	3,77	3,98	4,19	4,40	4,61	4,81	5,02
100	2,26	2,43	2,51	2,60	2,72	2,85	2,97	3,10	3,27	3,43	3,60	3,77	3,94	4,10	4,27

Таблица 8. Числа Прандтля водно-спиртовых растворов при различной температуре

Содержание спирта, % мас.	Температура, °С									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
0	13,7	9,6	7,1	5,5	4,3	3,6	3,0	2,6	2,3	2,3
10	28,3	17,8	12,1	8,6	6,6	5,2	4,2	3,6	3,0	3,0
20	51,1	29,3	18,7	12,7	9,2	7,1	5,7	4,7	3,9	3,9
30	71,5	40,0	24,8	16,6	11,8	9,0	7,1	5,7	4,7	4,7
40	81,5	47,0	28,8	18,9	13,8	10,4	8,2	6,6	5,6	5,6
50	83,1	47,7	30,9	20,9	15,1	11,4	9,0	7,3	6,4	6,4
60	75,8	47,1	31,0	21,5	15,8	12,1	9,6	7,9	6,8	6,8
70	66,1	42,5	29,2	20,6	15,4	12,0	9,6	8,0	7,0	7,0
80	52,5	35,2	25,0	18,4	14,0	11,1	9,2	7,6	6,8	6,8
90	36,9	25,8	19,2	14,9	11,7	9,7	8,1	6,8	6,0	6,0
95	28,8	20,9	16,4	13,0	10,2	8,8	7,4	6,5	5,7	5,7
100	21,5	18,7	15,9	13,5	12,2	10,9	9,6	8,7	8,1	8,1

Таблица 9. Соотношение массовых и объемных процентов спирта для водно-спиртовых растворов при температуре 20 °С

Содержание спирта в растворе		Содержание спирта в растворе		Содержание спирта в растворе		Содержание спирта в растворе	
% мас.	% об.	% мас.	% об.	% мас.	% об.	% мас.	% об.
0	0,00	26	31,63	51	58,90	76	82,16
1	1,26	27	32,80	52	59,91	77	83,00
2	2,52	28	33,95	53	60,91	78	83,84
3	3,77	29	35,11	54	61,91	79	84,67
4	5,02	30	36,25	55	62,89	80	85,49
5	6,27	31	37,40	56	63,88	81	86,31
6	7,51	32	38,53	57	64,85	82	87,12
7	8,75	33	39,66	58	65,82	83	87,92
8	9,98	34	40,79	59	66,78	84	88,71
9	11,21	35	41,90	60	67,74	85	89,49
10	12,44	36	43,01	61	68,69	86	90,26
11	13,66	37	44,12	62	69,63	87	91,03
12	14,89	38	45,22	63	70,57	88	91,79
13	16,10	39	46,31	64	71,50	89	92,53
14	17,32	40	47,40	65	72,42	90	93,27
15	18,53	41	48,47	66	73,34	91	94,00
16	19,74	42	49,55	67	74,25	92	94,71
17	20,95	43	50,61	68	75,16	93	95,42
18	22,15	44	51,67	69	76,06	94	96,11
19	23,35	45	52,72	70	76,95	95	96,80
20	24,55	46	53,77	71	77,84	96	97,47
21	25,74	47	54,81	72	78,71	97	98,12
22	26,92	48	55,84	73	79,59	98	98,76
23	28,11	49	56,87	74	80,45	99	99,39
24	29,29	50	57,89	75	81,31	100	100,00
25	30,46						

