

ДЕП

Проф. Ю. Б. БИРКГАН

64 621
75-64

СУШИЛКИ В ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ЧАСТЬ I

Допущено в качестве учебного пособия
для вузов в 1934 г. Главным управле-
нием учебным заданием НКТП СССР



ДОПУЩЕНО



1305391
~~1305391~~

В книге излагаются теоретические и практические основы проектирования сушильных установок в химической промышленности. Книга снабжена большим количеством расчетных формул, таблиц и примеров и иллюстрирована хорошо подобранным чертежным материалом.

По предложению ГУУЗА НКТП книга рекомендуется в качестве учебного пособия в 1934 г.

Ответственный редактор В. К. Запорожец.

Оформление Г. И. Крашневского.
Подписала к печати Е. Н. Бердякова.

Сдана в набор 8/VI 1934 г.

Формат 62/94.

Изд. № 211. Бум. листов 9¹/₄.

Подписана к печати 27/VI 1934 г.

Тир. экз. в 1 бум. л. 106848.

Удобр. Главлита № В-85566.

Тираж 2000 экз. л. 245.

Заказ № 2-84.

2-я типография ОНТИ имени Евгении Соколовой. Ленинград, пр-кт. Красных Командиров.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	5
-----------------------	---

Г л а в а 1

Общие положения

1. Характеристика сушильного процесса и его значение в химической промышленности	7
2. Общая схема сушильной установки	8
3. Теория сушки. Статика и динамика сушки	9
4. Движение влаги в высушиваемом продукте, как основа динамики сушки	10
5. Экономика сушильного процесса. Условия для проектирования сушилок	14

Г л а в а 2

Классификация сушильных установок

1. Задачи и методы классификации	17
2. Распределение сушильных аппаратов по признакам классификации	18

Г л а в а 3

Теория паро-воздушной смеси

1. Содержание водяного пара в воздухе. Относительная влажность	33
2. Зависимость между парциальными давлениями и относительной влажностью	34
3. Удельный вес "сухой части" воздуха	36
4. Удельный вес влажного воздуха	38
5. Влагосодержание влажного воздуха	39
6. Характеристика и параметры воздуха для температур выше 100° при полном давлении, соответствующем атмосферному	44
7. Теплоемкость влажного воздуха	47
8. Теплосодержание сухого воздуха, водяного пара и влажного воздуха	48
9. Диаграммы для воздуха	49
10. Выводы	50

Г л а в а 4

Основы и методы расчета сушки воздухом

1. Общая схема сушки воздухом. Основные обозначения	52
2. Производительность сушильной установки. Определение расхода влаги	54
3. Определение расхода воздуха	57
4. Расход тепла. Основные расчетные уравнения	59
5. Графический метод расчета воздушных сушилок	72
6. Диаграмма $I-d$ как анализ работы сушилки	75

Г л а в а 5

Элементы воздушно-сушильных установок. Тепловая аппаратура

1. Общие расчетные уравнения	77
2. Калориферы парового и водяного нагрева	80
3. Расчет нагревательных приборов при естественной циркуляции воздуха	98
4. Воздухонагреватели, обогреваемые дымовыми газами	104
5. Термоизоляция и материалы для построения сушильных камер	111

Глава 6

Элементы воздушно-сушильных установок. Вентиляторы

1. Вентиляторы	116
2. Характеристика вентилятора	120
3. Определение сопротивлений	124
4. Диффузоры	128
5. Подбор вентиляторов и монтажные схемы	131
6. Очистка воздуха	135
7. Борьба с шумом в работе вентиляторов	137

Глава 7

Конструкции воздушных сушилок

1. Камерные сушилки	139
2. Каналовые сушилки	154
3. Ленточные сушилки	157
4. Ячейковые сушилки	164
5. Потенциал сушилки. Сравнение основных систем сушилок	166

Глава 8

Вакуумсушилки

1. Общее описание процесса. Классификация аппаратуры	171
2. Характеристика отдельных конструкций	174
3. Достоинства сушки с разрежением	197
4. Установки для удавливания пыли	199

Глава 9

Высушивание распылением

1. Общая схема процесса. Исторический обзор	203
2. Техническая характеристика современных установок	205
3. Теория и практика расчета	228
4. Распыляющие сушильные установки в СССР	243

Глава 10

Типовые расчеты сушилок

1. Расчет каналовой сушилки для плиточного клея (пример 33)	245
2. Расчет многокамерной сушилки со ступенчатым подогревом воздуха для сушки преципитата (пример 34)	251

Глава 11

Контроль работы и испытания сушильных установок

1. Общие положения	259
2. Технические измерения высушиваемого материала	260
3. Измерения состояния воздуха	262

Приложения

1. Табл. I, II, III, IV и V. 2. Указатель литературы. 3. Список фирм, заводов и организаций, данные которых использованы в книге. 4. Перечень основных формул	281
---	-----

ПРЕДИСЛОВИЕ

В основу настоящей работы легли лекции по разделу „Высушивание“ общего курса „Основные процессы и аппараты“, читаемого мной в Московском институте химического машиностроения и Московском инженерно-экономическом институте.

Задачей автора было — дать общую характеристику сушильного процесса, изложение методов расчета, основанных на теории паровоздушной смеси и диаграмме $J-d$ расчет нагревательных приборов и прочих элементов сушильных установок и, наконец, описание технической характеристики воздушных сушилок, в том числе вакуум сушилок и установок, использующих метод распыления.

Сокращение объема книги и стремление ускорить ее выпуск вынудили автора ограничить ее содержание вопросами сушки при помощи воздуха, являющимися 1-й частью всей задуманной работы.

Пользуюсь случаем принести свою благодарность проф. И. А. Тищенко за ряд ценных указаний общетеоретического и методического порядка.

В заключение автор выражает скромную надежду, что его посильный труд окажется полезным как учебник для студентов химико-технологических вузов и как пособие для инженеров-конструкторов и заводского технического персонала в их практической работе по вопросам сушильной техники.

Ю. л. Б. Биркган

Москва, февраль 1934 г.

ГЛАВА I

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1. Характеристика сушильного процесса и его значение в химической промышленности

Высушивание материалов заключается в удалении из них влаги путем перевода жидкости в парообразную фазу при помощи тепла, подводимого к материалу в той или иной форме.

Процесс испарения жидкости протекает при температуре ниже точки ее кипения и при соответствующих этой температуре давлениях. При этом количество абсолютно сухого материала остается на всем протяжении сушильного процесса постоянным.

Распространение сушильных установок в химической промышленности вытекает из самой сущности химической технологии, одним из могучих технических приемов которой является обработка веществ в жидком состоянии с вытекающей отсюда необходимостью освободить вещество в последующих этапах производства от воды или иной жидкости. Поэтому применение высушивания можно встретить на самых разнообразных участках химической технологии, как-то: сушка топлива, сырья и различных полуфабрикатов, являющаяся неотъемлемым звеном в общем производственном процессе.

В качестве примеров можно привести обезвоживание поступившего с выпарной станции раствора, сушку солей, дегидратацию кристаллических осадков после фильтрации или центрифугирования и т. д.

Особенно часто сушка применяется в производстве минеральных солей, красок и лаков, в керамической, цементной, фармацевтической, жировой, пищевой промышленности и в других отраслях народного хозяйства.

Сушка преследует следующие задачи: уменьшение веса продукта, повышение его качества, удешевление транспортирования, улучшение условий хранения, предохранение от порчи, облегчение переработки (например размола) и т. д.

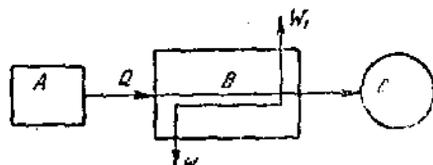
Экономическая сторона сушильного дела сводится в основном к трем факторам. С одной стороны, рационально спроектированная и правильно построенная сушильная установка ведет к уменьшению производственных материальных затрат (расход пара, топлива, электроэнергии, рабсилы, механизация). С другой стороны, изъятие воды как ненужного балласта разгружает как аппаратуру, так и

технологии производственного процесса, тем самым подымая его на более высокую ступень. Наконец, сухое сырье и сухие товары значительно облегчают при перевозках работу транспорта. С последней точки зрения вопросы целесообразного высушивания на месте до максимально допустимого остатка воды всевозможных транспортируемых материалов (уголь, руда, сырье для химических заводов) разрастаются в крупную хозяйственную проблему, играющую огромную роль в общем народно-хозяйственном балансе страны.

В этом смысле производство химических товаров и потребление химического сырья предъявляют свои требования к работе сушильного оборудования по линии эффективного применения новейших методов и достижений науки и техники.

2. Общая схема сушильной установки

В отличие от удаления влаги в выпарных установках, где под действием тепла материал нагревается выше температуры заключающейся в нем жидкости, в сушилках температура жидкости в материале не доводится до точки кипения, а имеет место испарение воды с поверхности высушиваемого вещества. По мере такого испарения влаги создается внутренняя диффузия воды в материале от центра к поверхности, имеющая различную степень интенсивности и зависящая в основном от влажности высушиваемого материала, физико-химической его структуры, температуры сушки и ряда других факторов, освещенных ниже.



Фиг. 1. Схема сушильной установки.

Общая схема сушильной установки представлена на фиг. 1. Предназначенный к высушиванию материал с начальной влажностью $w_1\%$ поступает в изолированное помещение — сушильную камеру B, где входит в соприкосновение со средой более

высокой температуры благодаря подведению тепла из генератора A. В итоге взаимодействия между тепловым потоком Q и поверхностью загруженного вещества в последнем начинается испарение влаги, поглощаемой заполняющим сушильную камеру газом (например воздухом). В итоге сушки материал оставляет камеру с уменьшенной конечной влажностью $w_2\%$, а насыщенный водяными парами газ отсасывается из камеры либо вентилятором C, либо удаляется в вытяжную трубу под действием естественной тяги. Подвод необходимого тепла Q из генератора A может быть осуществлен различными методами: непосредственным соприкосновением горячего тела с высушиваемым продуктом (например сушка на металлических полах плитках, обогреваемых изнутри паром), лучеиспусканием, и наконец, носителем тепла может служить какой-либо газ, циркулирующий возле материала. В последнем случае теплоносителем для температур порядка $40-110^\circ$ является атмосферный воздух. Ценные свойства подогретого атмосферного воздуха поглощать в своем

объеме определенное количество водяных паров выдвигают его использование на одно из первых мест. Генератором тепла в этом случае является калорифер, обогреваемый паром давления 2-8 ат. В зависимости от способа подачи и пребывания продукта в сушильной камере, рода теплоносителя и материалов сушки различают многочисленные конструктивные разновидности сушилок, подробно классифицированные и описанные в последующих главах.

Таким образом основными элементами сушильной установки являются:

- 1) генератор тепла — в виде парового котла, огневой топki парового калорифера или электрического нагревательного прибора,
- 2) сушильная камера, где происходит собственно процесс извлечения влаги,
- 3) устройства, создающие необходимые скорости циркулирующего теплоносителя и обеспечивающие отвод влаги.

К вспомогательным элементам установки относятся: коммуникационные линии с арматурой, загрузочно-разгрузочные устройства и приборы для регулирования и измерения работы сушилок.

3. Теория сушки. Статика и динамика сушки

Теория сушки делится на: 1) статику сушильных процессов и 2) на динамику их.

Статика сушки охватывает комплекс вопросов, рассматривающих физические свойства газа-теплоносителя (воздуха), тепловые и материальные балансы сушильного процесса и вытекающие из первых двух основы расчета сушилок. Теория статики сушки в настоящее время хорошо разработана благодаря работам целого ряда исследователей [Гаусбранд, Молье, Гирш, ВТИ (Всесоюзный теплотехнический институт) и др.]. Основы статики сушки подробно разобраны в гл. 3 и 4.

Динамика сушки рассматривает процесс испарения влаги из материала, изучает законы, которым этот процесс подчиняется, анализирует время и режимы сушки. Исследовательскими работами Льюиса, Шервуда, Титля, сушильной лаборатории ВТИ и др. установлена зависимость между протеканием процесса и свойствами высушиваемого продукта. К числу последних относятся: вязкость продукта, его температуроустойчивость, желательность и возможность с технологической стороны вести сушку в максимально измельченном состоянии с целью интенсификации теплообмена, а с ним и испарения влаги. Все отмеченные обстоятельства с учетом температуры в сушильной камере и толщины слоя вещества определяют в целом скорость диффузии влаги от центра слоя к его поверхности, а с ней и время (продолжительность) сушки.

Динамика сушильного процесса и особенно увязка ее со статикой не имеет еще законченной надежной теории, которая давала бы возможность определить наиболее рациональный для данного случая тип и предел сушильного процесса, основанный на физико-химической структуре материала. Наибольшее обоснование получали в настоящее время изучение законов диффузии влаги (для неко-

торых видов материалов) и применяемость известного закона Дальтона.

Закон Дальтона (1803 г.) определяет количество воды, испаряемой со свободной поверхности в зависимости от парциальных давлений водяного пара следующим соотношением:

$$W_0 = \frac{c (P_n - P_n)}{B} \cdot 760 \quad \text{г/м}^2 \text{час}, \quad (A)$$

где W_0 — количество воды в г, испаряемой в час с 1 м² поверхности, c — константа, зависящая от скорости движения протекающего воздуха и его плотности и в среднем равная:

при слабом движении воздуха $c = 33 \text{ г/м}^2 \text{ час мм Hg}$
 „ умеренном „ „ $c = 42 \text{ г/м}^2 \text{ час мм Hg}$
 „ быстром „ „ $c = 52 \text{ г/м}^2 \text{ час мм Hg}$

P — давление водяного пара при температуре испаряющейся воды в мм Hg,

P_n — парциальное давление пара в окружающей среде в мм Hg,

B — барометрическое давление в мм Hg.

Более точно величина константы c на основе опытов сушильной лаборатории ВТИ¹⁾, проведенных при температурах воздуха до 300° и при высоком его насыщении определяется уравнением

$$c = 12,5 + 40 (\gamma v)^{0,706} \text{ г/м}^2 \text{ час мм Hg},$$

где γ — уд. в. воздуха в кг/м³,

v — действительная скорость воздуха в м/сек.

Экспериментальная проверка пределов применимости формулы Дальтона привела в итоге работ Вейленмана и Штеллинга, Ширбека, Свенсона, Траберта²⁾ к ряду поправок. Уточненное уравнение Траберта и пример его использования в расчетной технике сушилок приведен ниже в главе 10 [уравнение (140)].

Заметим, что решающим множителем в уравнении (A) является разность парциальных давлений $P_n - P_n$, влияющая сильнее других факторов на величину количества испаряемой влаги.

4. Движение влаги в высушиваемом продукте, как основа динамики сушки

Механизм движения влаги в капиллярах высушиваемого вещества, изученный путем многочисленных опытов и испытанный, выявил некоторые основные положения, определяющие в целом скорость (т. е. время) сушки.

Различают два вида влаги: 1) свободная влага и 2) устойчивая, или связанная, влага. Свободная влага материала в свою очередь делится на влагу до критической точки и влагу после критической точки (о критической точке см. ниже).

¹⁾ „Технич. энциклопедия“, том 22, стр. 486, ст. К. Бондаренко.

²⁾ Указатель литературы, № 15.

Свободная влага есть та влага, которая подлежит удалению из материала в процессе сушки, т. е. представляет собой всю влагу материала за вычетом устойчивой (для данного режима).

Устойчивой или связанной влагой можно назвать влагу материала, устанавливающуюся в нем на основе равновесия с влагой воздуха, т. е. когда давление пара у материала равно парциальному давлению пара в окружающем воздухе ¹⁾ и температура материала равна температуре воздуха.

Величина устойчивой влажности зависит от природы материала и состояния окружающего воздуха и не зависит от размеров куска.

Если материал высушен до более низкого содержания влаги, то он поглощает влагу из воздуха (процесс абсорбции), длительность которого уже зависит от размеров куска, причем конечная влажность иногда оказывается ниже устойчивой (на 1—3%), т. е. процессы сушки и абсорбции не всегда обратимы.

Величина устойчивой влажности дает понятие о пределе, до которого нужно сушить материал. В табл. IV (в конце книги) приведены величины устойчивой влажности для разных материалов в зависимости от относительной влажности воздуха.

С самого начала сушки испаряющаяся с поверхности влага создает разность концентраций между поверхностным слоем материала и следующим за ним, вызывающую диффузию влаги от центра к периферии. Эта диффузия влаги по направлению от центра к поверхности тела называется внутренней диффузией в отличие от внешней диффузии образующихся паров через воздушную пленку в воздух. Внутренняя диффузия зависит от структуры высушиваемого материала и относится к физико-химической стороне динамики сушильного процесса. Внешняя диффузия определяется на основе теории паро-воздушной смеси (см. ниже гл. 3). Сочетание обоих факторов и дает весь процесс сушки в целом.

Наличие факторов, зависящих от специфических физико-химических свойств высушиваемого продукта, вызывает необходимость вводить в расчетное уравнение диффузии „константу диффузии“, характеризующую теплопроницаемость тела и механизм движения влаги в капиллярах его слоев.

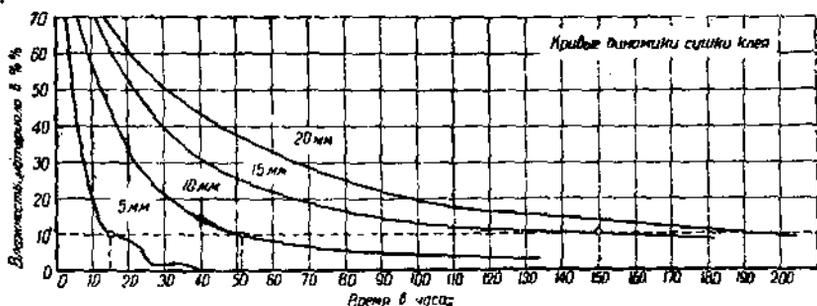
Определение подобных констант практически сводит данную сторону вопроса к экспериментальным исследованиям режима производственных и лабораторных сушилок с последующей графической обработкой найденного цифрового материала в виде кривых в координатах: „время сушки — влажность материала“, „влажность материала — влагосодержание воздуха“ и т. д. в определенных температурных интервалах, зависящих от технологических условий.

Изучение подобного рода кривых дает для расчета вновь проектируемой или рационализируемой сушильной установки одну из основных величин — время сушки, и, с другой стороны, выявляет те пути, по которым следует направить или изменить в ту или иную сторону продолжительность процесса.

¹⁾ Подробно об этом см. гл. 3.

Примеры подобных кривых, найденных путем специально поставленных опытов, представлены на фиг. 2, 3, 4 и 5.

Фиг. 2 изображает график процесса сушки плиточного костяного клея, дающий зависимость между влажностью материала и временем сушки при данной средней температуре для разных первоначальных толщин плитки. По этим кривым можно найти, что

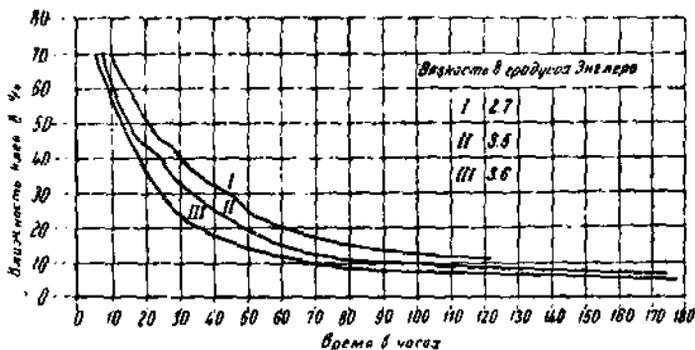


Фиг. 2. Кривые динамики сушки клея разной толщины.

требуемая технологическими условиями и стандартом конечная влажность высушенного клея $w_2 = 10\%$ может быть достигнута:

для	плиток	толщиной	5	мм	в	течение	15	час.
"	"	"	10	"	"	"	52	"
"	"	"	15	"	"	"	150	"
"	"	"	20	"	"	"	200	"

Фиг. 3 представляет график сушки того же клея, начальной толщиной плитки 15 мм в зависимости от вязкости, построенный в тех же координатах: „время — влажность“.



Фиг. 3. Кривые динамики сушки клея различной концентрации.