Содержание спирта в фазе				Температура кипения, °С	Упругость пара				Коэффициенты			
Жидкой		Паровой			Спирта		Воды		Активности		относительная летучесть спирта	испарения спирта
% мас.	% мас.	% мас.	% мас.		кПа	мм рт. ст.	кПа	мм рт. ст.	спирта	воды		
0,25	0,10	2,53	1,00	99,81	224,431	1683,66	100,626	754,89	4,5590	0,9977	10,0900	10,00
0,51	0,20	5,08	2,05	99,62	223,149	1674,04	99,947	749,79	4,6534	0,9948	10,4430	10,23
0,76	0,30	7,56	3,12	99,43	221,867	1664,42	99,267	744,69	4,7488	0,9917	10,7020	10,40
1,02	0,40	10,10	4,21	99,24	220,586	1654,81	98,598	739,67	4,8337	0,9882	10,9430	10,53
1,27	0,50	12,52	5,32	99,05	219,303	1645,19	97,918	734,57	4,9151	0,9845	11,1810	10,64
1,52	0,60	15,00	6,44	98,86	218,021	1635,57	97,243	729,54	4,9874	0,9805	11,4030	10,73
1,77	0,70	17,18	7,53	98,67	216,740	1625,96	96,658	725,12	5,0280	0,9760	11,5510	10,76
1,99	0,80	19,40	8,58	98,48	215,458	1616,34	95,938	719,72	5,0428	0,9731	11,6370	10,72
2,27	0,90	21,36	9,58	98,29	214,175	1606,72	95,277	714,76	5,0349	0,9702	11,6660	10,64
2,52	1,00	22,87	10,40	98,10	212,891	1597,10	94,617	709,81	4,9490	0,9690	11,4910	10,40
3,01	1,20	25,88	12,00	97,58	209,386	1570,79	92,867	696,68	4,8383	0,9716	11,2270	10,00
3,50	1,40	28,70	13,60	97,06	205,876	1544,46	91,119	683,57	4,7802	0,9742	11,0850	9,71
3,99	1,60	31,12	15,09	96,54	202,368	1518,14	89,418	670,81	4,7214	0,9776	10,9290	9,43
4,48	1,80	33,66	16,55	96,02	198,859	1491,82	87,719	658,06	4,6840	0,9814	10,8190	9,19
4,97	2,00	35,98	18,00	95,50	195,351	1465,50	86,079	645,76	4,6670	0,9848	10,7560	9,00
5,44	2,20	38,15	19,43	94,98	191,842	1439,18	84,438	633,45	4,6638	0,9884	10,7200	8,83
5,92	2,40	40,19	20,80	94,46	188,334	1412,86	82,836	621,43	4,6610	0,9924	10,6800	8,67
6,39	2,60	42,06	22,05	93,94	184,825	1386,54	81,259	609,60	4,6485	0,9978	10,5960	8,48
6,86	2,80	43,77	23,27	93,42	181,317	1360,22	79,749	598,27	4,6434	1,0028	10,5270	8,31
7,34	3,00	45,25	24,42	92,90	177,868	1333,90	78,180	586,50	4,6377	1,0096	10,4460	8,14
8,50	3,50	48,99	26,95	91,85	170,725	1280,76	75,170	563,92	4,5691	1,0202	10,1710	7,70
9,64	4,00	51,15	29,05	91,05	165,326	1240,26	72,940	547,19	4,4502	1,0264	9,8266	7,26
10,77	4,50	54,33	30,75	90,47	161,412	1210,90	71,371	535,42	4,2888	1,0292	9,4235	6,83
11,88	5,00	55,12	32,45	89,90	157,707	1183,10	69,770	523,41	4,1690	1,0324	9,1273	6,49
13,07	5,50	56,86	34,00	89,45	155,306	1165,09	68,590	514,56	4,0324	1,0314	8,8112	6,18
14,04	6,00	58,49	35,45	88,92	152,460	1143,74	67,281	504,74	3,9260	1,0339	8,6036	5,91
14,90	6,50	59,62	36,60	88,50	150,211	1126,87	66,211	496,71	3,7975	1,0375	8,3040	5,63
16,61	7,00	60,80	37,75	88,13	148,230	1112,01	65,271	489,66	3,6857	1,0389	8,0567	5,39
17,20	7,50	61,90	38,85	87,76	146,250	1097,15	64,351	482,76	3,5882	1,0406	7,8356	5,18
18,20	8,00	62,93	39,90	87,45	144,530	1084,70	63,592	477,06	3,4945	1,0407	7,6347	4,99
19,20	8,50	63,91	40,91	87,10	142,716	1070,64	62,732	470,61	3,4164	1,0429	7,4578	4,81
20,20	9,00	64,84	41,90	86,77	140,950	1057,39	61,932	464,61	3,3461	1,0443	7,2910	4,65
21,62	9,50	68,39	42,83	86,46	139,289	1044,93	61,192	459,06	3,2790	1,0458	7,1368	4,51
22,15	10,00	66,50	43,70	86,20	137,897	1034,49	60,582	454,48	3,2104	1,0460	6,9857	4,37
23,10	10,50	67,22	44,50	85,96	136,612	1024,85	60,011	450,20	3,1428	1,0468	6,8343	4,24
24,00	11,00	67,91	45,28	85,73	135,382	1015,62	59,482	446,23	3,0803	1,0471	6,6951	4,12
24,87	11,50	68,58	46,05	85,50	134,150	1006,38	58,951	442,25	3,0240	1,0476	6,5687	4,00
25,88	12,00	69,19	46,75	85,28	132,972	997,54	58,442	438,43	2,9681	1,0489	6,4381	3,89
26,78	12,50	69,74	47,40	85,10	132,008	990,31	58,032	435,35	2,9101	1,0494	6,3079	3,79
27,67	13,00	70,27	48,00	84,90	130,881	981,86	57,582	431,98	2,8579	1,0515	6,1775	3,69
28,55	13,50	70,60	48,55	84,72	130,051	975,63	57,172	428,90	2,8014	1,0539	6,0462	3,60
29,42	14,00	71,75	49,00	84,55	129,267	969,75	56,803	426,13	2,7429	1,0576	5,9019	3,50