Фиг. 4 демонстрирует аналогичный график для сушки березовых досок по Тиману¹⁾, где кривая *M* дает влажность материала со стороны входа воздуха (т. е. в месте наиболее быстрой сушки),

¹⁾ Указатель литературы, № 5.

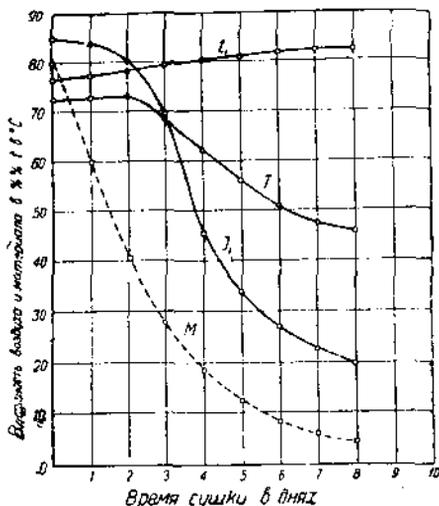
кривая J — влажность воздуха, t_1 и T — соответствующие температуры воздуха и материала.

Фиг. 5 дает зависимость изменения времени сушки и влажности материала для фиолетового лака при разных скоростях циркулирующего воздуха по испытаниям ВТИ¹.

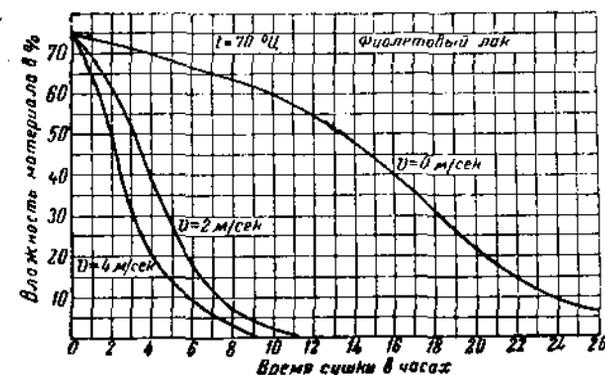
Анализ приведенных выше и других подобных графиков показывает, что кривые, в особенности при сушке плоских материалов, идут сначала в виде прямых линий, далее имеют точку перегиба и переходят затем в плавную обращенную выпуклостью к оси абсцисс кривую. Точка перегиба, называемая еще рельефнее, если график работы сушилки построить в координатах: „скорость сушки — время“, понимая под скоростью сушки $\frac{dG}{dt}$ количество влаги, испаряемое

с 1 м^2 поверхности материала в кг/час . Фиг. 6 изображает такой график, где ординатой служит скорость сушки, а абсциссой время сушки в минутах. Известный исследователь

ветвствии с этим весь процесс сушки на



Фиг. 4. Динамика сушки дерева по Тиману.



Фиг. 5. Динамика сушки фиолетового лака.

периодом внешней диффузии, тождественен с процессом испарения влаги со свободной поверхности и может быть подсчитан по приведенному выше уравнению Дальтона, где количество испаренной влаги дается в зависимости от парциальных давлений паров воз-

Шервуд делит в соответствии с этим весь процесс сушки на два периода: период постоянной скорости и период убывающей скорости. Второй из них, как видно, например, из фиг. 2, занимает значительную часть всего времени сушки, составляя для твердых тел различного вида 50—80% времени процесса и доходя до 100% при сушке веществ с малым содержанием влаги.

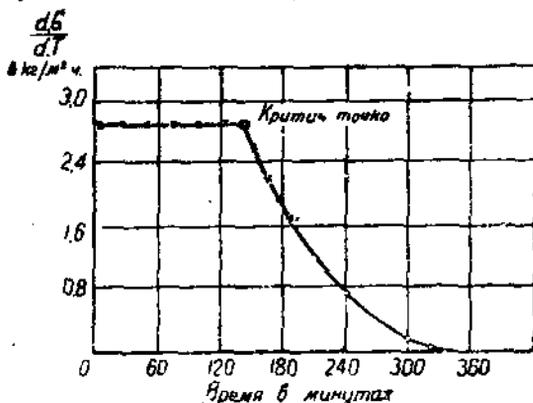
Период постоянной скорости является периодом внешней диффузии, тождественен с процессом испарения влаги со свободной поверхности и может быть подсчитан по приведенному выше уравнению Дальтона, где количество испаренной влаги дается в зависимости от парциальных давлений паров воз-

¹ Указатель литературы, № 10.

духа и скорости последнего. Второй период протекает за счет внутренней диффузии влаги в порах и капиллярах высушиваемого материала, и математическое оформление расчетной формулы приводит к довольно сложным уравнениям, возможность применения которых, как уже отмечено было выше, зависит от экспериментального определения ряда констант.

Адресуя интересующихся этим вопросом к обстоятельной работе инж. Колесникова и Лыкова¹⁾ заметим, что инж. Гирш, исследуя этот вопрос в известной своей книге²⁾ и уделив много внимания изучению гигроскопического состояния материала в процессе сушки, определяет, однако, время сушки, рассматривая таковую как процесс

поверхностного испарения. В отношении влияния свойств материала Гирш приходит к следующим выводам³⁾: учет влияния свойств материала при расчете сушительного процесса сложен, с одной стороны, и связан с многими допущениями, с другой; поэтому предпочтительнее опытное определение целесообразного ведения сушки.



Фиг. 6. График зависимости производительности от времени.

Заканчивая обзор вопросов динамики сушительного процесса, надо

прийти к выводу, что фиксацию продолжительности сушки и режима ее работы следует производить на основе правильно поставленных опытов.

5. Экономика сушительного процесса. Условия для проектирования сушилок

Экономическая сторона процесса высушивания состоит в учете следующих показателей работы сушительных установок:

- напряжение поверхности испарения, т. е. количество W_0 кг/час влаги, испаряемой с 1 м^2 поверхности высушиваемого материала,
- расход тепла q_0 Ккал/кг (в б. калориях) испаренной воды,
- расход пара D_0 кг/кг испаренной влаги,
- расход электроэнергии в кВт на 1 кг высушенного продукта или на 1 кг испаренной воды,
- эксплуатационные расходы на текущий ремонт, обслуживание, амортизацию и накладные расходы, приведенные к 1 кг испаренной воды или 1 кг сухого продукта,

¹⁾ Указатель литературы, № 13.

²⁾ Указатель литературы, № 1.

³⁾ Указатель литературы, № 3.

е) степень механизации загрузки и разгрузки высушиваемого материала.

В конечном итоге может быть скалькулирована проектная и фактическая стоимость сушки весовой единицы продукта и проведено сравнение с подобными же удельными расходами и нормами на других однотипных или смежных производствах.

Продуманная увязка и согласование всех элементов сушильной техники с теорией статики и динамики сушильного процесса и составляет сущность изучения, освоения и правильной эксплуатации сушильных установок.

Для проектирования последних представляется необходимым заранее иметь следующие данные:

1) производительность или пропускная способность сушилки,
2) время (продолжительность) сушки при заданной средней температуре сушки,

3) начальная влажность материала, поступающего в сушилку,

4) конечная влажность высушенного материала,

5) максимально допустимая температура сушки, возможная с точки зрения сохранности продукта,

6) максимально допустимая температура теплоносителя, выше которой не должен нагреваться материал по технологическим условиям,

7) достижимая степень насыщения оставляющего сушильную камеру теплоносителя,

8) температура, до которой нагревается высушиваемый продукт,

9) тепловые потери, имеющие место вследствие лучеиспускания и отражения тепловых лучей в момент соприкосновения теплоносителя со слоем материала,

10) перепад давлений во всасывающей и нагнетательной части сушильной камеры,

11) к. п. д. и техническая характеристика располагаемого или проектируемого генератора тепла (например давление пара, напряжение тока и конструкция калорифера и т. д.),

12) вопросы механизации сушильного процесса,

13) требования, предъявляемые по линии техники безопасности сушильной установки,

14) специальные технические условия для высушиваемого продукта (например взрывобезопасность, требования стандарта, условия для упаковки или последующей обработки и т. п.),

15) желательный или предлагаемый род теплоносителя,

16) специальные требования конструктивного порядка (например увязка с конвейерным потоком производства).

Особенно важно заранее фиксировать режим сушки, т. е. наилучшие условия сушки и длительность процесса, вытекающие как из характерных параметров теплоносителя, так и зависящие от формы, размеров материала, интенсивности его перемешивания, начальной и конечной влажности.

Далее, следует учесть аэродинамические факторы процесса. Последние заключаются в том, чтобы создать при высушивании надлежащие скорости теплоносителя, предусмотреть и конструк-

тивно обеспечить циркуляцию потоков воздуха, учесть гидравлические сопротивления при движении его в трубах, каналах, между слоями материала, сообщить воздуху такое направление при его прохождении через сушильную камеру, которое максимально использовало бы естественную циркуляцию вследствие конвекции (разности весовых столбов) и т. п. Сюда же относится и расчет тяговых устройств, которые должны быть спроектированы и установлены, имея в виду худшие, т. е. летние условия, когда атмосферный воздух максимально насыщен водяными парами.

Все упомянутые вопросы разобраны в последовательном порядке в гл. 4, 5 и 6.

Прежде чем вплотную перейти к изучению этих тем, необходимо остановиться на классификации сушильных агрегатов.

2517

КЛАССИФИКАЦИЯ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. Задачи и методы классификации

Вряд ли найдется еще одна категория заводского оборудования, отличающаяся столь пестрой и многообразной номенклатурой типов конструкций и технических методов, какие мы встречаем в сушильных установках.

Обилие разнообразных форм сушильной техники ставит во всей широте вопрос о необходимости при изучении сушки и сушилок начать таковое с широко развернутой классификации.

Составленная по методу охвата отдельных сторон характеристики сушильных агрегатов, такая классификация преследует следующие задачи:

а) лучшее освоение технической характеристики, б) анализ конструктивных особенностей, в) выявление возможности и целесообразности применения в данном технологическом процессе, г) детальный разбор отдельных типов по основным показателям их работ, д) научная база для стандартизации и паспортизации.

Ведущими отличительными признаками (факторами) классификации сушильных установок являются:

1) режим работы, 2) способ подвода тепла, 3) род теплоносителя, 4) характеристика циркуляции теплоносителя, 5) основные внешне-конструктивные признаки, 6) степень механизации, 7) метод удаления избыточной влаги.

Попытки отнести каждую существующую сушилку к одной определенной группе, а все сушилки разделить на ряд таких немногочисленных групп заранее обречены на неудачу, так как могут затенить отдельные характерные свойства сушильной установки, дать неполное ее описание и вряд ли окажутся убедительными с точки зрения детального изучения техники данного оборудования.

Приведенная ниже классификация построена на принципе параллельного обзора описываемых аппаратов по отдельным семи признакам, из которых каждый признак присущ любой сушильной установке.

Обратно, каждая сушилка может иметь в пределах отдельного признака свои отличительные особенности.



2. Распределение сушильных аппаратов по признакам классификации

I. По режиму работы сушилки можно разделить на две основных категории:

- 1) сушилки с постоянным режимом работы,
- 2) сушилки с переменным режимом работы.

Первая категория сушилок — постоянного режима работы — характеризуется тем, что материал равномерно подводится и отводится из места сушки, изменяя свое установившееся во времени состояние только в зависимости от местонахождения в сушильном помещении. Другими словами, в каждой данной точке сушилки взаимодействие между высушиваемым веществом и теплоносителем сохраняется постоянным. Эти сушилки применяются для сушки материалов одинаковых размеров и однородного состава, например плиточного клея, керамических изделий, бумаги, сахарных голов, жидких растворов солей, однородных суспензий, и принимают различное конструктивное оформление (каналовые, барабанные, корытные, распыливающие) в зависимости, главным образом, от свойств объекта сушки и выбранного рода теплоносителя.

Вторая категория сушилок — переменного режима работы — охватывает установки с периодической загрузкой и разгрузкой, отличающиеся тем, что состояние высушиваемого продукта определяется не только в зависимости от его местонахождения в сушильной камере, но в каждой точке сушильной камеры также в зависимости и от времени его пребывания. Применение подобных сушилок целесообразно для материалов с весьма точно заданным конечным содержанием влаги, т. е. не допускающих пересушки. При этом материал во время сушки остается неподвижным или перемешивается (но не перемещается). К данной группе сушилок относятся камерные, полочные, также вакуумсушильные шкафы, многочисленные примеры которых рассмотрены и критически оценены в последующих гл. 8, 9 и 10.

II. По способу подвода тепла следует различать:

1) сушилки контактные, т. е. с непосредственным соприкосновением материала с поверхностью нагрева, где воздух или иной газ, окружающий материал, служит только для отвода испаряющейся влаги;

2) сушилки, в которых необходимое для испарения влаги тепло передается материалу от газа-теплоносителя (например воздуха, перегретого пара), омывающего слой высушиваемого продукта и уносящего с собой удаленную воду;

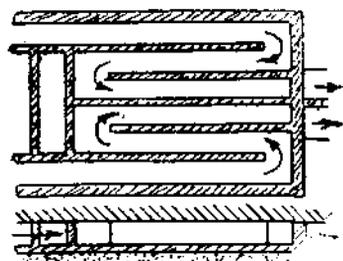
3) сушилки, в которых применены совместно оба предыдущих метода.

Примером первой группы могут служить сушилки для соли, солода, хлористого калия, костяного угля, селитры, состоящие из плоских кирпичных или железных плит, омываемых дымовыми газами преимущественно отходящими газами котельных установок (фиг. 2). Более совершенной установкой является сушилка для мелкого угля, большой влажности в брикетных производствах,

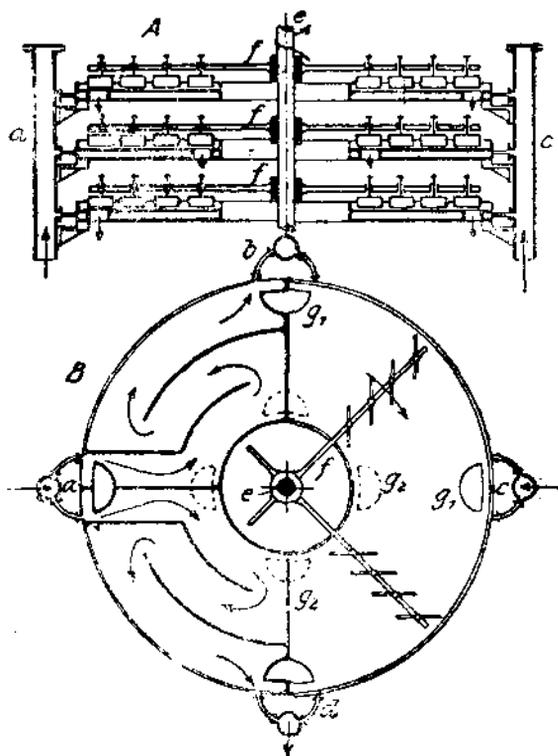
изображенная на фиг. 8, где обогрев производится паром в полых неподвижных тарелках, числом 13—27, на которых продукт постепенно перемещается вращающимися гребками f через люки $g_1—g_2$ сполки на полку, двигаясь навстречу пару (давления порядка 3—4 ат). Последний направляется вверх по вертикальным трубам a и c , спиральными потоками омывает поверхность нагрева и уходит в виде конденсата по трубам b и d .

Примеры второй — наиболее распространенной на практике группы представлены ниже в гл. 8.

Наконец, иллюстрацией третьего комбинированного метода подвода тепла может явиться трубчатая сушилка (фиг. 9), где помимо парового нагрева через поверхность 80—100-мм трубок подаваемый через бункер l материал омывается также и подогретым воздухом, вступающим по каналу g и выходящим через трубу f . Движение материала обеспечивается вращением барабана h , в нижней



Фиг. 7. Схема сушки дымовыми газами.

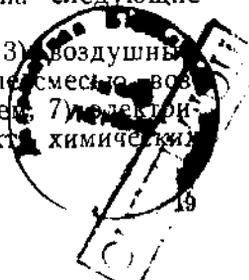


Фиг. 8. Сушилка для угля с паровым обогревом.

части которого i высушенный продукт покидает сушилку. Пар подается через полую цапфу a , а конденсат стекает через полую цапфу b барабана.

III. По роду теплоносителя сушилки делятся на следующие группы:

- 1) огневого обогрева, 2) парового нагрева, 3) воздушного,
- 4) отапливаемые дымовыми газами, 5) отапливаемые смесью воздуха и дымовых газов, 6) с жидкостным теплоносителем, 7) электрического нагрева, 8) применяющие пары — продукты химического производств.

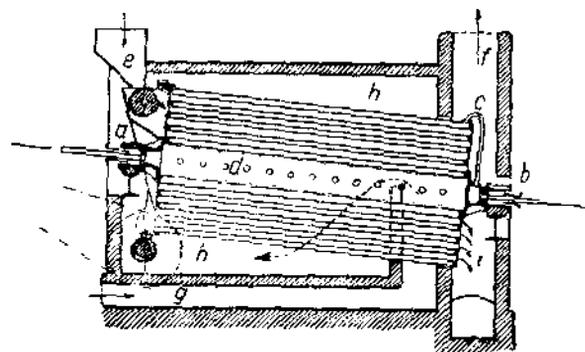


Первая группа в химической промышленности применяется редко (преимущественно для прокатки), вторая встречается в так называемых сушильных вальцах для сушки суспензий и смесей в тонком слое и в трубчатых сушильных аппаратах, подобно описанному выше.

Сушка при помощи воздуха является одним из распространенных сушильных процессов, многочисленные разновидности которых приведены в гл. 7 и следующих.

Применение воздуха объясняется целым рядом соображений, к которым относятся: влагоемкость подогретого воздуха, простота и легкость достижения обычных в практике сушки температур порядка 40—110°, относительная чистота воздуха.

Для сушки в больших количествах температуроустойчивых материалов, требующих при испарении влаги относительно высокой температуры, применяются в качестве теплоносителя дымовые газы в виде продуктов сгорания в специальных топочных устройствах твердого, жидкого или (реже) газообразного топлива.



Фиг. 9. Трубчатая сушилка.

Эта категория сушилок получила значительное распространение в химической промышленности в виде барабанных сушилок — вращающихся слегка наклонных длинных цилиндров, где высушиваемый продукт постепенно движется навстречу потокам дымовых газов, направляемых из топки и отсасываемых в дымовую трубу или в эксгаустер. В барабанных сушилках производится высушивание солей сульфат-аммония, аммиачной селитры, амофоса, преципитата, литопона, каолина, полуфабрикатов цементной и керамической промышленности и т. д.

Подробное описание и расчет данной группы сушильных установок выделены во вторую часть книги.

Смесь воздуха и дымовых газов, точнее, введение первого в объем газов, вызывается требованиями уменьшения средней температуры сушки и может происходить на отдельных этапах установки.

Недостатком сушки при помощи дымовых газов являются большие тепловые потери, вызываемые отсутствием или недостаточностью изоляции сушильных барабанов, высокой разностью температур и значительной величиной наружной поверхности барабана (потери от излучения и лучеиспускания).

Более положительным свойством сушки дымовыми газами по сравнению с воздушными сушилками является более совершенное использование первичного тепла топлива, так как воздух, нагреваемый паром или (редко) теми же дымовыми газами, является

в сущности косвенным или, так сказать, теплоносителем второй степени, что понижает общий термический к. п. д. установки. Короче говоря, при сушке воздухом каждый кг сожженного топлива расходуется на производство пара, не все теплосодержание которого используется в калорифере для нагрева воздуха. В сушилках же, отапливаемых дымовыми газами, теплота как продукт сгорания топлива используется полнее и непосредственно передается через теплоноситель высушиваемому материалу.

Теплоноситель в виде жидкости — чаще всего циркулирующего минерального масла — применяется в сушилках с передачей тепла материалу через поверхность нагрева, например через полые плиты, двойные стенки сушильной камеры-шкафа, в тех случаях, когда применение пара может в случае повреждения стенки поверхности нагрева вызвать взрыв или нежелательную бурную реакцию в объекте сушки (окисление и т. п.), что имеет место в некоторых производствах из области органической химии.

Сушилки с электрообогревом нашли применение в лабораторной и научно-исследовательской областях, где изучение процесса сушки должно сопровождаться точнейшей регулировкой температуры процесса, в каковом направлении электрический ток предоставляет наилучшие возможности.