Таблица 11. Удельная энтальпия водно-спиртовых паров при различном давлении

Содержание спирта в паре, % мас.	Удельная энтальпия (в кДж/кг) при давлении															
	490 кПа				362 кПа				294 кПа				196 кПа			
	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''
0	151,1	637	2110	2747	142,9	602	2135	2737	132,9	558	2123	2681	119,6	502	2202	2704
5	150,5	643	2041	2684	142,4	603	2066	2674	132,4	565	2095	2660	119,1	509	2133	2642
10	150,0	659	1972	2631	141,9	623	1997	2620	131,8	574	2026	2600	118,6	517	2064	2581
15	149,4	651	1897	2548	141,3	615	1924	2539	131,2	571	1947	2528	118,0	514	1981	2505
20	148,8	642	1830	2472	140,6	606	1855	2461	130,6	563	1884	2447	117,4	506	1922	2428
25	148,0	675	1758	2433	139,8	632	1786	2418	129,8	587	1815	2402	116,6	523	1853	2376
30	147,2	769	1696	2405	139,1	664	1717	2381	128,9	610	1746	2356	115,9	543	1780	2323
35	146,2	692	1620	2312	138,1	648	1648	2296	128,0	600	1677	2277	115,0	534	1710	2244
40	145,2	681	1557	2238	137,1	637	1578	2215	127,1	585	1608	2193	114,2	521	1642	2163
45	143,8	680	1476	2156	135,8	642	1509	2151	125,9	580	1538	2118	112,9	515	1572	2087
50	142,5	680	1419	2099	134,5	636	1440	2076	124,7	579	1470	2049	111,7	510	1503	2013
55	140,4	682	1338	2020	132,5	633	1337	1970	122,8	577	1403	1980	109,8	506	1436	1942
60	138,3	683	1289	1972	130,5	634	1310	1944	120,9	572	1336	1908	108,0	493	1369	1862
65	135,0	667	1208	1875	127,3	618	1252	1870	117,7	557	1271	1828	105,0	475	1304	1779
70	131,7	651	1164	1815	124,1	602	1185	1787	114,5	537	1206	1743	102,0	457	1238	1696
75	129,2	633	1076	1709	121,6	580	1118	1698	112,3	512	1141	1653	100,1	427	1170	1597
80	126,6	610	1034	1644	119,1	558	1051	1609	110,0	503	1076	1579	98,2	415	1101	1516

Содержание спирта в паре, % мас.	Удельная энтальпия (в кДж/кг) при давлении															
	490 кПа				392 кПа				294 кПа				196 кПа			
	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''
85	126,0	591	950	1541	118,6	536	969	1505	109,5	477	1005	1482	97,6	396	1032	1428
90	125,5	562	892	1454	118,1	514	909	1423	109,0	452	934	1386	97,0	378	963	1341
95	124,9	517	823	1340	117,6	478	839	1317	108,5	418	860	1278	96,3	359	892	1251
100	124,4	479	754	1233	117,1	436	770	1206	108,0	384	791	1175	95,7	308	821	1129

Продолжение табл. 11

Содержание спирта в паре, % мас.	Удельная энтальпия (в кДж/кг) при давлении															
	101 кПа				50,6 кПа				25,3 кПа				12,7 кПа			
	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''	t	t'	t''	t'''
0	100,1	419	2257	2676	81,6	341	2303	2644	65,3	273	2345	2618	50,5	211	2382	2593
5	99,5	425	2185	2610	81,2	347	2232	2579	64,8	277	2271	2548	50,2	214	2328	2542
10	99,0	427	2114	2541	80,5	337	2160	2497	64,3	277	2198	2475	50,0	209	2232	2441
15	98,2	423	2043	2466	80,1	335	2089	2424	63,7	275	2117	2392	49,5	213	2158	2371
20	97,6	421	1972	2393	79,5	333	2017	2351	63,2	273	2036	2320	48,9	211	2085	2296
25	97,0	420	1903	2323	78,9	330	1947	2277	62,6	275	1985	2260	48,4	211	2012	2223
30	96,0	418	1834	2252	78,1	327	1876	2203	62,1	275	1909	2184	47,8	208	1938	2146
35	95,1	406	1763	2169	77,5	324	1804	2128	61,5	268	1838	2106	47,2	199	1865	2064
40	94,0	397	1691	2088	76,8	321	1731	2052	61,0	260	1767	2027	46,6	193	1792	1985
45	92,8	381	1624	2005	75,9	318	1662	1980	60,4	253	1691	1944	46,0	187	1719	1906
50	91,4	367	1553	1920	75,0	314	1591	1905	59,8	245	1620	1865	45,4	180	1645	1825
55	90,3	355	1484	1839	73,7	309	1520	1829	58,4	235	1549	1784	44,1	170	1572	1742
60	88,5	341	1415	1756	72,3	303	1449	1752	57,0	219	1478	1697	41,8	158	1499	1657
65	87,0	323	1346	1669	70,3	294	1380	1674	55,0	210	1407	1617	41,9	149	1426	1575
70	84,8	305	1277	1582	68,2	286	1310	1596	53,0	195	1336	1531	41,0	139	1352	1491
75	82,6	283	1210	1493	66,6	279	1239	1518	51,6	179	1260	1439	39,2	128	1279	1407
80	80,6	260	1143	1403	65,0	272	1168	1440	50,0	161	1189	1350	37,3	117	1196	1313
85	79,5	250	1072	1322	64,4	270	1095	1365	49,5	151	1116	1267	36,1	107	1130	1237
90	78,9	238	996	1234	63,7	267	1022	1289	49,0	144	1042	1186	34,9	99	1055	1153
95	78,3	223	925	1148	63,2	265	950	1215	48,0	131	967	1098	34,8	93	980	1074
100	78,3	210	854	1064	62,7	263	879	1142	47,0	126	896	1022	34,7	89	904	993

Таблица 12. Температура кипения $t_{кип}$ водно-спиртовых растворов при нормальном давлении

Содержание спирта, % мас.	$t_{кип}$, °C	Содержание спирта, % мас.	$t_{кип}$, °C	Содержание спирта, % мас.	$t_{кип}$, °C	Содержание спирта, % мас.	$t_{кип}$, °C
0	100	30	84,6	55	81,5	80	79,3
5	95,0	35	83,8	60	81,0	85	78,9
10	91,5	40	83,1	65	80,5	90	78,5
15	89,0	45	82,5	70	80,1	95	78,2
20	87,1	50	81,9	75	79,7	100	78,35
25	85,8						

Таблица 13. Температура кипения водно-спиртовых растворов, °C, при различном давлении (по Ш. Марийе)

Содержание спирта, % мас.	Давление, кПа (мм рт. ст.)							
	26,7 (200)	53,3 (400)	80,0 (600)	101,3 (760)	125,7 (943)	150,1 (1126)	174,7 (1310)	199,3 (1495)
0	66,5	83,3	93,2	100	106,3	111,4	115,8	120,1
10	60,5	76,7	87,0	91	100,6	105,8	110,3	114,3
20	56,2	72,0	82,0	87	94,7	100,0	104,5	108,8
30	54,0	69,3	79,3	84,5	91,2	96,5	100,8	104,6
40	53,5	67,7	77,7	83	89,5	94,3	98,4	102,2
50	51,2	66,0	75,0	82	88,0	92,8	96,8	100,6
60	50,5	64,9	74,6	81	87,0	91,9	96,0	99,7
70	49,8	64,5	74,2	80	86,1	91,1	95,2	98,8
75	49,5	64,3	74,0	79,7	85,6	90,7	94,7	98,4
80	49,2	63,8	73,7	79,5	85,3	90,4	94,4	98,0
85	48,9	63,6	73,5	79,3	85,0	90,0	93,7	97,5
90	48,6	63,6	73,2	79,0	84,8	89,7	93,5	97,2
95	48,3	63,3	72,8	78,6	84,4	89,3	93,1	96,7
100	48,1	63,2	72,6	78,4	84,2	89,0	92,8	96,4