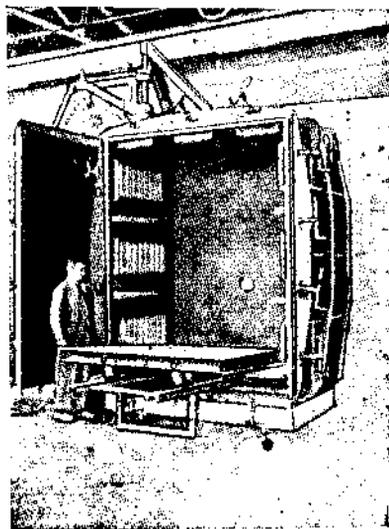
Кроме того встречаются электрические сушилки в небольших промышленных масштабах, например в вакуумсушке электрических кабелей, представленной на фиг. 10.

Пары химических продуктов, например ртути, дифенила, дифенилоксида и другие газы высокой температуры (не ниже 150—200°) могут с успехом быть использованы, как теплоносители сушильного процесса в тех производствах, где названные пары являются смежными, промежуточными или остаточными объектами технологического процесса, и таким образом экономически оправдывает свое использование непосредственно в сушильном аппарате или косвенно в нагревательном приборе воздушной сушилки.

IV. По характеристике циркуляции теплоносителя сушильные установки могут быть разграничены по следующим группам:

а) по направлению потока:

- 1) сушилки с продольным прямым потоком теплоносителя
- 2) " с продольным противотоком теплоносителя
- 3) " с поперечным потоком теплоносителя
- 4) " со смешанным (турбулентным) потоком теплоносителя.



Фиг. 10. Вакуумсушилка с электрообогревом.

Схемы всех четырех способов взаимодействия путей теплоносителя и материала сушики представлены на фиг. 11.

В сушилках проточных материал с максимальным содержанием влаги встречает при входе в сушилку газ-теплоноситель с минимальным влагосодержанием и, обратно, на выходе высушенный продукт, имея меньше влаги, соприкасается с теплоносителем пониженной температуры, но возросшего влагосодержания.

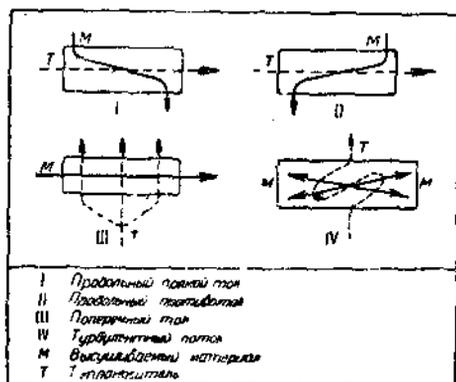
Таким образом этим группам сушилок присуща относительно низкая температура высушенного материала.

Инж. М. Гирш рекомендует применение проточных сушилок в следующих случаях:

а) для материалов, лучше поддающихся интенсивной сушке во влажном состоянии, чем в более сухом;

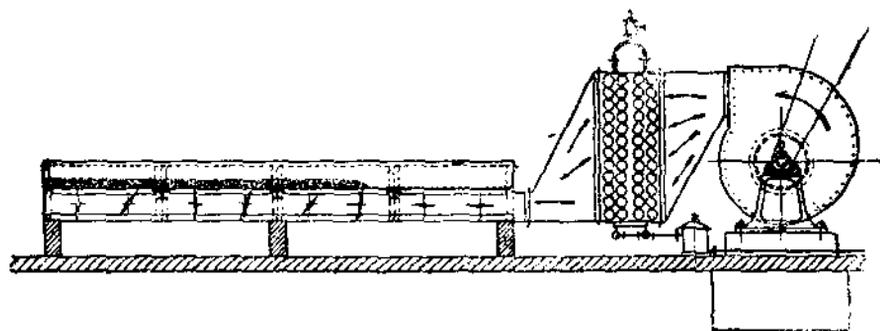
б) для материалов, не переносящих в высушенном состоянии высоких температур;

в) для материалов, мало гигроскопичных в конце сушки и поэтому обеспечивающих хорошее использование газа-теплоносителя.



Фиг. 11. Схема потоков теплоносителя.

Противоточные сушилки обеспечивают минимальное влагосодержание при низких температурах и предпочтительно применяются для высушивания материалов, не переносящих быстрой сушки при

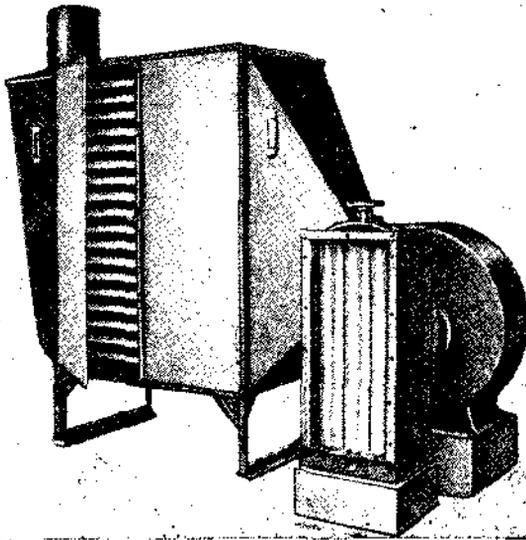


Фиг. 12. Сушилка с плоскими плитами.

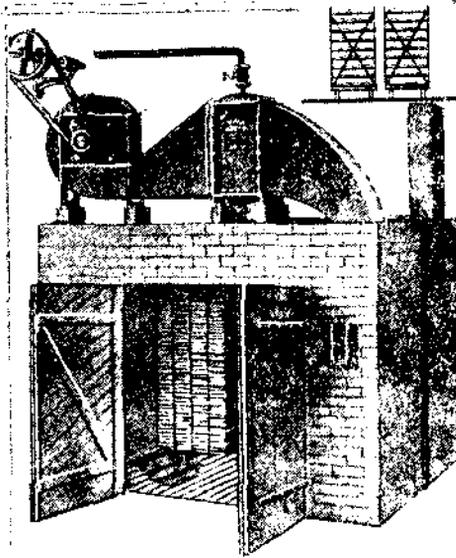
большом начальном влагосодержании и не чувствительных к высоким температурам при высушенном состоянии.

Сравнение обоих типов потока выявится после рассмотрения теории процесса.

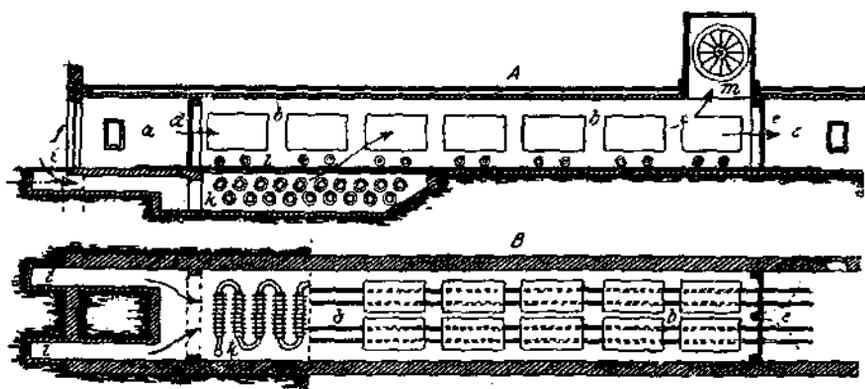
Сушилки поперечного тока применяются при материале нечувствительном до и после сушки к высоким температурам, когда



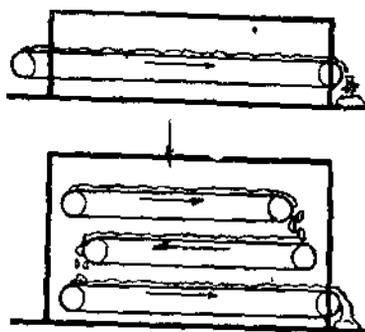
Фиг. 13. Сушильный шкаф с полками.



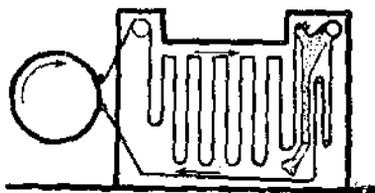
Фиг. 14. Камерная сушилка.



Фиг. 15. Какаловая сушилка.



Фиг. 16. Схема ленточной сушилки.



Фиг. 17. Схема петлевой сушилки.

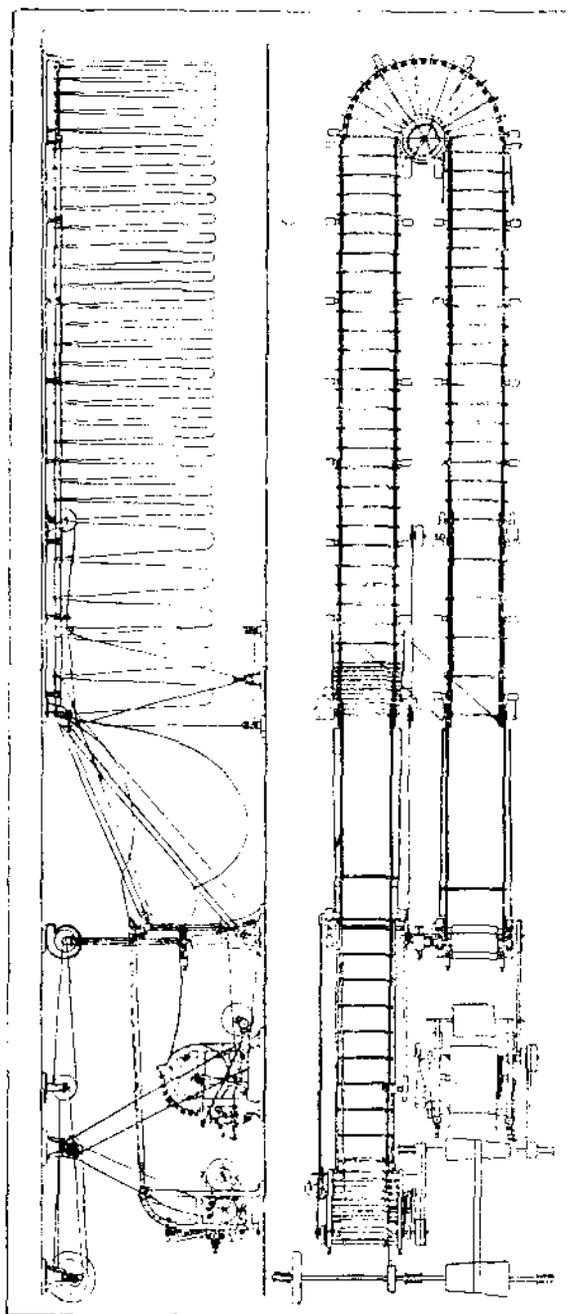
материал при любой влажности хорошо переносит быструю сушку и надежность в таковой диктуется производственными соображениями.

Смешанный поток теплоносителя имеет место в высушивании распылением, отличающимся весьма интенсивным перемешиванием пульверизируемого вещества с воздухом благодаря вихревым спирально-круговым потокам последнего.

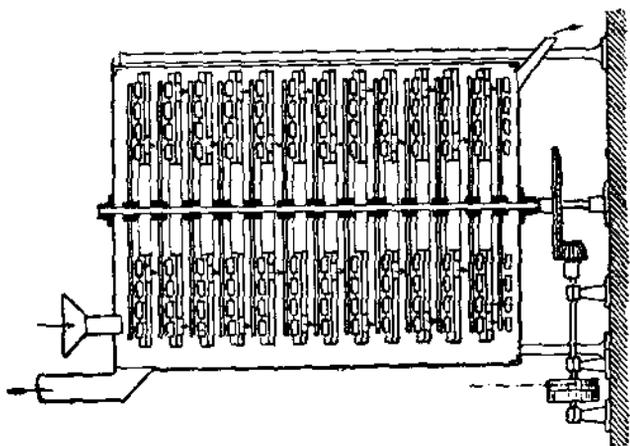
б) по силам, вызывающим циркуляцию, различают сушилки с естественной тягой газотеплоносителя, и сушилки с искусственной тягой, создаваемой работой приточного вентилятора, эксгаустера или вакуумасоса как это подробно изложено в гл. 6.

V. По основным внешне - конструктивным признакам сушильные установки делятся на следующие типы (подробному описанию посвящена 7 гл):

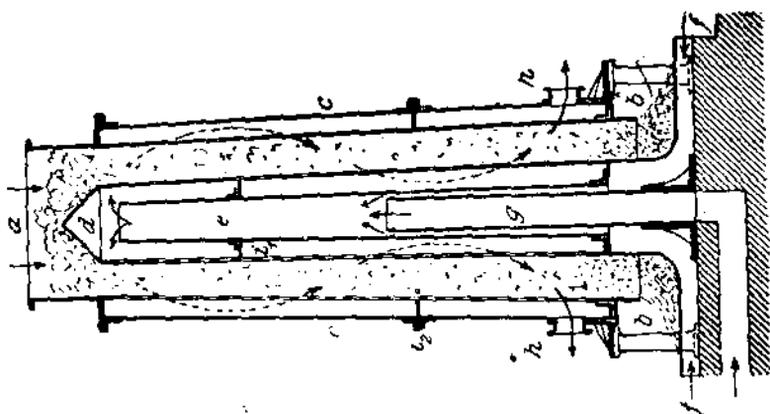
- 1) открытые, плиточные (тип жаровень) (фиг. 12);
- 2) шкафные с полками (фиг. 13);
- 3) камерные (одно и многокамерные (фиг. 14);
- 4) каналовые, или туннельные, изображенные на фиг. 15 (см. стр. 24).



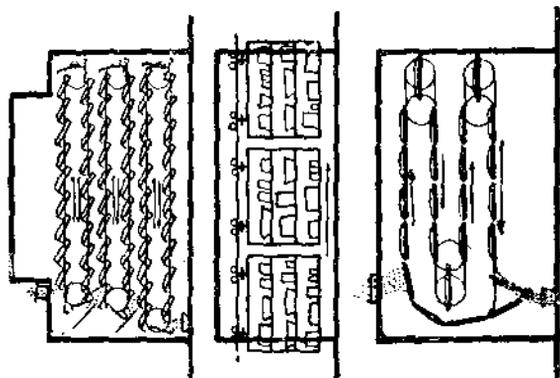
фиг. 18. Общий вид петлевой сушилки.



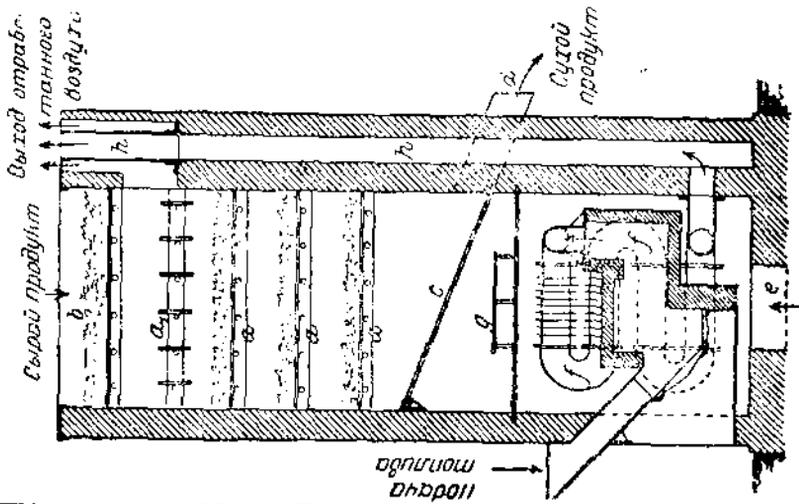
Фиг. 21. Полотная сушилка.



Фиг. 20. Шахтная сушилка.

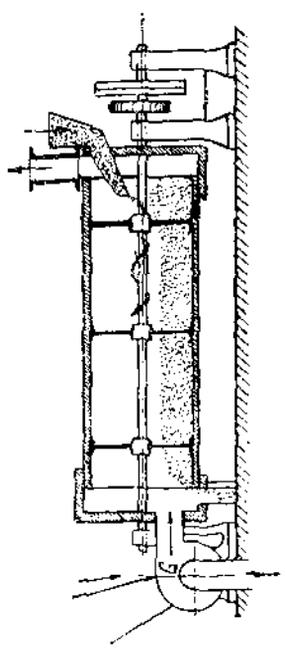


Фиг. 19. Типовые схемы конвейерных сушилок.

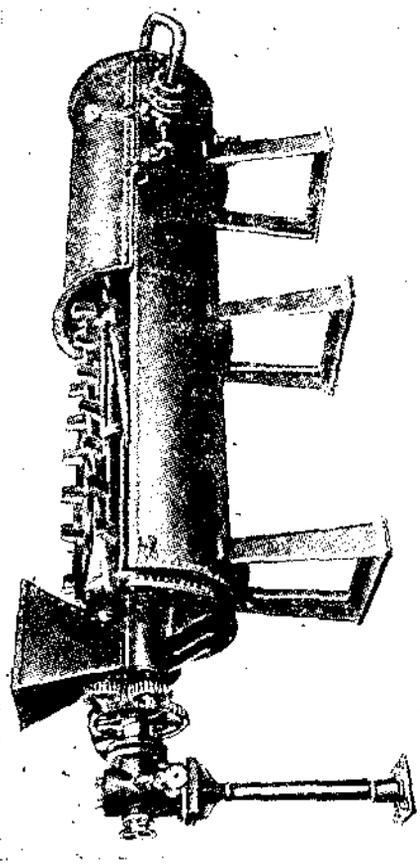


Фиг. 22. Полощная сушилка с вращающимися полками.

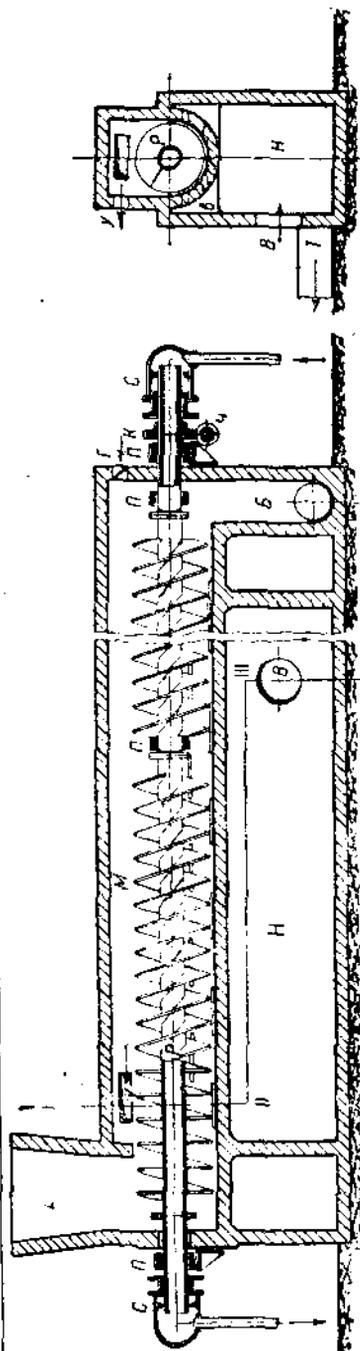
Фиг. 22. Полощная сушилка с вращающимися полками.



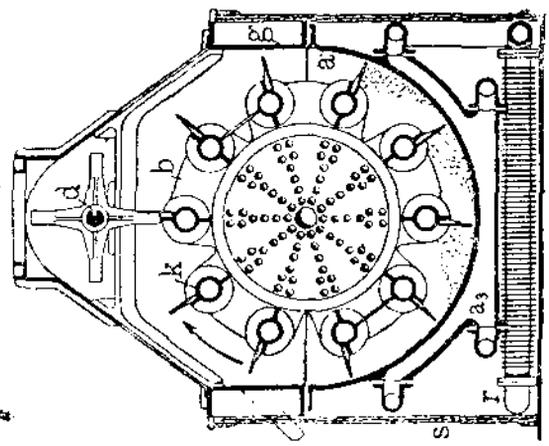
Фиг. 23. Барабанная сушилка.



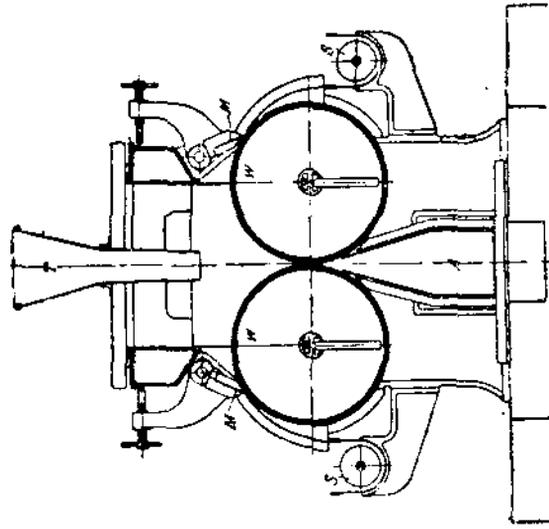
Фиг. 24. Барабанная сушилка с вращающимися дощками.



Фиг. 25. Шнековая сушилка.



Фиг. 27. Кормная сушилка.



Фиг. 26. Вальцевая сушилка.

- 5) ленточные (одно- и многоярусные) (фиг. 16);
 6) петлевые, схема которых изображена на фиг. 17, а общий вид установки для сушки фото-бумаги (после баритирования)¹⁾ на фиг. 18;
 7) конвейерные, выполняемые в виде звеньевых тарелок или подвесных монорельсовых транспортеров (фиг. 19);
 8) шахтные с передвижением материала от собственного веса (фиг. 20);

9) полочно-шахтные с вращающимися полками или с поворотными плитами - противнями (фиг. 21 и 22);

10) барабанные вращающиеся сушилки одинарные и многосекционные (фиг. 23);

11) барабанные стационарные с внутренним мешальным аппаратом (фиг. 24);

12) трубчатые (фиг. 9);

13) шнековые (фиг. 25);

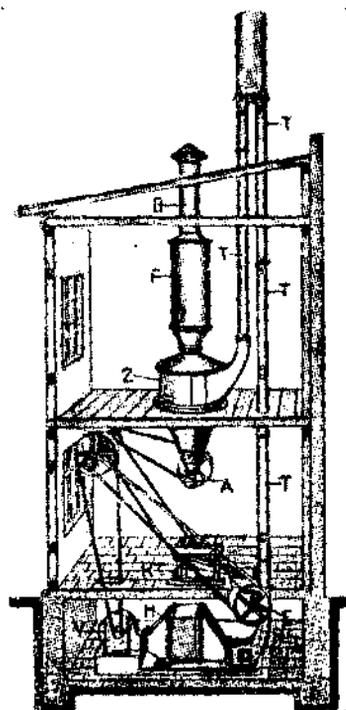
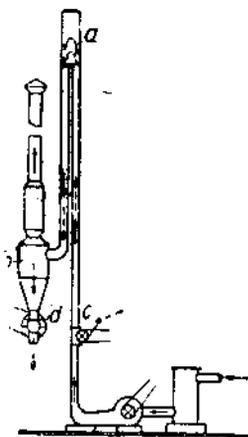
14) вальцевые атмосферные и вакуумные (фиг. 26);

15) корытные, представляющие комбинацию № 11 и 14 (фиг. 27);

16) распыливающие, в которых высушиваемый жидкий раствор приводится в распыленное состояние и в таком виде обогревается теплоносителем; этой группе сушилок уделена гл. 9;

17) пневматические (фиг. 28), в которых твердое вещество высушивается в токе горячего газа, будучи предварительно превращено в мелко дисперсное пылевидное состояние. Установки эти получили распространение при сжигании пылевидного топлива. Применение их в химическом производстве должно быть поставлено как новая проблема, заслуживающая особого внимания.

Из них типы 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 13, 14 и 15 — непрерывного действия, а остальные работают периодически. Кроме того, по степени упругости паров воздуха, отводящего влагу, различают нормальные сушилки, работающие под небольшим раз-

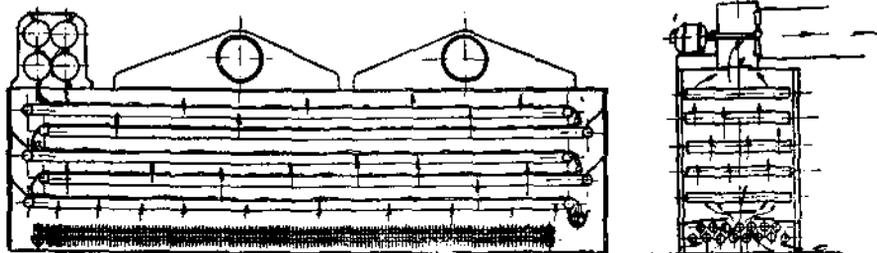


Фиг. 28. Схема пневматической сушильной установки.

¹⁾ Аппараты, изображенные в левой части, обрабатывают покрытие бумаги смесью, содержащей сульфат бария, желатин и другие наполнители.

режением, т. е. почти при атмосферном давлении, и сушилки с большой степенью разрежения—так называемые вакуумсушилки, которым сообразно с их удельным весом в химических производствах посвящена гл. 8.

Дополнительным конструктивным фактором, относящимся к сушке при помощи воздуха или иного подогреваемого газа, является локализация места подогрева, в зависимости от которой различают:



Фиг. 29. Сушилка с внутренним обогревом.

1) сушилки с внешним подогревом, у которых таковой имеет место в калорифере или топке вне сушильной камеры;

2) сушилки с внутренним подогревом, у которых нагревательные приборы размещены в самой камере;

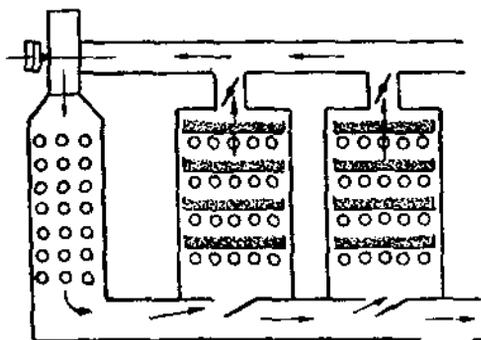
3) сушилки, комбинирующие оба предыдущие метода генерации тепла;

4) сушилки со ступенчатым подогревом, где имеет место многократное использование одного и того же объема теплоносителя

путем последовательного подогревания его в нескольких параллельно работающих топках;

5) сушилки с обратным использованием отработанного воздуха. Примерами сушилок первой группы могут служить сушилки, изображенные на фиг. 12, 15 и 22.

Вторая группа сушилок—с внутренним подогревом—представлена на фиг. 29. Схема третьей группы дана на фиг. 30. Наконец, су-

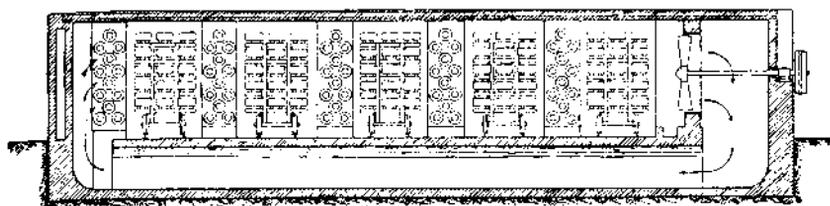


Фиг. 30. Схема сушилки с комбинированным обогревом.

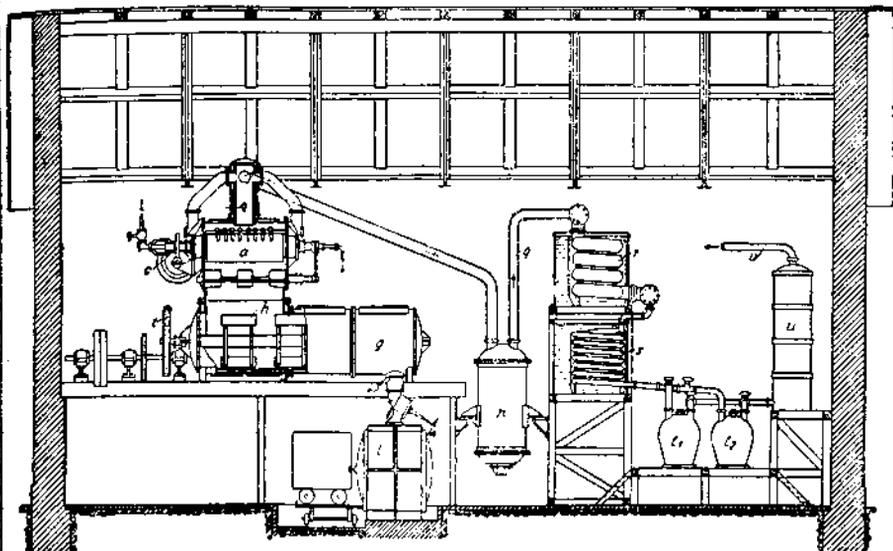
шилка со ступенчатым подогревом и многократным использованием воздуха изображена на фиг. 31, представляющим многокамерную установку для сушки шамотных и цементных кирпичей.

VI. По степени механизации различают сушильные установки:

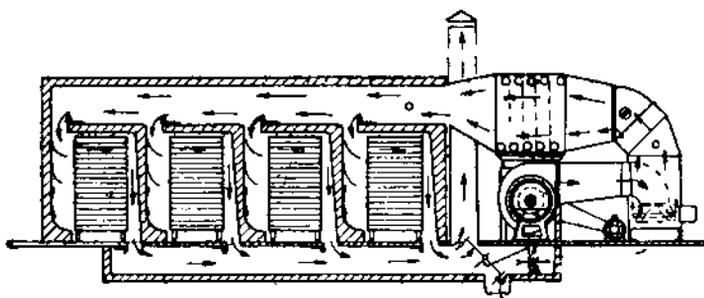
а) с ручной загрузкой и выгрузкой (камерные и каналовые);



Фиг. 31. Сушилка со ступенчатым подогревом.



Фиг. 32. Общий вид установки для отделения муравьиной кислоты от сульфата натрия.



Фиг. 33. Многокамерная воздушная сушилка.

б) с непрерывным питанием и опорожнением сушильного помещения (шахтные, конвейерные и барабанные);

в) автоматические сушилки закрытого типа, к которым приближается, например, вакуумсушильная установка по Б. Блоку, представленная на фиг. 32 и служащая для отделения муравьиной кислоты от сульфата натрия посредством испарения первой под вакуумом. После первичной отгонки паров муравьиной кислоты из барабана *a* влажный осадок попадает во вторую (нижнюю) сушилку *g*, снабженную размешивающим устройством, откуда окончательно высушенный сульфат натрия выгружается в шкаф *l*. Пары кислоты, пройдя пылеуловитель *p*, конденсируются в керамиковых холодильниках *r* и *s*, после чего попадают в туриллы t_1 и t_2 . Вакуум-насос (на фигуре не показан) присоединяется к трубопроводу *o* промывной башни *u*, задерживающей несконденсировавшиеся газы.

По методу удаления избыточной влаги сушильные установки делятся на две группы:

1) сушилки конденсационные, в которых влага из воздуха конденсируется в специальных аппаратах;

2) сушилки вентилируемые, где влага отводится вместе с отсасываемыми объемами теплоносителя.

На основе изложенной классификации изображенная на фиг. 33 сушилка может быть охарактеризована так:

„Многокамерная воздушная сушильная установка с переменным режимом работы, с внешним подогревом, с продольным противотоком, искусственной тягой и многократным использованием воздуха, с периодической разгрузкой и загрузкой, вентилируемая“.

ГЛАВА 3

ТЕОРИЯ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Атмосферный воздух является одним из наиболее распространенных видов теплоносителя, применяемых в сушильной технике. Ознакомление с основными свойствами воздуха составляет непременную предпосылку к освоению расчетной техники сушильного процесса.

1. Содержание водяного пара в воздухе. Относительная влажность

Составными частями атмосферного воздуха, интересующими нас при сушке, являются: сухой воздух и водяной пар. Последний полностью диффундирует в сухой части воздуха, и смесь обоих образует влажный воздух. Содержание воды в этой паро-воздушной смеси ограничено определенными пределами, обусловленными способностью атмосферного воздуха поглощать влагу. Многочисленными исследованиями установлено, что 1 м³ влажного воздуха при температурах до 100° находится в состоянии насыщения, если содержащийся в нем водяной пар весит столько же, сколько 1 м³ насыщенного водяного пара равной с воздухом температуры. Таким образом максимальный вес влаги в 1 м³ воздуха равен уд. весу содержащегося в этом воздухе насыщенного пара. В конце книги приведены: табл. I, дающая свойства атмосферного воздуха, и табл. II для насыщенного водяного пара по Моллье. Беря на выдержку воздух, полностью насыщенный водяными парами, например при +20° находим по табл. I вес водяного пара в 1 м³ воздуха при нормальном атмосферном давлении равным $d = 0,0172 \text{ кг/м}^3$. По табл. II для насыщенного водяного пара при той же температуре +20° имеем уд. вес пара $\gamma = 0,0172 \text{ кг/м}^3 = 17,2 \text{ г/м}^3$.

Обычно в воздухе содержится не максимально возможное количество водяного пара, а часть его. Обозначая уд. в. водяного пара, заключающегося в 1 м³ паро-воздушной смеси, через $\gamma_n \text{ кг/м}^3$, максимально возможный уд. в. водяного пара при той же температуре (т. е. в состоянии насыщения им воздуха) через $\gamma_n \text{ кг/м}^3$ и степень насыщения через ψ , имеем следующую основную зависимость

$$\gamma_n = \psi \gamma_n \text{ кг/м}^3. \quad (1)$$

Величина $\psi = \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{в}}}$, показывающая отношение веса водяного пара в 1 м³ смеси к максимально возможному весу водяного пара в 1 м³ при той же температуре (т. е. к весу пара, насыщающего полностью воздух), носит название относительной влажности и измеряется в долях единицы или в процентах. Так как задачей сушки воздухом является поглощение влаги из высушиваемого материала омывающим его воздухом, именно за счет использования способности воздуха эту влагу поглощать, то фиксация состояния этого свойства воздуха на каждой данной стадии сушильного процесса имеет решающее значение, определяя собой динамику сушки. Показателем влагоемкости, т. е. сушильной работоспособности воздуха, является изменение его относительной влажности.

2. Зависимость между парциальными давлениями и относительной влажностью

В практически применяемых в сушильных установках температурных границах можно влажный воздух с достаточной точностью считать идеальным газом. Применяя к воздуху закон Дальтона и обозначая парциальные давления пара и воздуха через $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{в}}$ в мм ртутного столба или через $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{в}}$ в кг/м², а общее (барометрическое) давление смеси через b мм ртутного столба, имеем:

$$p_{\text{п}} + p_{\text{в}} = b \text{ мм Hg}, \quad (2)$$

откуда

$$p_{\text{п}} = b - p_{\text{в}}, \quad \text{мм Hg} \quad (2a)$$

Для насыщенного воздуха парциальное давление водяного пара $p_{\text{п}}$ равно давлению насыщенного пара при той же температуре и может быть найдено из табл. II, а затем по уравнению (2a) определено и $p_{\text{в}}$.

Применяя закон Клапейрона для водяного пара, полностью насыщающего воздух при температуре смеси T° и газовой постоянной водяного пара $R_{\text{п}}$ и обозначая удельные объемы пара в ненасыщенном и насыщенном состоянии через $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{п}}^*$, имеем:

$$P_{\text{п}} V_{\text{п}} = R_{\text{п}} T,$$

$$P_{\text{п}} V_{\text{п}}^* = R_{\text{п}} T,$$

откуда

$$P_{\text{п}} V_{\text{п}} = P_{\text{п}} V_{\text{п}}^*.$$

Подставляя вместо $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{п}}^*$,

$$V_{\text{п}} = \frac{1}{\gamma_{\text{п}}} \text{ и } V_{\text{п}}^* = \frac{1}{\gamma_{\text{п}}^*},$$

находим

$$P_n \cdot \frac{1}{\gamma_n} = P_n \cdot \frac{1}{\gamma_n},$$

$$\frac{P_n}{P_n} = \frac{\gamma_n}{\gamma_n};$$

выражая давления в мм ртутного столба и используя уравнение (1), окончательно имеем:

$$\psi = \frac{\gamma_n}{\gamma_n} = \frac{p_n}{P_n} \quad (3)$$

Таким образом относительная влажность определяется также отношением парциального давления водяного пара в влажном воздухе и однопотемпературного давления в воздухе, насыщенном водяными парами.

Если известна температура воздуха (равная температуре водяного пара в нем) и относительная влажность, то взяв из табл. II P_n , можно найти парциальное давление водяного пара в частично насыщенном влагой воздухе из соотношения

$$p_n = \psi P_n, \quad \text{мм Hg}, \quad (3a)$$

Пример 1. Пусть воздух имеет температуру $t = 30^\circ$ и $\psi = 50\%$. По табл. II при температуре 30° давление водяных паров полностью насыщенного ими воздуха, т. е. давление насыщенного пара равно $P_n = 31,5$ мм ртутного столба, и отсюда по формуле (3a) парциальное давление водяного пара при данной относительной влажности $\psi = 0,5$ составит $p_n = 0,5 \cdot 31,5 = 15,75$ мм ртутного столба.

При испытаниях сушилок давление p_n и температура находятся непосредственным измерением (см. ниже главу 11), и в таком случае уд. вес ненасыщенного водяного пара во влажном воздухе определяется по уравнению (3)

$$\gamma_n = \gamma_n \frac{p_n}{P_n},$$

где величины γ_n и P_n берут из табл. II.

Уравнения (3) и (3a) выражают основное свойство водяного пара, заключающееся в том, что его парциальное давление p_n в паро-воздушной смеси зависит от относительной влажности ψ и давления насыщения P_n . Так как, с другой стороны, это насыщение обуславливается существующей температурой смеси и при данной температуре есть вполне определенная величина, то отсюда следуют выводы, имеющие большое значение для практики сушильного дела.

1. Давление водяных паров паро-воздушной смеси, от абсолютной величины которого (ср. гл. 1, стр. 10) зависит возможность и интенсивность испарения воды из сушимого вещества, — прямо

пропорционально температуре смеси (и величине p_n) и зависит от относительной влажности.

2. Максимальное значение ψ равно 1. В этом случае $p_n = p_n$, т.е. воздух полностью насыщен водяными парами и для целей сушки не пригоден. Если же $p_n > p_n$, то вода выпадает из смеси в виде тумана, облака. Это же явление выделения капель избытка влаги из воздуха наблюдается при понижении температуры воздуха ниже температуры, при которой он полностью насыщен водяными парами. При абсолютно сухом воздухе ψ достигает минимума: $\psi = 0$.

3. Удельный вес „сухой части“ воздуха¹⁾

Из объединенного закона Бойля-Гей-Люссака имеем:

$$\gamma = \gamma_1 \frac{p}{p_1} \frac{T_1}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (4)$$

Подставляя в это уравнение вместо:

γ — уд. в. сухой части насыщенного воздуха γ'_n ,

γ_1 — уд. в. чистого воздуха при 0° и 760 мм ртутного столба, равный 1,293 кг/м³,

p — парциальное давление сухой части влажного воздуха, равное по уравнению (2а) $p_n = b - p_n$,

T — $273 + t$ — абсолютную температуру воздуха при t° и давлении $p_n = b - p_n$,

T_1 — 273° — абсолютную температуру воздуха при 0° и $p_{760} = 760$ мм рт. ст., получаем удельный вес сухой части полностью насыщенного воздуха равным:

$$\gamma'_n = 1,293 \frac{b - p_n}{760} \frac{273}{273 + t} = \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3, \quad (5)$$

где фактор

$$\delta = \frac{1,293}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} = f(t)$$

приведен для различных значений температуры t в табл. 1.

Аналогично удельный вес сухой части частично насыщенного воздуха при его парциальном давлении $p_n = b - p_n$ равен:

$$\gamma_n = 1,293 \frac{b - p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} = \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3. \quad (6)$$

Пример 2. 1 м³ воздуха с температурой $t = 50^\circ$ и относительной влажностью 50% ($\psi_{50} = 0,50$) охлаждается до температуры $t_1 = 40^\circ$ при общем давлении $p = 760$ мм ртутного столба. Найти: его объем V_{40} , уд. в. содержащего в этом объеме пара $\gamma_n(40)$,

¹⁾ Здесь и в дальнейшем изложении под „сухой частью“ воздуха понимается объем или вес абсолютного сухого воздуха, заключающиеся в паро-воздушной смеси атмосферного воздуха.