Таблица 14. Коэффициенты теплопроводности λ водно-спиртовых растворов

Содержание спирта, % мас.	Вт/(м·К) при температуре, °С								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,55	0,57	0,61	0,62	0,64	0,65	0,66	0,66	0,68
10	0,50	0,52	0,55	0,57	0,58	0,61	0,62	0,62	0,63
20	0,45	0,48	0,50	0,52	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58
30	0,41	0,43	0,45	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52	0,54
40	0,35	0,38	0,41	0,42	0,44	0,45	0,46	0,48	0,49
50	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	0,39	0,41	0,42	0,43
60	0,26	0,28	0,30	0,33	0,34	0,36	0,37	0,38	0,38
70	0,22	0,24	0,27	0,28	0,30	0,31	0,33	0,34	0,35
80	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31
90	0,19	0,21	0,23	0,24	0,26	0,27	0,28	0,28	0,29
95	0,19	0,21	0,22	0,23	0,24	0,26	0,27	0,27	0,28
97	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27
100	0,19	0,19	0,19	0,19	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18

Таблица 15. Плотность насыщенного пара водно-спиртовых смесей ρ , кг/м³, при различных давлениях

Содержание спирта, % мас.	Давление, МПа (кгс/см ²)				Содержание спирта, % мас.	Давление, МПа (кгс/см ²)			
	0,100 (1,00)	0,105 (1,05)	0,110 (1,1)	0,120 (1,2)		0,100 (1,00)	0,105 (1,05)	0,110 (1,1)	0,120 (1,2)
0	0,589	0,618	0,638	0,700	55	0,933	0,965	0,999	1,073
5	0,620	0,644	0,670	0,725	60	0,976	1,015	1,050	1,120
10	0,643	0,668	0,693	0,755	65	1,025	1,067	1,109	1,190
15	0,667	0,691	0,715	0,780	70	1,085	1,125	1,176	1,258
20	0,694	0,716	0,742	0,805	75	1,145	1,196	1,247	1,340
25	0,722	0,745	0,768	0,837	80	1,214	1,269	1,326	1,430
30	0,750	0,777	0,799	0,870	85	1,295	1,354	1,418	1,535
35	0,785	0,808	0,833	0,904	90	1,380	1,448	1,520	1,650
40	0,817	0,844	0,870	0,941	95	1,480	1,557	1,632	1,775
45	0,854	0,881	0,909	0,984	100	1,598	1,675	1,750	1,910
50	0,887	0,920	0,950	1,025					

Предисловие	3
Часть первая	
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ	
Глава I. Перемешивание	5
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	5
§ 2. Примеры расчета	16
Список литературы	21
Глава II. Осаждение	21
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	21
§ 2. Примеры расчета	26
Список литературы	28
Глава III. Фильтрация	28
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	28
§ 2. Примеры расчета	33
Список литературы	42
Часть вторая	
ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ	
Глава IV. Теплообменники	43
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	43
§ 2. Примеры расчета	54
Список литературы	64
Глава V. Выпаривание	65
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	65
§ 2. Примеры расчета	81
Список литературы	90

Часть третья	
МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ	
Глава VI. Сушка	91
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	91
§ 2. Примеры расчета	113
Список литературы	119
Глава VII. Установки для перегонки и ректификации	120
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	120
§ 2. Примеры расчета	135
Список литературы	145
Глава VIII. Абсорбция	146
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	146
§ 2. Примеры расчета	157
Список литературы	166
Глава IX. Экстрагирование	166
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	166
§ 2. Примеры расчета	176
Список литературы	180
Глава X. Кристаллизация	180
§ 1. Общие сведения и основные рас- четные формулы	180
§ 2. Примеры расчета	191
Список литературы	192
Приложения	193