удельный вес сухой части воздуха $\gamma_n(40)$, парциальные давления p_n и p_v и относительную влажность при 40° : ψ_{40} .

Решение. Объем изменяется пропорционально абсолютным температурам

Таблица I

Значение фактора $\delta = \frac{1,293}{760} \cdot \frac{273}{273+t}$ для температур от -10° до $+100^\circ$ Ц

t°	δ	t°	δ	t°	δ
-10	0,001765	27	0,001547	64	0,001377
-9	0,001758	28	0,001542	65	0,001374
-8	0,001751	29	0,001537	66	0,001369
-7	0,001744	30	0,001532	67	0,001365
-6	0,001739	31	0,001527	68	0,001362
-5	0,001732	32	0,001522	69	0,001357
-4	0,001726	33	0,001516	70	0,001353
-3	0,001719	34	0,001511	71	0,001350
-2	0,001712	35	0,001507	72	0,001345
-1	0,001707	36	0,001503	73	0,001341
0	0,001700	37	0,001498	74	0,001338
+1	0,001693	38	0,001493	75	0,001333
2	0,001688	39	0,001488	76	0,001329
3	0,001681	40	0,001482	77	0,001326
4	0,001676	41	0,001477	78	0,001323
5	0,001669	42	0,001474	79	0,001319
6	0,001664	43	0,001469	80	0,001314
7	0,001658	44	0,001464	81	0,001311
8	0,001652	45	0,001459	82	0,001307
9	0,001646	46	0,001455	83	0,001304
10	0,001641	47	0,001450	84	0,001301
11	0,001634	48	0,001445	85	0,001297
12	0,001629	49	0,001442	86	0,001292
13	0,001624	50	0,001437	87	0,001289
14	0,001617	51	0,001433	88	0,001285
15	0,001612	52	0,001428	89	0,001282
16	0,001607	53	0,001423	90	0,001278
17	0,001600	54	0,001420	91	0,001275
18	0,001595	55	0,001414	92	0,001272
19	0,001590	56	0,001411	93	0,001268
20	0,001584	57	0,001406	94	0,001265
21	0,001579	58	0,001403	95	0,001261
22	0,001573	59	0,001397	96	0,001258
23	0,001567	60	0,001394	97	0,001255
24	0,001562	61	0,001389	98	0,001251
25	0,001557	62	0,001386	99	0,001248
26	0,001552	63	0,001380	100	0,001244

$$V_{40} = 1 \cdot \frac{273+t_1}{273+t} = 1 \cdot \frac{273+40}{273+50} = 0,97 \text{ м}^3.$$

Абсолютное содержание влаги в этом объеме воздуха не изменяется и равно уд. в. $\gamma_n(50)$ кг/м³, который находим из табл. I (см. приложения) при $t = 50^\circ$ и $\psi = 0,5$:

$$\gamma_n(50) = 0,5 \cdot 0,0823 = 0,0412 \text{ кг/м}^3.$$

Следовательно, уд. в. пара при $t_1 = 40^\circ$ будет:

$$\gamma_n(40) = \frac{\gamma_n(50)}{V(40)} = \frac{0,0412}{0,97} = 0,042 \text{ кг/м}^3.$$

Уд. в. сухой части воздуха при $t = 50^\circ$ и $\psi = 0,5$ равен $\gamma_v(50) = 1,026 \text{ кг/м}^3$.

Абсолютный вес чистого воздуха в приведенном объеме $V(40) = 0,97 \text{ м}^3$ также остается равным $1,026 \text{ кг}$. Поэтому уд. в. сухой части воздуха при 40° будет

$$\gamma_v(40) = \frac{1,026}{0,97} = 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Так как общее давление влажного воздуха при охлаждении остается неизменным и равным 760 мм ртутного столба, то и парциальные давления водяного пара и воздуха p_n и p_a при $t_1 = 40^\circ$ останутся те же, что и при $t = 50^\circ$.

Другими словами, величины $\gamma_n(40)$ и $\gamma_v(40)$ можно независимо от предыдущего найти из уравнения (4) изменение состояния воздуха в данном случае происходит при постоянном давлении $p = p_1$:

$$\gamma_n(40) = \gamma_n(50) \frac{T_{50}}{T_{40}} = 0,0412 \cdot \frac{273 + 40}{273 + 50} = 0,042 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_v(40) = \gamma_v(50) \frac{T_{50}}{T_{40}} = 1,026 \cdot \frac{273 + 50}{273 + 40} = 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом мы нашли, что 1 м^3 воздуха при 40° содержит $0,043 \text{ кг}$ водяного пара. В состоянии насыщения уд. в. водяного пара при этой температуре 40° , согласно табл. II (см. приложения), равен

$$\gamma_n(40) = 0,05089 \text{ кг/м}^3.$$

Значит, искомая степень насыщения или относительная влажность охлаждаемого до 40° воздуха равняется (при $b = 760 \text{ мм}$)

$$\psi_{40} = \frac{\gamma_n(40)}{\gamma_n(40)} = \frac{0,043}{0,05089} = 0,84 \text{ или } 84\%.$$

4. Удельный вес влажного воздуха

Вес 1 м^3 влажного воздуха состоит из уд. в. сухой части γ_v или γ'_v (определяемых по уравнениям (5) или (6)) и из веса водяных паров γ_n или γ'_n . Применяя названные уравнения, находим вес полностью насыщенного воздуха

$$\gamma_0 = \gamma_n + 1,293 \frac{b - p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t}$$

или

$$\gamma_0 = \gamma_n + \delta(b - p_n) \text{ кг/м}^3 \quad (7)$$

и уд. в. частично насыщенного водяными парами воздуха

$$\gamma'_0 = \gamma'_n + \delta(b - p_n) \text{ кг/м}^3. \quad (7a)$$

Пример 3. Воздух при $t = 50^\circ$ насыщен наполовину ($\psi = 0,5$). Чему равен его уд. в. γ'_0 при барометрическом давлении $b = 740$ мм ртутного столба.

По табл. II находим для $50^\circ \gamma_n = 0,0827$ кг/м³, поэтому

$$\gamma_n = 0,5 \cdot 0,08271 = 0,04136 \text{ кг/м}^3.$$

Далее, из той же табл. II имеем $p_n = 92$ мм ртутного столба, так что

$$p_n = \psi \cdot p_n = 0,5 \cdot 92 = 46 \text{ мм ртутного столба.}$$

Затем, по уравнению (7а) находим

$$\gamma'_0 = 0,04136 + \delta(740 - 46).$$

Наконец, подставив из табл. I $\delta = 0,001437$, получаем окончательно

$$\gamma'_0 = 0,04136 + 0,001437 \cdot 694 = 1,0386 \text{ кг/м}^3.$$

5. Влагосодержание влажного воздуха

Количество водяного пара, заключающееся в 1 кг (или 1 м³) влажного воздуха и измеренное в весовых единицах, называется влагосодержанием 1 кг (или 1 м³) воздуха. Влагосодержание 1 кг воздуха, отнесенное к 1 кг сухого воздуха, т. е. к весу его сухой части, и выраженное в граммах, обозначим через d г/кг. Зависимость между этой важной для расчета воздушных сушилок величиной и прочими параметрами состояния воздуха определяется следующим порядком.

Пусть в 1 м³ данной паро-воздушной смеси, имеющей температуру t° , степень насыщения $\psi\%$ при общем барометрическом давлении b в мм ртутного столба, содержится по весу γ_n кг водяного пара и γ_b кг сухого воздуха. Тогда на 1 кг сухого воздуха приходится влаги $\frac{\gamma_n}{\gamma_b}$ кг или в граммах

$$d = 1000 \frac{\gamma_n}{\gamma_b} \text{ г/кг} \quad (8)$$

Дальнейшая зависимость между d и данными t , ψ и b может быть выведена двумя путями.

1 вывод. Уд. в. водяного пара при нормальном состоянии, т. е. при 0° и давлении 760 мм ртутного столба равен $\gamma_{н0} = \frac{m}{22,4}$, где m — молекулярный вес воды = 18, а 22,4 — объем молекулы. Подставляя $m = 18$, имеем $\gamma_{н0} = \frac{18}{22,4} = 0,804$ кг/м³.

Приведенный к данному состоянию паро-воздушной смеси, т. е. давлению p_n и температуре t (или абсолютной температуре $273 + t$) (этот уд. в. водяного пара, согласно уравнению (4), равен:

$$\gamma_n = \gamma_{н0} \frac{p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} = 0,804 \frac{p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} \text{ кг/м}^3 \quad (8a)$$

или введя прежнее обозначение [см. выше вывод формулы (5)] фактора

$$\delta = 1,293 \frac{1}{760} \cdot \frac{273}{273+t},$$

можем написать:

$$\gamma_n = 0,804 \frac{p_n \delta}{1,293} = 0,622 p_n \delta. \quad (a)$$

Представив в уравнение (8) вместо γ_n выражение (a) и вместо γ_b его значение из формулы (6), находим

$$d = 1000 \cdot 0,622 \frac{p_n \delta}{b - p_n}$$

или после упрощений

$$d = 622 \frac{p_n}{b - p_n} \text{ г/кг.} \quad (9)$$

II вывод основан на применении уравнения Клапейрона.

Считая водяной пар совершенным (идеальным) газом, что в температурных интервалах процесса сушки воздухом является достаточно точным для практических целей предположением, будем иметь:

$$\begin{aligned} \text{для } 1 \text{ м}^3 \text{ водяного пара } p_n &= \gamma_n R_n T, \\ \text{„ } 1 \text{ „ } \text{ сухого воздуха } p_b &= \gamma_b R_b T, \end{aligned}$$

где p_n и p_b — парциальные давления в кг/м² водяного пара и воздуха, R_n и R_b — соответствующие газовые постоянные и $T = 273 + t$ — абсолютная температура смеси.

Деля почленно первое уравнение на второе и заменяя отношение $\frac{p_n}{p_b}$ через $\frac{p_n}{p_b} \frac{\text{мм рт. ст.}}{\text{мм рт. ст.}}$, получаем

$$\frac{p_n}{p_b} = \frac{\gamma_n}{\gamma_b} \frac{R_n}{R_b},$$

откуда

$$\frac{\gamma_n}{\gamma_b} = \frac{R_n}{R_b} \cdot \frac{p_n}{p_b}.$$

Подставляя величины газовых постоянных $R_n = 29,27$ и $R_b = 47,06$ и заменяя $p_b = b - p_n$, находим:

$$\frac{\gamma_n}{\gamma_b} = \frac{29,27}{47,06} \cdot \frac{p_n}{b - p_n} = 0,622 \frac{p_n}{b - p_n},$$

что после подстановки в уравнение (8) дает окончательно

$$d = 622 \frac{p_n}{b - p_n} \text{ г/кг.} \quad (9)$$

Так как по уравнению (3а) $p_{II} = \psi p_{II}$, то для влагосодержания получаем также следующее выражение:

$$d = 622 \frac{\psi p_{II}}{b - \psi p_{II}} \text{ г/кг.} \quad (10)$$

Максимальное значение для d соответствует наибольшему содержанию водяных паров в воздухе, т. е. когда последний полностью насыщен, $\psi = 1$ и уравнение (10) получает вид:

$$d_{\max} = d_{II} = 622 \frac{p_{II}}{b - p_{II}} \text{ г/кг.} \quad (11)$$

Величина p_{II} может быть найдена из таблиц (например из табл. II, столбец 3). Величина барометрического давления для данной местности есть величина постоянная (в нормальных атмосферных условиях). Для Москвы и центральных областей Союза $b = 745$ мм ртутного столба.

Уравнения (9), (10) и (11) выражают следующие основные положения, характеризующие физические свойства воздуха:

1) влагосодержание воздуха при данном барометрическом давлении зависит только от парциального давления водяного пара, т. е. $d = f(p_{II})$;

2) так как парциальное давление водяных паров p_{II} определяется двумя факторами: температурой t и относительной влажностью ψ , то влагосодержание воздуха зависит от абсолютных значений температуры воздуха и его степени насыщения при этой температуре, т. е.

$$d = \varphi(t, \psi);$$

3) максимум влагосодержания воздуха соответствует состоянию полного его насыщения водяными парами и при заданной температуре может быть вычислен по таблицам для насыщенного водяного пара [т. е. по уравнению (11)].

Таким образом возможное содержание влаги в воздухе, характеризующее его способность высушивать, т. е. его влагоемкость зависит от двух факторов: от его температуры, увеличиваясь с последней и от степени насыщения (относительной влажности) ψ , уменьшаясь с последней.

Табл. 2, представляющая часть таблиц, составленных инж. М. Ю. Лурье в 1927 г. для барометрического давления 745 мм ртутного столба¹⁾, дает конкретные цифры влагосодержания d в зависимости от t и ψ .

Пример 4. Определить влагосодержание и относительную влажность влажного воздуха при его температуре 60° , если барометрическое давление $b = 760$ мм ртутного столба и парциальное давление водяных паров $p_{II} = 100$ мм ртутного столба.

¹⁾ Указатель литературы, № 9.

Находим по формуле (9):

$$d = 622 \frac{100}{760 - 100} = 110,72 \text{ г/кг.}$$

При температуре 60° по табл. II $p_n = \gamma_n = 148,8$ мм ртутного столба. Таким образом

ТАБЛИЦА 2

Влагосодержание d влажного воздуха в г на 1 кг сухого воздуха

t° \ $\phi\%$	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5
0	3,85	3,46	3,07	2,69	2,30	1,92	1,53	1,15	0,77	0,38	0,19
5	5,51	4,95	4,40	3,85	3,29	2,74	2,19	1,64	1,09	0,55	0,27
10	7,78	7,00	6,21	5,43	4,65	3,87	3,09	2,31	1,54	0,77	0,38
15	10,86	9,76	8,66	7,56	6,47	5,38	4,30	3,22	2,14	1,07	0,53
20	15,00	13,46	11,04	10,42	8,91	7,41	5,91	4,42	2,94	1,47	0,73
25	20,50	18,39	16,29	14,21	12,14	10,08	8,04	6,01	3,99	1,99	0,99
30	27,78	24,89	22,03	19,19	16,37	13,59	10,82	8,08	5,36	2,67	1,33
35	37,37	33,43	29,54	25,70	21,90	18,14	14,43	10,76	7,13	3,55	1,77
40	49,98	44,62	39,35	34,16	29,05	24,03	19,07	14,20	9,40	4,66	2,32
45	66,57	59,28	52,14	45,15	38,31	31,60	25,03	18,58	12,27	6,07	3,02
50	88,42	78,17	68,79	59,38	50,21	41,29	32,60	24,13	15,88	7,84	3,90
55	117,50	103,80	90,60	77,86	65,57	53,70	42,24	31,15	20,43	10,05	4,98
60	156,64	137,54	119,35	102,00	85,44	69,61	54,48	39,98	26,10	12,78	6,33
65	210,31	183,15	157,69	133,77	111,26	89,95	70,02	51,08	33,15	16,14	7,97
70	285,99	246,21	209,73	176,15	145,16	116,33	89,83	65,03	41,90	20,27	9,97
75	397,29	336,37	282,25	233,85	190,31	150,96	115,21	82,60	52,74	25,30	12,40
80	571,34	471,60	387,06	314,53	251,62	196,55	147,96	104,77	66,15	31,41	15,32
85	874,65	691,72	548,25	432,75	337,78	258,35	190,95	133,07	82,83	38,84	18,83
90	1508,85	1097,51	818,24	616,33	463,62	344,13	248,12	169,34	103,54	47,81	23,02
95	3601,74	2071,68	1352,19	934,27	661,27	469,12	326,60	216,75	129,55	58,68	28,02
100	∞	5761,26	2555,95	1488,73	955,60	636,07	423,39	271,75	158,08	70,23	33,24
110	∞	5754,47	2554,20	1487,82	955,06	635,76	423,21	271,66	158,23	70,22	33,24
120	∞	5736,61	2546,41	1483,54	952,42	634,12	422,19	271,05	157,90	70,09	33,18
130	∞	5720,56	2539,86	1479,85	950,17	632,71	421,31	270,53	157,62	69,97	33,13

$$\psi = \frac{p_n}{p_n} = \frac{100}{148,8} = 0,67 \text{ или } 67\%.$$

Пример 5. Найти влагосодержание влажного воздуха при $t = 80^\circ$ и $\psi = 80\%$, если барометрическое давление $b = 760$ мм, и определить ошибку в процентах при расчете этого влагосодержания для условий Москвы.

Находим по табл. II $(p_n)_{80} \cong 355$ мм ртутного столба и далее, по уравнению (10):

$$d = 622 \cdot \frac{0,8 \cdot 355}{760 - 0,8 \cdot 355} \cong 373 \text{ г/кг.}$$

Для московских условий ($b = 745$) можно найти величину непосредственно из табл. 2: $d \cong 387$ г/кг.

Ошибка в сторону преуменьшения d для второго случая составит $387 - 373 = 14$ г/кг, или около $3,8\%$.

Пример 6. Сколько влаги может унести с собой воздух, входящий в количестве 150 м^3 в сушилку с $t_1 = 75^\circ$ ($b = 745 \text{ мм}$ ртутного столба) и $\psi_1 = 10\%$ и покидающий сушилку при $t_2 = 45^\circ$ и $\psi_2 = 80\%$.

Влагосодержание 1 кг воздуха при входе и выходе из сушилки находим по табл. 2:

$$d_1 = 25,30 \text{ г/кг}, \quad d_2 = 52,14 \text{ г/кг}.$$

Таким образом 1 кг воздуха воспримет $d_2 - d_1 = 52,14 - 25,30 = 26,84 \text{ г/кг}$. Вес 1 м^3 сухой части воздуха при $t_1 = 75^\circ$ и $\psi_1 = 10\%$, определяем по уравнению (6)

$$\gamma_b = \delta(b - p_n) = \delta(b - \psi p_n).$$

Подставив из табл. 1: $\delta = 0,001333$, из табл. II: $(p_n)_{75} \approx 289 \text{ мм}$ ртутного столба, имеем

$$\gamma_b = 0,001333 (745 - 0,1 \cdot 289) = 0,955 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом через сушилку прошло $150 \cdot 0,955 = 143,25 \text{ г} = 1,43 \text{ кг}$.

Нижеследующие примеры иллюстрируют методы расчета влагосодержания при давлениях выше или ниже нормального барометрического (760 мм).

Пример 7. Дан влажный воздух с температурой 150° и $\psi = 1$, полное давление паро-воздушной смеси $b = 5880 \text{ мм}$ ртутного столба (8 кг/см^2 абс.). Найти парциальное давление водяных паров $p_n (= p_v)$, уд. в. водяного пара γ_n , парциальное давление сухой части воздуха p_b , удельный в. сухого воздуха γ_b и влагосодержание d , отнесенные к 1 кг сухого воздуха.

По табл. II находим для температуры 150° $p_n = 3581 \text{ мм}$ ртутного столба ($4,868 \text{ кг/см}^2$ абс.) и вес $\gamma_n = 2,553 \text{ кг/м}^3$.

Далее по уравнению (2а):

$$p_b = b - p_n = 5880 - 3581 = 2299 \text{ мм ртутного столба}.$$

Затем из формулы (5) имеем:

$$\gamma_b' = 1,293 \cdot \frac{b - p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}} = 1,293 \cdot \frac{2299}{760} \cdot \frac{273}{423} = 2,52 \text{ кг/м}^3.$$

Наконец, по уравнению (8) находим

$$d = d_n = 1000 \frac{\gamma_n}{\gamma_b} = 1000 \cdot \frac{2,553}{2,52} = 1013 \text{ г/кг}.$$

Пример 8. Даны: $\psi = 0,20$, $t = 150^\circ$ и $b = 5880 \text{ мм}$ ртутного столба, требуется определить: p_n , γ_n , p_b , γ_b и d .

Имеем из предыдущего примера $p_n = 3581 \text{ мм}$ ртутного столба и $\gamma_n = 2,553 \text{ кг/м}^3$.

Из уравнения (3а):

$$p_n = \psi p_n = 0,2 \cdot 3581 = 716,2 \text{ мм ртутного столба}.$$

Из уравнения (1):

$$\gamma_n = \psi \gamma_n = 0,2 \cdot 2,553 = 0,51 \text{ кг/м}^3.$$

Далее находим по уравнению (2а):

$$p_n = b - p_n = 5880 - 716,2 = 5164 \text{ мм ртутного столба}$$

и по уравнению (6):

$$\gamma_n = 1,293 \cdot \frac{5164}{760} \cdot \frac{273}{273 + 150} = 5,66 \text{ кг/м}^3.$$

Наконец определяем:

$$d = 1000 \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_n} = 1000 \cdot \frac{0,51}{5,66} = 90 \text{ г/кг}.$$

Пример 9. Даны: $\psi = 1$, $t = 60^\circ$, $b = 380$ мм ртутного столба, т. е. имеем вакуум (с остаточным давлением $1/2$ ата). Определить:

$$p_n, \gamma_n, p_n, \gamma_n' \text{ и } d.$$

Из табл. II для $t = 60^\circ$ имеем: $p_n = 148,8$ мм ртутного столба и $\gamma_n = 0,129$ кг/м³. Далее из уравнения (2а):

$$p_n = 380 - 148,8 = 231,2 \text{ мм ртутного столба}.$$

По формуле (5) и табл. I имеем:

$$\gamma_n' = \delta (b - p_n) = 0,001394 \cdot 231,2 = 0,322 \text{ кг/м}^3$$

и таким образом из уравнения (8),

$$d = 1000 \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_n'} = 1000 \cdot \frac{0,129}{0,322} = 423 \text{ г/кг}.$$

Пример 10. Даны: $\psi = 0,5$, $t = 60^\circ$, $b = 380$ мм. Найти: $p_n, \gamma_n, p_n, \gamma_n$ и d .

Последовательно определяем: $p_n = 148,8$ мм (см. предыдущий пример)

$$p_n = \psi p_n = 0,5 \cdot 148,8 = 74,4 \text{ мм}$$

$\gamma_n = \psi \gamma_n = 0,5 \cdot 0,129 = 0,0645$ кг/м³ (γ_n взято из предыдущего примера).

$$p_n = b - p_n = 380 - 74,4 = 305,6 \text{ мм},$$

$$\gamma_n = \delta (b - p_n) = 0,001394 \cdot 305,6 = 0,425 \text{ кг/м}^3,$$

$$d = 1000 \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_n} = 1000 \cdot \frac{0,0645}{0,425} = 152 \text{ г/кг}.$$

6. Характеристика и параметры воздуха для температур выше 100° при полном давлении, соответствующем атмосферному (760 мм Hg)

До сих пор нами рассматривалось такое состояние атмосферного воздуха, при котором давление насыщающих его водяных

паров оставалось меньшим давления паро-воздушной смеси. Если температура воздуха превышает 100° и последний находится в открытом помещении, где давление в среднем равняется около 760 мм Hg, то полное давление смеси при дальнейшем увеличении температуры остается постоянным. Давление водяных паров остается в таких случаях постоянным и притом равным указываемому барометром, т. е. $p_n = b$. Из уравнения (6) в этом случае получаем:

$$\gamma_n = 1,293 \frac{b - p_n}{760} \frac{273}{273 + t} = 0.$$

Это означает, что в таком пограничном состоянии (теоретически) не имеется никакой смеси воздуха и водяного пара. Взамен насыщенного воздуха мы имеем перегретый пар, удельный объем которого выражается ¹⁾ известной формулой Каллендэра:

$$V_0 = 47 \frac{T}{P} + 0,001 - B \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (12)$$

где T — абс. температура перегретого пара,

P — абс. давление $\text{кг}/\text{м}^2$, соответствующее при 760 мм Hg, $10333 \text{ кг}/\text{м}^2$,

$$B = 0,075 \left(\frac{273}{T} \right)^{10/3}.$$

Уд. вес этого перегретого пара равен

$$\gamma_{\text{ин}} = \frac{1}{V_0} \text{ кг}/\text{м}^3.$$

1 кг воздуха при температуре больше 100° может теоретически поглощать любое количество водяного пара, так как пар и воздух занимают независимое положение, находясь каждый под равным давлением, приблизительно равным 1 ат. В данном случае общий объем обоих газов равен сумме объемов водяного пара и воздуха при общей температуре. Уд. объем перегретого пара по Р. Линде выражается следующим уравнением:

$$V_0 = \frac{47,1 T}{P} - 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (13)$$

где значения T и P те же, что в формуле (12).

В пересчете на давление в $\text{кг}/\text{см}^2$ получаем из уравнения (13) выражение для удельного веса перегретого пара

$$\gamma_{\text{ин}} = \frac{10000}{17,1 T} - 160 \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (13a)$$

Для нашего случая $p \sim 1,033 \text{ кг}/\text{см}^2$ (при $b = 760 \text{ мм Hg}$). При подогреве влажного воздуха в открытом помещении до любой температуры больше 100° , уд. вес содержащихся в нем водяных паров γ_n будет во всяком случае менее $\gamma_{\text{ин}}$, так как его парциальное давление до достижения температуры 100° было менее,

¹⁾ Указатель литературы, № 63, стр. 21, формула (80).

чем b (760 мм Hg или 1,033 кг/см²) и при подогреве оставалось неизменным. Таким образом величина $\gamma_{\text{нп}}$ для влажного воздуха с температурой больше 100° сохраняет то же значение $\psi_{\text{н}}$, что и для температуры до 100°. Она представляет собой максимальную величину веса пара, который мог воспринять 1 м³ воздуха при температурах более 100°.

При влажном атмосферном воздухе с температурами больше 100° сохраняется понятие о частичном насыщении, а именно: уд. вес водяных паров при относительной влажности ψ равен

$$\gamma_{\text{п}} = \psi \gamma_{\text{нп}} \quad \text{кг/м}^3 \quad (14)$$

или

$$\psi = \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{нп}}} \quad (14a)$$

Так как $\gamma_{\text{нп}}$ соответствует давлению b (760 мм Hg), то парциальное давление перегретого пара в ненасыщенном воздухе при температурах 100° и более, при заданном ψ может быть определено из соотношения:

$$p_{\text{п}} = \psi b = \psi \cdot 760 \quad \text{мм Hg} \quad (15)$$

Аналогично имеем для парциального давления сухого воздуха

$$p_{\text{в}} = b - p_{\text{п}} = 760 - p_{\text{п}}$$

и уд. в. последнего равняется:

$$\gamma_{\text{в}}'' = 1,293 \frac{760 - p_{\text{п}}}{760} \cdot \frac{273}{273 + t}$$

Подставляя в последнее выражение вместо $p_{\text{п}}$ формулу (15), получаем:

$$\gamma_{\text{в}}'' = 1,293 \frac{760(1 - \psi)}{760} \cdot \frac{273}{273 + t}$$

или окончательно

$$\gamma_{\text{в}}'' = 1,293 (1 - \psi) \frac{273}{273 + t} \quad \text{кг/м}^3 \quad (16)$$

Парциальное давление воздуха $p_{\text{в}}$ при всех температурах больше 100° остается равным таковому при $t = 100^\circ$ (некоторые весьма малые отклонения имеются при весьма высоких температурах порядка 300—700° и малых ψ).

Влагосодержание такого воздуха определяется аналогично предыдущим расчетным уравнениям по формуле:

$$d' = 1000 \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{в}}''} \quad \text{г/кг} \quad (17)$$

Вообразим себе некоторое значение влагосодержания d' , отнесенное к 1 кг сухой части ненасыщенного воздуха при темпера-

туре 100° , и представим себе, что таковая начнет повышаться на t° . Очевидно, величина d' для любой такой превышающей 100° температуры должна сохраняться постоянной, так как, с одной стороны, вес чистого воздуха при подогревании почти не может измениться (в условиях $b = 760 \text{ мм} = \text{const}$) и, с другой стороны, относительная влажность ψ , равная, как мы видели из уравнения $15 \frac{p_n}{760}$ остается неизменной и той же, что и при 100° , будучи обусловлена постоянством давления водяных паров p_n .

Таким образом величина влагосодержания d' в данном случае для всех температур больше 100° сохраняет (практически) то значение, которое она имела при температуре 100° . Другими словами d' при данной относительной влажности ψ не зависит от температуры воздуха, когда таковые переходят предел 100° .

Пример 11. Общее давление паро-воздушной смеси при температуре 180° и относительной влажности $\psi = 0,5$ составляет $b = 760 \text{ мм}$ ртутного столба. Каковы величины парциального давления водяного пара p_n , парциального давления воздуха p_a и влагосодержания d' , отнесенного к 1 кг заключающегося в этой смеси сухого воздуха.

По уравнению (15)

$$p_n = \psi \cdot 760 = 0,5 \cdot 760 = 380 \text{ мм Hg},$$

таким образом

$$p_a = b - p_n = 760 - 380 = 380 \text{ мм Hg}.$$

Из таблиц ¹⁾ находим для $t = 100^\circ$

$$d'_{100} = 0,631 \text{ кг/кг} = 631 \text{ г/кг}.$$

Равным образом и для температуры 180° можно принять с достаточной для практических целей точностью

$$d'_{180} \approx 631 \text{ г/кг.}^2)$$

7. Теплоемкость влажного воздуха

Общая формула, выражающая теплоемкость сухого воздуха в пределах от 0 до t° , имеет такой вид:

$$c_a = 0,2395 + 0,0000056 t \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц} \quad (18)$$

в температурных пределах, встречающемся в сушильном процессе ($t_{\text{max}} \approx 200^\circ$) второе слагаемое формулы (18) равняется $0,0011$. Поэтому достаточно точно и верно можно считать

$$c_a = 0,24 \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц}. \quad (19)$$

Величина теплоемкости водяного пара составляет:

$$c_n = 0,47 \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц}. \quad (20)$$

¹⁾ Указатель литературы № 16.

²⁾ Точнее (см. табл. 2) d' несколько уменьшается.

Наконец, наиболее важная для теплового расчета величина теплоемкости влажного воздуха, т. е. паро-воздушной смеси очевидно равна сумме теплоемкостей каждого компонента: отнеся все к 1 кг сухого воздуха и учитывая, что в таком содержится d г водяных паров, получаем, сложив формулы (10) и (20 а), следующее выражение для теплоемкости 1 кг смеси:

$$c_{см} = c_v + c_n = 0,24 + 0,00047 \cdot d \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц}, \quad (21)$$

где d выражено в г.

8. Теплосодержание сухого воздуха, водяного пара и влажного воздуха

Теплосодержание сухого воздуха, имеющего температуру t° , очевидно, равняется

$$i_a = c \cdot t \text{ кал/кг}. \quad (22)$$

Теплосодержание водяного (ненасыщенного) пара составляет

$$i_n = 595 + 0,47 t \text{ кал/кг} \quad (23)$$

и показывает, что теплосодержание ненасыщенного водяного пара равняется (приблизительно) теплосодержанию насыщенного пара при той же температуре. Это обстоятельство дает возможность для определения i_n брать теплосодержание пара из паровых таблиц при соответствующей температуре (до 100°), не прибегая к довольно сложным вычислениям, базирующимся на предварительном определении точки росы.

Теплосодержание паровоздушной смеси представляет собой количество тепла, заключающееся в сухом воздухе и в водяных парах, вес которых равен d г/кг:

$$J = i_a + \frac{d}{1000} i_n = c_v t + 0,001 d (595 + 0,47 t) \text{ кал/кг} \quad (24)$$

или

$$J = 0,24 t + 0,001 d (595 + 0,47 t) \text{ кал/кг}. \quad (24a)$$

Последние два уравнения показывают, что теплосодержание влажного воздуха зависит от температуры его и от влагосодержания, а так как последнее, как уже приводилось выше, в свою очередь определяется температурой и относительной влажностью, то в общем теплосодержание J определяется двумя величинами; температурой воздуха t и относительной влажностью (степенью насыщения) ψ при данной температуре.

Таким образом любое состояние атмосферного воздуха в каждый данный момент характеризуется параметрами: d и J и оба они зависят от одних и тех же факторов: t и ψ . Отсюда следует, что можно составить такой график, который в соответствии с выбранной системой координат изображал бы отмеченную выше характеристику состояния воздуха.

Подобный график носит название диаграммы $J-d$ для воздуха и пользование им значительно облегчает технику расчета воздушных сушильных установок.

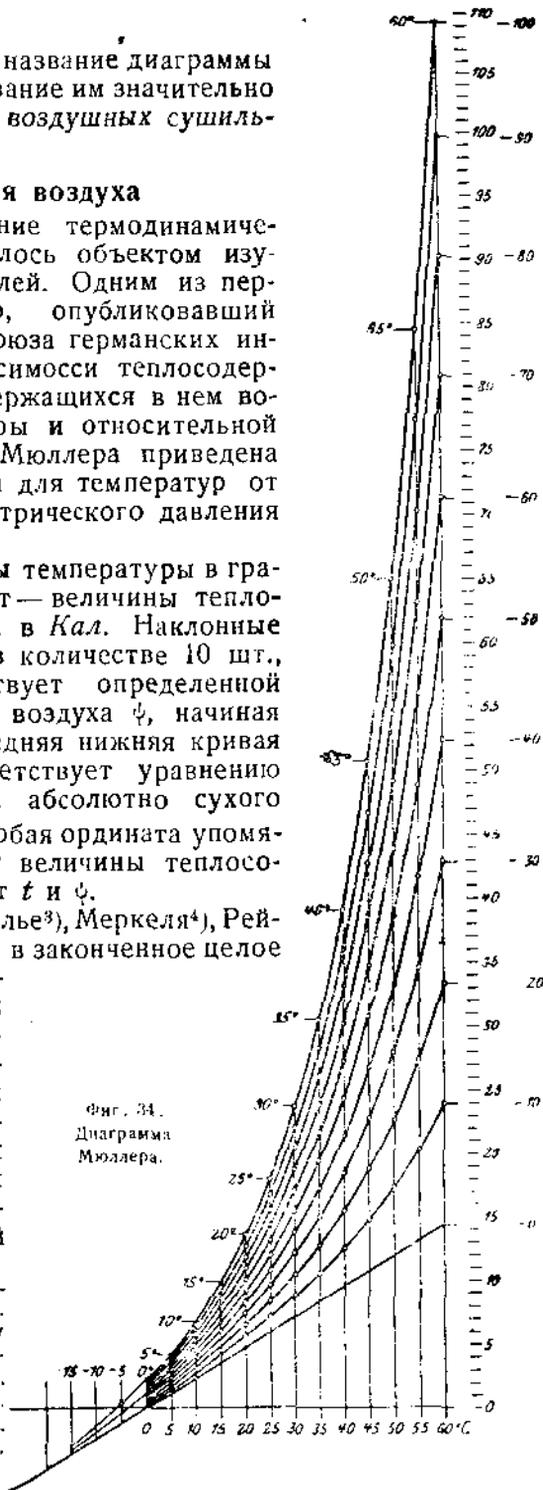
9. Диаграммы для воздуха

Графическое изображение термодинамических свойств воздуха являлось объектом изучения многих исследователей. Одним из первых был Отто Мюллер, опубликовавший в 1905 г.¹⁾ в „Известиях союза германских инженеров“ диаграмму зависимости теплосодержания 1 кг воздуха и содержащихся в нем водяных паров от температуры и относительной влажности. Диаграмма О. Мюллера приведена на фиг. 34. Она составлена для температур от -15° до $+60^\circ$ и барометрического давления (60 мм ртутного столба²⁾).

По оси абсцисс отложены температуры в градусах Ц, а по оси ординат — величины теплосодержания 1 кг воздуха в Кал. Наклонные кривые линии построены в количестве 10 шт., причем каждая соответствует определенной относительной влажности воздуха ψ , начиная 1 (100%) и кончая 0. Последняя нижняя кривая является прямой и соответствует уравнению $t = c_p t$ теплосодержания абсолютно сухого воздуха. Таким образом любая ордината упомянутых кривых дает отсчет величины теплосодержания в зависимости от t и ψ .

Дальнейшие работы Моллье³⁾, Меркеля⁴⁾, Рейтера⁵⁾ и Рамзина⁶⁾ привели в законченное целое диаграмму $J-d$ (или $J-x$), известную у нас под названием диаграммы Теплотехнического института и пользующуюся вполне заслуженным распространением среди наших инженерно-технических работников и в проектных организациях, занимающихся вопросами сушильной техники.

Фиг. 34.
Диаграмма
Мюллера.



1) Указатель литературы, № 49.
2) Мюллер применил диаграмму для расчета градирен и других воздушных охлаждающих установок.

3) Указатель литературы, № 72.

4) Указатель литературы, № 71.

5) Указатель литературы, № 17.

6) Указатель литературы, № 9.

Мной диаграмма $J-d$, изображенная на фиг. 35, (см. вкладку на отдельном листе) переработана в соответствии с предлагаемым в главе 4 методом расчета, причем основные принципы построения оставлены без изменения¹⁾. На оси абсцисс в соответствующем масштабе отложены числа, обозначающие влагосодержание d г/кг сухого воздуха, заключающегося в 1 кг влажного воздуха. На оси ординат отложены теплосодержания паро-воздушной смеси в кал/кг. Далее нанесены аналогично первым построениям Мюллера кривые равной относительной влажности, $\psi = \text{const}$ и изотермы (линии одинаковых температур).

Таким образом каждая любая точка диаграммы выражает следующие зависимости:

d	как функцию	t и ψ ,
J	"	"
J	"	"
J	"	"

Нижеследующие простые примеры указывают на удобство применения диаграммы $J-d$ вместо таблиц для нахождения одной из величин J или d при заданных t и ψ и, обратно, определения t или ψ при известных J или d . Отличие предложенной диаграммы от имеющихся заключается в том, что система построена в прямоугольных координатах.

Пример 12. Воздух имеет температуру 40° и относительную влажность $\psi = 50\%$ ($\psi = 0,5$). Найти влагосодержание и теплосодержание этого воздуха.

Найдя на диаграмме пересечение изотермы $t = 40^\circ$ с $\psi = 50\%$, непосредственным отсчетом (вниз) по оси абсцисс получаем $d = 24$ г/кг и (влево) по оси ординат $J = 24,4$ кал/кг.

Пример 13. Какую относительную влажность имеет воздух, температура которого равна 70° и влагосодержание $d = 9,97$ г/кг. Взяв по диаграмме пересечение абсциссы $d = 9,97$ и изотермы $t = 70^\circ$, находим $\psi = 0,05$ или 5% .

Другие особенности диаграммы, сильно упрощающие технику расчета сушки воздухом, вывяются в изложении методов расчета сушилок, которым и посвящена следующая глава.

10. Выводы

В заключение отметим следующие положения, вытекающие из теории паро-воздушной смеси, которые должны быть соблюдены в сушильных установках:

1. Давление пара жидкости, находящейся в материале, должно превышать парциальное давление пара той же жидкости в окружающем газе. Например, для сушки при помощи воздуха данное условие означает, что давление водяных паров высушиваемого материала должно быть более давления водяных паров воздуха.
2. Парциальное давление водяного пара в газе-теплоносителе должно быть меньше давления пара, насыщающего пространство при данной температуре.

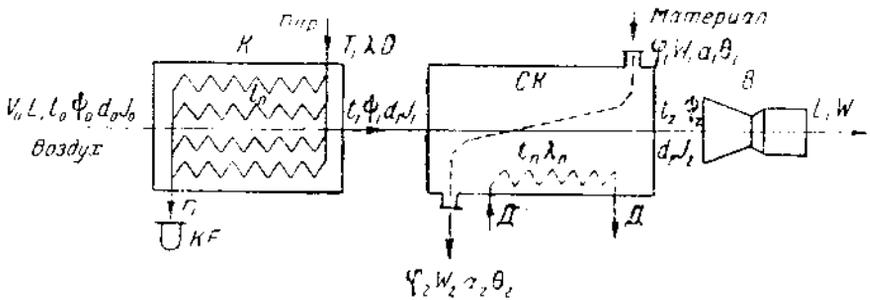
¹⁾ Указатель литературы, № 70 и 69-б.

3. Количество воздуха или иного газа-теплоносителя, подводимое к высушиваемому материалу, должно быть достаточно, чтобы при выходе из сушильной камеры он мог удерживать в виде пара количество испаренной в процессе сушки воды, а также и водяной пар, первоначально принесенный с собой из атмосферы.
 4. Количество тепла, которое сообщается теплоносителю, должно быть достаточным для покрытия расхода его на испарение влаги для возмещения всех тепловых потерь в сушильной установке.
 5. Расчет генератора тепла должен вестись с учетом худших, т.е. зимних температурных, условий.
-

ОСНОВЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА СУШКИ ВОЗДУХОМ

1. Общая схема сушки воздухом. Основные обозначения.

Схема работы сушильной установки, в которой теплоносителем является подогретый атмосферный воздух, представлена на фиг. 36. Воздух поступает в калорифер K , большей частью обогреваемый паром, передающим тепло, как видно из схемы, по принципу противотока и попадающим из калорифера в конденсационный горшок $KГ$. Подогретый воздух, вступив в сушильную камеру $СК$, омывает поданный в камеру материал G_1 , поглощает в процессе теплоотдачи влагу материала и отсасывается затем вентилятором



Фиг. 36. Схема сушки воздухом.

В наружу. В некоторых установках в сушильной камере вводится дополнительный подогрев материала (на схеме указано пунктиром $Д-Д$), осуществленный в виде специально установленных нагревательных приборов (трубы парового ототления, паровая рубашка и т. п.).

Примем для последующих расчетов следующие обозначения и размерности величин.

а) Общие данные

- T — время сушки в часах,
- E — рабочая (полезная) емкость сушильной камеры в m^3 ,
- γ_1 — уд. (насыпной) в. сырого материала в m^3/m^3 ,
- γ — " " " " " " в kg/m^3 ,
- W — количество испаренной в сушилке воды в $kg/час$,

- F — поверхность внешних стен сушильной камеры в m^2 ,
 G_m — вес материала оборудования сушилки в $кг$,
 C_m — теплоемкость материала оборудования $Кал/кг\ ^\circ C$,
 t'_m — начальная температура материала оборудования в $^\circ C$,
 t''_m — конечная температура материала оборудования в $^\circ C$,
 c_d — средняя теплоемкость дерева в $Кал/кг\ ^\circ C$,
 $c_{ж}$ — " " железа в $Кал/кг\ ^\circ C$,
 i''_n — теплосодержание водяного пара в $Кал/кг$ при т-ре t_2 ,
 k — коэффициент теплопередачи в $Кал/м^2\ час\ ^\circ C$,
 t_b — температура наружного воздуха вне сушильной камеры в $^\circ C$,
 t_{cp} — средняя температура воздуха в сушильной камере в $^\circ C$,
 η — общий термический к. п. д. сушильной камеры,
 α — угол наклона в градусах,
 M_d — масштаб влагосодержаний в диаграмме $J-d$,
 M_i — " теплосодержаний " " " $J-d$,
 Δt — средняя разность температур воздуха вне сушильной камеры и внутри ее в $^\circ C$.

б) Характеристика воздуха

	До поступления в калорифер	После калори- фера и до вхо- да в сушиль- ную камеру	После выхода из сушильной камеры	Размер- ность
Температура	t_0	t_1	t_2	$^\circ C$
Относительная влажность	ψ_0	ψ_1	ψ_2	$\%$
Влагосодержание	d_0	d_1	d_2	$г/кг$
Теплосодержание	i_0	i_1	i_2	$ккал/кг$
Расход воздуха	L	L	L	$кг/час$
Удельный расход воздуха	—	l	—	$кг/кг$

- c_n — средняя теплоемкость воздуха в $^\circ C$ (0-200°) $Кал/кг\ ^\circ C$,
 c_d — " " " водяного пара в $^\circ C$ " "
 $c_{см}$ — " " " паро-воздушной смеси " "

в) Характеристика высушиваемого материала

	До сушки	После сушки	Размер- ность
Общий вес	G_1	G_2	$кг/час$
Вес сухого веще- ства	G_c	G_c	"
Влажность	w_1	w_2	$\%$
Содержание сухо- го вещества	a_1	a_2	$\%$
Температура	t_1	t_2	$^\circ C$
Теплоемкость	C_1	C_2	$Кал/кг\ ^\circ C$

г) Величины, входящие в тепловой баланс

- Q_1 — количество тепла, расходуемое на испарение влаги,
 в $ккал/час$,

- q_1 — то же количество тепла, отнесенное к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_2 — количество тепла, расходуемое на подогрев материала, в Кал/час ,
 q_2 — то же количество тепла, отнесенное к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_3 — количество тепла, расходуемое на прогрев оборудования, в Кал/час ,
 q_3 — то же количество тепла, отнесенное к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_4 — расход тепла с уходящим воздухом в Кал/час ,
 q_4 — тот же расход, отнесенный к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_5 — расход тепла на тепловые потери в Кал/час ,
 q_5 — тот же расход, отнесенный к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_6 — расход тепла на неучтенные потери в Кал/час ,
 q_6 — тот же расход, отнесенный к 1 кг испар. воды в Кал/кг ,
 Q — общий (теоретический) расход тепла в Кал/час ,
 q_n — тот же расход, отнесенный к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_{II} — количество тепла, полностью расходуемое сушилкой, в Кал/час ,
 q_{II} — то же количество тепла, отнесенное к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 q_n — суммарный расход тепла по трем статьям расходов в Кал/кг ,
 Q_A — количество тепла, расходуемое в дополнительном нагревательном приборе в самой сушильной камере, в Кал/час ,
 q_A — то же количество тепла, отнесенное к 1 кг испар. воды, в Кал/кг ,
 Q_K — расход тепла в калорифере в Кал/час ,
 q_K — тот же расход, отнесенный к 1 кг испар. воды, в Кал/кг .

2. Производительность сушильной установки. Определение расхода влаги

Зависимость между рабочей емкостью сушильной камеры и заданной часовой производительностью вытекает из следующих положений.

Единовременная загрузка сушилки составляет $E \text{ м}^3$ или $E \gamma_1 \text{ т}$ сырого материала, имеющего начальную влажность $w_1 \%$ или содержание абсолютно сухого вещества $a_1 \%$.

Если время сушки, найденное по методам, изложенным в гл. 1, равняется T часам, то часовая производительность сушилки определится:

$$G = \frac{E\gamma_1}{T} \text{ т/час} \quad (25)$$

или

$$G_1 = 1000 G = 1000 \frac{E\gamma_1}{T} \text{ кг/час} \quad (26)$$

Заменяя уд. в. γ_1 m/m^3 через $\gamma/1000$, где γ выражено в $кг/м^3$, имеем:

$$G_1 = \frac{E\gamma}{T} \text{ кг/час} \quad (26a)$$

В последнем уравнении E выражено в m^3 , γ в $кг/м^3$ и T в час.

В результате процесса высушивания, за часовой промежуток времени, материала в количестве G_1 кг с влажностью w_1 % и содержанием воды $\frac{G_1 w_1}{100}$ кг доводится до количества G_2 кг с влажностью w_2 % и содержанием воды $\frac{G_2 w_2}{100}$ кг.

Таким образом количество влаги, изъятное из высушенного продукта и поглощенное воздухом, составляет:

$$W = \frac{G_1 w_1}{100} - \frac{G_2 w_2}{100} = \frac{G_1 w_1 - G_2 w_2}{100} \text{ кг/час.} \quad (27)$$

С другой стороны, количество сухого вещества, если пренебречь возможными его потерями в сушилке (унос мелких частиц с воздухом в виде пыли, раструска и т. п.) остается постоянным до и после сушки и составляет:

до сушки:

$$G_c = G_1 - \frac{G_1 w_1}{100} = G_1 \frac{100 - w_1}{100} \text{ кг/час,}$$

после сушки:

$$G_c = G_2 - \frac{G_2 w_2}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100} \text{ кг/час.}$$

Отсюда, приравнявая правые части обоих предыдущих равенств, получаем:

$$G_1 \frac{100 - w_1}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100} \dots (m),$$

что дает:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ кг/час.} \quad (28)$$

$$G_1 = G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \text{ кг/час.} \quad (29)$$

Последние два уравнения дают возможность по заданным w_1 , w_2 и G_1 (или G_2) найти G_2 (или G_1) и затем, по уравнению (27) определить расход влаги W кг/час. Для определения W мы предполагаем еще одним контрольным уравнением:

$$W \approx G_1 - G_2 \text{ кг/час.} \quad (30)$$

Уравнения (28) и (29) с учетом потерь части сухого вещества, выраженных в долях x процента от его веса, переписутся так:

$$G_2 = (1 - x) G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ кг/час,} \quad (28a)$$

$$G_1 = \frac{1}{1 - x} \cdot G_2 \cdot \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \text{ кг/час.} \quad (29a)$$

Можно вести расчет, исходя также из процентного содержания сухого вещества до и после сушки, т. е. по заданным a_1 в % от G_1 и a_2 в % от G_2 .

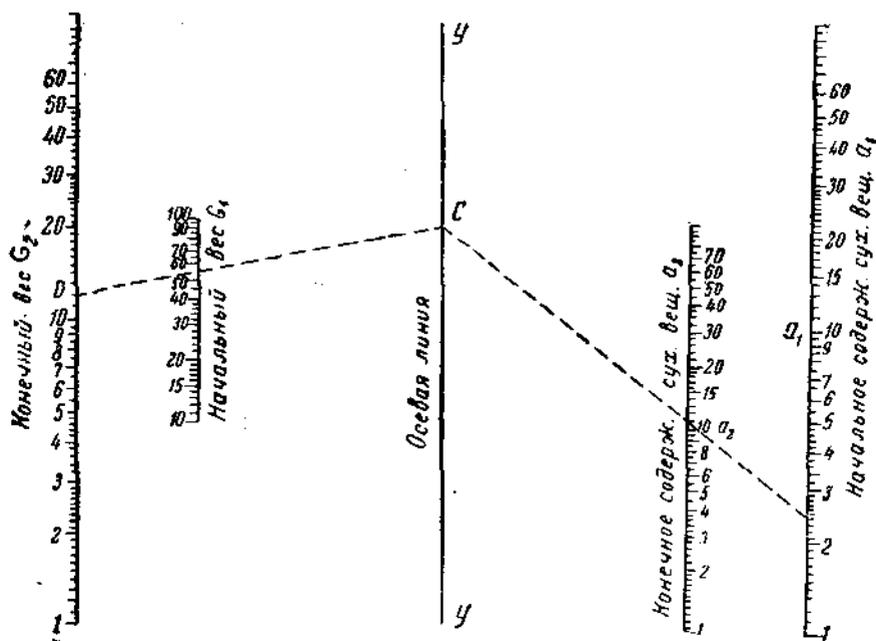
Заменяя в предыдущем равенстве (m) $100 - \omega_1$ через a_1 и $100 - \omega_2$ через a_2 , имеем:

$$\frac{a_1 G_1}{100} = \frac{a_2 G_2}{100} \text{ или } a_1 G_1 = a_2 G_2 = \text{const},$$

откуда

$$a_1 : a_2 = G_2 : G_1. \quad (31)$$

Изображенная на фиг. 37 номограмма дает графическое решение задачи определения одной из величин уравнения (31) при трех



Фиг. 37. Номограмма для определения влажности материала.

прочих заданных, полезное при беглом предварительном подсчете.

Пример 14. Влажный материал весом $G_1 = 55$ кг с начальным содержанием сухого вещества $a_1 = 2,4\%$ доводится в сушилке в течение 1 часа до содержания сухого вещества $a_2 = 11\%$. Найти вес высушенного материала G_2 и количество испаряемой в час влаги.

Для решения пользуемся номограммой (фиг. 37). Соединив прямой линией цифру деления 2,4 правой шкалы a_1 с делением 11 шкалы a_2 , ведем эту линию до пересечения с осевой линией УУ. Найденную точку С соединяем далее второй прямой с делением „55“ на шкале G_1 и находим в точке пересечения этой прямой со шкалой G_2 отсчет $G_2 = 12$ кг. Отсюда, согласно уравнению (30), определяем: $W = G_1 - G_2 = 55 - 12 = 43$ кг/час.

Пример 15. Найти часовой расход воды при высушивании цинк-стеарата (уд. в. $\gamma = 600$ кг (м^3)) в сушильном шкафу с 20 полками, размером площади $400 \cdot 600$ мм, если средняя толщина слоя составляет 30 мм, время сушки $T = 20$ час., начальное и конечное содержание воды в материале соответственно равны $\omega_1 = 30\%$ и $\omega_2 = 5\%$ и общий процент потерь продукта не превышает 2% . Полезная емкость сушильного шкафа составляет

$$E = 20 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,03 = 0,144 \text{ м}^3,$$

откуда по форм. (26а) находим

$$G_1 = \frac{E \gamma}{T} = \frac{0,144 \cdot 600}{20} = 4,32 \text{ кг/час.}$$

Далее, по уравнению (28а) имеем

$$G_2 = (1 - 0,02) \cdot 4,32 \cdot \frac{100 - 30}{100 - 5} = 3,12 \text{ кг/час.}$$

Часовой расход воды, согласно уравнению (27), составит:

$$W = \frac{4,32 \cdot 30 - 3,12 \cdot 5}{100} = 1,14 \text{ кг/час.}$$

Проверка по форм. (30) дает:

$$W = G_1 - G_2 = 4,32 - 3,12 = 1,20 \text{ кг/час.}$$

(невязка 0,06 кг вследствие введения $x = 2\%$).

3. Определение расхода воздуха

Воздух вступает в калорифер с начальными температурой t_0 и влажностью ψ_0 , т. е. содержит в 1 кг сухой части определенное весовое количество влаги d_0 г/кг, которое может быть найдено по данным t_0 и ψ_0 из таблиц или по диаграмме $J-d$.

В калорифере происходит подогрев воздуха до более высокой температуры t_1 , причем влагосодержание его d_1 остается почти неизменным. Степень же насыщения ψ_1 изменяется в сторону уменьшения весьма значительно, так как с повышением температуры сильно возрастает абсолютная величина p_H — давления насыщающих воздух водяных паров (при температуре t_1), другими словами в дроби уравнения (3) $\psi = \frac{p_H}{p_H}$ знаменатель возрастает значительно больше числителя. Проследить это положение можно по диаграмме $J-d$. Пусть воздух имел, например, до калорифера температуру $t_0 = 20^\circ$ и был насыщен на 60% . Найдя на диаграмме $J-d$ (фиг. 35) точку пересечения $t_0 = 20^\circ$ и $\psi_0 = 0,6$, можем отсчитать на абсциссе этой точки величину $d_0 = 8,9$ г/кг. Далее подогреем этот воздух в калорифере до температуры $t_1 = 70^\circ$. Так как процесс этот идет с $d = \text{const}$, то проведя по диаграмме линию параллельно оси ординат, т. е. двигаясь вертикально вверх по сетке диаграммы, мы встретим на ней изотерму $t_1 = 70^\circ$ и найдем, что этой точке состояния нагретого до 70° воздуха при $d_0 = 8,9$ г/кг соответствует относительная влажность $\psi_1 = 0,1$ или 10% . Воздух стал более влагоемким.

С другой стороны, как видно из той же диаграммы, сильно увеличилось теплосодержание воздуха: с $J_0 = 10,19 \text{ Кал/кг}$ оно повысилось до $J_1 = 29,53 \text{ Кал/кг}$, т. е. возросло примерно на 19 Кал/кг . Воздух получил возможность отдать высушиваемому материалу 19 Кал/кг и тем способствовать не только испарению влаги, но и покрытию ряда тепловых потерь.

Каждый кг воздуха, вступающего в сушилку, содержит влаги d_0 (или d_1) г/кг сухой части. После процесса высушивания это влагосодержание повысится и станет равным d_2 г/кг сухого воздуха. Таким образом каждый кг сухого воздуха, пройдя через сушильную камеру и изъяв влагу, увеличит свое влагосодержание на $d_2 - d_0$ или $d_2 - d_1$ г/кг.

Если в час необходимо удалить W кг влаги $= 1000 W$ г, то, очевидно, на это потребуется сухого воздуха:

$$L = \frac{1000 W}{d_2 - d_1}$$

или

$$\boxed{L = \frac{1000 W}{d_2 - d_0}} \text{ кг/час.} \quad (32)$$

Последнее уравнение выражает часовой расход воздуха, необходимый для испарения заданного количества W кг/час воды. К выводу уравнения (32) можно прийти также путем следующих рассуждений.

Паровоздушная смесь при $T = 1$ часу до входа в сушильную камеру состояла из L кг сухого воздуха, т. е. полный вес этой смеси был равен

$$L + L \frac{d_0}{1000} \text{ кг.}$$

После выхода из сушилки влагосодержание составило d_2 г/кг или $\frac{d_2}{1000}$ кг на 1 кг сухого воздуха. Всего в тех же L кг воздуха имелось водяных паров: $L \cdot \frac{d_2}{1000}$ кг, а полный вес паровоздушной смеси после сушки составил

$$L + L \frac{d_2}{1000} \text{ кг.}$$

Увеличение общего веса произошло за счет прироста изъятых в процессе сушки W кг воды, т. е. разность $L + L \frac{d_2}{1000} - \left(L + L \frac{d_0}{1000} \right)$ равняется W , что дает после упрощений:

$$L \frac{d_2 - d_0}{1000} = W,$$

откуда имеем

$$L = \frac{1000 W}{d_2 - d_0} \text{ кг/час.}$$

Отнеся расход воздуха к 1 кг испаренной влаги, находим.

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1} \quad \frac{\text{кг сухого воздуха}}{\text{кг влаги}} \quad (33)$$

4. Расход тепла. Основные расчетные уравнения

Выведенное уравнение дает возможность вычислить необходимое количество воздуха, которое должно быть подведено в сушильную камеру, если известно влагосодержание d_2 в конце процесса. Последнее, как мы знаем, является функцией двух величин: температуры воздуха t_2 и его относительной влажности ψ_2 — каковые факторы, в свою очередь, зависят от хода теплового процесса в целом, т. е. от количества тепла, которое воздух должен отдать в сушилке, израсходовав его на все сопутствующие процессу сушки явления.

Таким образом метод расчета зависит от тепловых факторов, и только совместное разрешение обеих сторон одного и того же процесса: влагопоглощения и теплопередачи, выполняемых воздухом, дает правильный путь к полному расчету всех элементов сушильной установки: приборов для получения тепла и для создания потоков воздуха.

Поэтому необходимо подойти вплотную к тепловой стороне сушильного процесса и рассмотреть все составные части теплового баланса сушильной установки.

Теплота в сушилках расходуется по следующим направлениям:

1) расход тепла на испарение влаги из материала в количестве Q_1 Кал/час или, считая на 1 кг испар. воды $q_1 = \frac{Q_1}{W}$ Кал/кг,

2) тепло, затрачиваемое на подогрев загруженного в сушильную камеру материала от его начальной температуры θ_1 до температуры высушенного материала, оставляющего сушильную камеру при температуре θ_2 . Назовем этот расход через Q_2 Кал/час или, соответственно,

$$q_2 = \frac{Q_2}{W} \text{ Кал/кг};$$

3) тепло, расходуемое на прогрев оборудования в сушильной камере, с его начальной температуры t'_x до температуры при окончании процесса сушки t''_x и составляющее Q_3 Кал/час или

$$q_3 = \frac{Q_3}{W} \text{ Кал/кг испаренной воды};$$

4) потери тепла с отходящим воздухом, температура которого при выходе из сушильной камеры t_2 , как правило, всегда и неизбежно больше начальной температуры t_0 ;

5) потери тепла в окружающую сушильную камеру среду, обусловленные явлениями лучеиспускания от наружных стенок камеры, температура которых больше температуры окружающего

воздуха, т. е. $t_n > t_b$ и составляющие в общем величину Q_5 Кал/час или соответственно на 1 кг испаренной воды q_5 Кал/кг.

Полный оборот тепла в сушильной установке составляет таким образом

$$Q = \Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad \text{Кал/час} \quad (34)$$

или считая на 1 кг удаленной влаги:

$$q = \frac{Q}{W} \quad \text{Кал/кг}, \quad (35)$$

или

$$q = \frac{Q_1}{G_1 - G_2} \quad \text{Кал/кг}. \quad (36)$$

Рассмотрим подробнее отдельные слагающие Q .

а) Расход тепла на испарение влаги Q_1 , выражается округленно по Гаусбранду ¹⁾ следующим расчетным уравнением:

$$Q_1 \approx (640 - \theta_1) W \quad \text{Кал/час}, \quad (37)$$

где θ_1 — температура материала при вступлении в сушильную камеру в °Ц и

W — часовой расход испаряемой влаги кг/час, определенный уравнениями (27) или (30).

Если известна t_2 — температура воздуха, покидающего сушилку, то более точно расход Q_1 может быть выражен:

$$Q_1 = (i_n'' - \theta_1) W \quad \text{Кал/час}, \quad (38)$$

где i_n'' — теплосодержание водяного пара, насыщающего воздух, при температуре t_2 , равно скрытой теплоте испарения в Кал/кг и определяемое по паровым таблицам.

С достаточной точностью величина i_n'' может быть выражена через температуру t_2 формулой

$$i_n'' = 595 + 0,47 t_2,$$

что приводит уравнение (38) к виду:

$$Q_1 = (595 + 0,47 t_2 - \theta_1) W \quad \text{Кал/час}. \quad (39)$$

Последней формулой удобно пользоваться при заданной температуре t_2 уходящего воздуха.

Наконец удельный расход тепла на испарение влаги, отнесенный к 1 кг последней, выражается:

$$q_1 \approx 640 - \theta_1 \quad \text{Кал/кг} \quad (37a)$$

¹⁾ Указатель литературы № 15 и № 2.

или

$$q_1 = i''_n - \Theta_1 \text{ Кал/кг}, \quad (38a)$$

или

$$q_1 = 595 + 0,47 t_2 - \Theta_1. \quad (39a)$$

Для сопоставления значений величины q_1 , исчисленной по всем трем формулам, составлена следующая таблица, где q_1 вычислено для разных t_2 при $\Theta_1 = 15^\circ \text{ Ц}$.

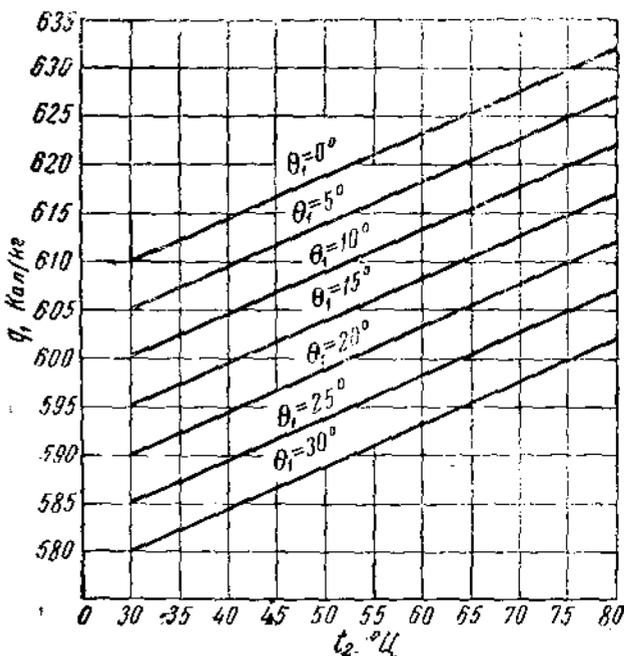
Таблица 3

t_2 °Ц	q_1 по форм. (37 а)	по q_1 форм. (38 а)	q_1 по форм. 39 а
80	625	616,9	617,6
70	625	612,7	612,9
60	625	608,5	608,2
50	625	604,2	603,5
40	625	599,8	598,8
30	625	585,2	594,1

Как видно из табл. 3, форм. Гаусбранда дает при нормальных в практике сушилок температурах $t_2 = 40 \div 60^\circ$ преувеличенные цифры; наиболее точные данные получаются по форм. (38a) и (39a), дающих в указанных температурных интервалах весьма близкие друг к другу цифровые результаты.

Графическое решение уравнения (38a), облегчающее расчетную работу, представлено на диаграмме фиг. 38, где величина q_1 вычислена для интервала температур t_2 от 30 до 80° и начальных температур материала Θ_1 от 0 до 30° . По диаграмме фиг. 38, например для $\Theta_1 = 20^\circ$ и $t_2 = 60^\circ$, находим расход тепла на испарение влаги $q_1 = 603,5 \text{ Кал/кг}$.

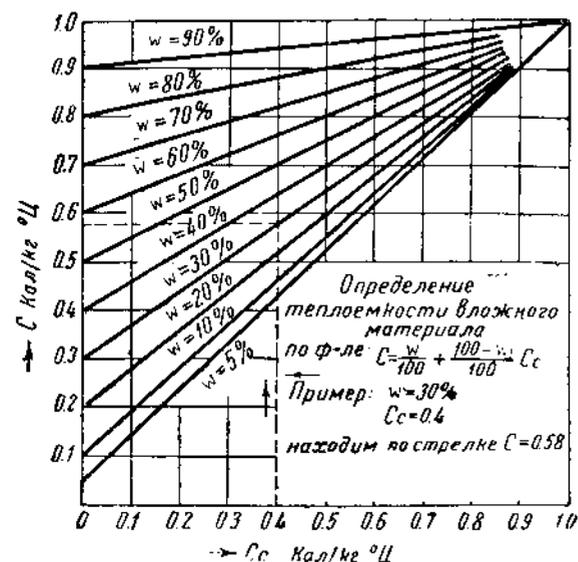
Анализ уравнения (38a) приводит к следующим двум основным выводам:



Фиг. 38. Номограмма для определения удельного расхода тепла на испарение влаги.

1) полезный расход тепла на испарение влаги тем меньше, чем выше температура вступающего в сушильную камеру продукта;
 2) полезный расход тепла на испарение влаги тем больше, чем выше температура t_2 отработанного воздуха. Другими словами, общий к. п. д. и экономичность сушки повышаются с понижением температуры уходящего воздуха, т. е. при максимальном использовании его теплосодержания в самой камере.

Приведенные выше уравнения (37) — (39) и (37а) — (39а) могут быть использованы при расчетах воздушных сушилок, давление



Фиг. 39. Номограмма для определения теплоемкости влажного материала.

в сушильную камеру при начальной температуре θ_1 и обогреваемый теплым воздухом с температурой t_1 , сам подогревается до температуры θ_2 .

Если обозначить теплоемкость абсолютно сухого вещества через c_c и теплоемкость высушенного материала при влажности w_2 через c_2 , то последняя, очевидно, равняется:

$$c_2 = \frac{w_2 \cdot 1}{100} + \frac{100 - w_2}{100} c_c \quad \text{Кал/кг}^\circ\text{C} \quad (40)$$

(здесь 1 обозначает теплоемкость воды).

Определение теплоемкости c_2 по данным c_c и w представлено на номограмме фиг. 39.

Расход тепла на подогрев материала с температуры θ_1 до θ_2 , очевидно, равен

$$Q_2 = c_2 G_2 (\theta_2 - \theta_1) \quad \text{Кал/час} \quad (41)$$

и удельный расход тепла на подогрев материала, отнесенный к 1 кг испаренной воды:

$$q_2 = c_2 \frac{G_2}{W} (\Theta_2 - \Theta_1) \text{ Кал/кг.} \quad (42)$$

Последнее уравнение можно упростить, воспользовавшись равенствами (28) и (30), а именно: по (28) имеем

$$G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2},$$

по (30) имеем

$$G_1 - G_2 = W.$$

Отсюда

$$\frac{G_2}{W + G_2} = \frac{100 - w_1}{100 - w_2}; \quad \frac{G_2 + W}{G_2} = \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \quad \text{или}$$

$$\frac{W}{G_2} = \frac{100 - w_2}{100 - w_1} - 1 = \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}$$

и наконец

$$\frac{G_2}{W} = \frac{100 - w_1}{w_1 - w_2}.$$

Подставив последнее выражение $\frac{G_2}{W}$ в уравнение (42), находим:

$$q_2 = c_2 (\Theta_2 - \Theta_1) \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ Кал/кг.} \quad (43)$$

Так как c_2 , как видно из форм. (40), зависит от величины w_2 , то общий вывод может быть сформулирован так: при данном температурном перепаде расход тепла на подогрев высушиваемого материала в основном зависит от величины его начального и конечного влагосодержания.

Пример 16. Найти расход тепла q_2 на подогрев материала, имеющего $c_c = 0,6 \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$, если $\Theta_1 = 10^\circ$, $\Theta_2 = 30^\circ$, $w_1 = 40\%$ и $w_2 = 10\%$.

По уравнению (40) определяем $c_2 = 0,10 + 0,90 \cdot 0,6 = 0,64 \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$ и далее по форм. (43):

$$q_2 = 0,64 (30 - 10) \frac{100 - 40}{40 - 10} = 25,6 \text{ Кал/кг влаги.}$$

Пример 17. Определить расход q_2 для того же материала, высушиваемого в тех же условиях, если $w_1 = 60\%$ и $w_2 = 15\%$.

В этом случае

$$c_2 = 0,15 + 0,85 \cdot 0,6 = 0,66 \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц},$$

и

$$q_2 = 0,66 (30 - 10) \frac{100 - 60}{60 - 15} = 11,7 \text{ Кал/кг влаги,}$$

т. е. уменьшается более, чем вдвое.

в) Расход тепла на прогрев оборудования относится к числу тепловых потерь, весьма ощутительных при частой перегрузке материала в периодических сушилках, например при сушке на выдвижных полках, на вагонетках и т. п., а в сушилках непре-

рванного действия (ленточные, конвейерные) достигающий максимума в начале сушильного процесса.

Если обозначить теплоемкости материалов, из коих построено оборудование, соответственно через c_{m_1} , c_{m_2} , c_{m_3} и т. д. и их веса через G_{m_1} , G_{m_2} , G_{m_3} и т. д., то при начальной температуре оборудования t'_m и конечной температуре t''_m расход тепла на прогрев оборудования выразится:

$$Q_3 = (t''_m - t'_m) [c_{m_1} G_{m_1} + c_{m_2} G_{m_2} + c_{m_3} G_{m_3} + \dots + c_{m_n} G_{m_n}]$$

или общая:

$$Q_3 = (t''_m - t'_m) \sum c_m G_m \quad \text{Кал/час.} \quad (44)$$

и удельный расход на 1 кг испар. влаги:

$$q_3 = \frac{t''_m - t'_m}{W} \sum c_m G_m \quad \text{Кал/кг.} \quad (44a)$$

Обычно принимают $t'_m = \theta_1$ и $t''_m = t_2$.

Пример 18. Найти q_3 для сушилки, в которой испаряется 100 кг воды в час на 120 деревянных противнях, весом по 6 кг каждый, установленных на железной вагонетке, весящей 80 кг, если $t'_m = 15^\circ$ и $t''_m = 40^\circ$ и соответственно теплоемкости равны для дерева $c_d = 0,65$ Кал/кг $^\circ$ Ц и для железа $c_{ж} = 0,115$ Кал/кг $^\circ$ Ц.

Находим по уравнению (44a):

$$q_3 = (0,65 \cdot 120 \cdot 6 + 0,115 \cdot 80) \frac{40 - 15}{100} = 119,3 \text{ Кал/кг.}$$

г) Потери тепла с уходящим воздухом. Воздух покидает сушильную камеру при температуре t_2 , которая должна быть выше t_0 , ибо по условиям и самой сущности процесса этот воздух должен удерживать в виде пара поглощенное им в сушильной камере количество влаги, каковое обстоятельство связано с достаточным перепадом температур $t_2 - t_0$.

Отсюда неизбежный перегрев паровоздушной смеси от его начальной температуры t_0 до t_2 . Величина этой статьи тепловых потерь выразится следующим уравнением:

$$Q_4 = L c_{см} (t_2 - t_0) \text{ Кал/час,}$$

где $c_{см}$ — теплоемкость смеси при t_0 . Подставив ее выражение из форм. (21), имеем:

$$Q_4 = L(0,24 + 0,00047 d_0) (t_2 - t_0) \text{ Кал/час.} \quad (45)$$

Наконец, выражая последние два множителя через теплосодержания по аналогии с уравнением (24), получаем видимый перепад по диаграмме $J-d$:

$$Q_4 = L(J_2 - J_0) \text{ Кал/час} \quad (46)$$

относя к 1 кг испаренной воды:

$$q_4 = \frac{L}{W} (J_2 - J_0) = l (J_2 - J_0) \text{ Кал/кг.} \quad (47)$$

д) Потери тепла в окружающую среду. Эта статья теплового баланса определяется размером наружной поверхности стенок сушильной камеры, коэффициентом теплопередачи k от стенок воздуху и средней разностью температур между средней температурой Δt паро-воздушной смеси в сушильной камере и температурой t_s окружающего ее воздуха.

Таким образом

$$Q_5 = k(\Delta t)\Sigma F \text{ Кал/час,} \quad (48)$$

где k — коэффициент теплопередачи $\text{Кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}$,

ΣF — сумма всех внешних поверхностей сушильной камеры в м^2 ,

$\Delta t = t_{cp} - t_s$ — разность температур,

и t_s — средние температуры воздуха внутри камеры и вне ее.

При выполнении ограждений сушильной камеры материалами различными коэффициентами теплопередачи:

$$Q_5 = (k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3 + \dots + k_n F_n) \Delta t = \Delta t \Sigma k F \text{ Кал/час.} \quad (49)$$

Наконец, на 1 кг испаренной влаги тепловые потери в окружающую среду составляют:

$$q_5 = \frac{Q_5}{W} = \frac{\Delta t \Sigma k F}{W} \text{ Кал/кг.} \quad (50)$$

Величина этой статьи расхода тепла зависит от свойств материала поверхности стенок, главным образом от его теплопроводности, определяющей в основном величину коэффициента теплопередачи k .

Кроме того, на величину k влияет и перепад температур Δt , сам по себе в прямой пропорциональности увеличивающий расход q_5 .

Наконец, компактность сушильной установки дает минимальную ΣF и тем способствует уменьшению тепловых потерь.

Нижеприводимая табл. 4 (по Гаусбранду) дает значения произведений $k \Delta t$ для разных конструкций стенок камеры и различных Δt .

Пользование таблицей разъяснено в следующем примере.

Пример 19. Сушильная камера имеет следующие наружные размеры ограждений: длина 2,5, ширина 1,4 и высота 1,2 м и работает при температурах воздуха $t_1 = 80^\circ$, $t_2 = 50^\circ$; $t_s = 15^\circ$. Пол камеры бетонный, потолок и имеющиеся с обеих торцевых сторон двери деревянные, боковые стенки сделаны из гипсовых плит толщиной 100 мм. Найти часовой расход тепла на внешние потери в окружающую камеру помещение.

Таблица 4

Потеря тепла в час на 1 м² внешней поверхности сушильной камеры при различных Δt (по Гаусбранду)

Перепад температур Δt	Гипсовые стенки, толщина в мм			Кирпичные стены, толщина в мм						Деревянная стенка	Окна			Пол			Потолок			
	40	60	100	120	250	380	510	640	770		Оригинальные	Двойные	Бетонные	Плитный массивный	Подпольный	Земля	Стены	Над балками	Бетонный	Пол
5	16	14	13	12	8,5	6,5	5,5	4,9	4	11	25	12	9							
10	31	28	23	24	17	13	11	9	8	22	50	23	18							
15	47	42	36	36	25,5	19,5	16,5	13,5	12	33	75	35	27							
20	62	56	46	48	34	26	22	18	16	44	100	46	36							
25	78	70	59	60	42,5	32,5	27,5	22,5	20	55	125	58	45							
30	93	84	69	72	51	39	33	27	24	66	150	69	54							
35	109	101	82	84	59,5	45,5	38,5	31,5	28	77	175	71	63							
40	124	112	92	96	68	52	44	36	32	88	200	92	72							
45	140	126	105	108	76,5	58,5	49,5	40,5	36	99	225	104	81							
50	155	140	115	120	85	65	55	45	40	110	250	110	90							
55	171	154	128	132	93,5	71,5	60,5	49,5	44	121	275	127	99							
60	186	16	138	144	102	78	66	54	48	132	300	138	109							
65	202	182	151	156	110,5	84,5	71,5	58,5	52	143	325	150	117							
70	217	196	161	168	119	91	77	63	56	154	350	161	126							
75	233	210	174	180	127,5	97,5	82,5	67,5	60	165	375	173	135							
80	248	224	184	192	136	104	88	72	64	176	400	184	144							
85	264	238	197	204	144,5	110,5	93,5	76,5	68	187	425	196	153							
90	279	252	207	216	153	117	90	81	72	198	450	207	162							
95	295	266	220	228	161,5	123,5	104,5	85,5	78	209	475	219	171							
100	310	280	230	240	170	130	110	90	80	220	500	230	180							

Решение. Подсчитываем поверхности, выполненные из различного материала. Гипсовые стенки имеют:

$$F_1 = 4 \times 2,5 \times 1,2 = 12 \text{ м}^2,$$

деревянные двери и потолок занимают площадь:

$$F_2 = 2 \times 1,4 \times 1,2 + 2,5 \times 1,4 = 6,86 \text{ м}^2$$

и бетонный пол:

$$F_3 = 2,5 \times 1,4 = 3,5 \text{ м}^2.$$

Далее, отыскав по табл. 4 соответствующие нашей Δt = t_{ср} - t_в = $\frac{80 + 50}{2} - 15 = 50^\circ$ произведения

$$k_1 \Delta t = 115 \text{ Кал/м}^2 \text{ час},$$

$$k_2 \Delta t = 110 \text{ "}$$

$$k_3 \Delta t = 90 \text{ "}$$

подставляем в уравнение (49):

$$Q_6 = 115 \cdot 12 + 110 \cdot 6,86 + 90 \cdot 3,5 = 2449,6 \text{ Кал/час}.$$

Подробные расчеты, связанные с толщиной ограждающих стенок и точными подсчетами коэффициента теплопередачи, приведены в гл. 5. Отметим только, что для детального подсчета величины Q₆ конструктор должен заранее оформить конструкцию сушилки и строительной ее части: подбор ограждающих и изолирующих

материалов, их толщину, крепления и т. д. Для грубого же предварительного подсчета достаточно пользоваться указанной выше таблицей. Заканчивая обзор всех расходных статей теплового баланса, следует заметить, что кроме перечисленных пяти групп в практике сушильных установок встречается еще категория так называемых „неучтенных“ потерь, которые заключаются в присосе извне камеры холодного воздуха, в поступлении такого воздуха при открывании и закрывании дверей, через люки, зазоры и т. д.

Эта группа потерь может быть учтена только ориентировочно, исходя из оценки конструкции камеры, ее размеров, характера работы, и составляет в общей сложности от 8 до 12%, в среднем около 10% от суммы трех статей расходов, выражающих потери тепла, доходя почти до нуля в вакуумсушильных установках.

Обозначив эти неучтенные потери через Q_6 , имеем в среднем

$$Q_6 \approx 0,10(Q_2 + Q_3 + Q_5) \quad \text{Кал/час} \quad (51)$$

и полный расход тепла в сушильной установке в целом:

$$Q = Q_1 + 1,1(Q_2 + Q_3 + Q_5) + Q_4 \quad \text{Кал/час.} \quad (52)$$

Переходим к составлению теплового баланса тепла, циркулирующего в самой сушильной камере, и отнесенного к сухому воздуху. Воздух, входя в калорифер с теплосодержанием J_0 , повышает таковое до J_1 . Таким образом приход тепла в калорифере, равный $Q_k = L \left(c_n + \frac{d_n}{1000} c_n \right) (t_1 - t_0)$ может быть выражен:

$$Q_k = L(J_1 - J_0) \quad \text{Кал/час.} \quad (53)$$

$$q_k = l(J_1 - J_0) \quad \text{Кал/час.} \quad (53a)$$

Отдавая свое тепло материалу и одновременно извлекая влагу, воздух получает обратно это тепло в виде тепла водяного пара, диффундирующего в циркулирующую паро-воздушную смесь. Так как последняя покидает сушильную камеру при температуре t_2 , то очевидно, эта статья прихода тепла, отнесенная к воздуху, равна теплосодержанию водяного пара, насыщающего воздух при t_2 , умноженному на количество испаренной воды, т. е. равна $i_n'' W$ Кал/час. Наконец, при наличии в самой камере дополнительных нагревающих приборов, последние передают воздуху Q_n Кал/час тепла. Итого весь приход тепла в воздух составляет: тепло, приобретенное в калорифере, плюс тепло, изъятное с влагой из материала, плюс дополнительное тепло внутренних приборов, т. е. приход тепла

$$Q_n = Q_k + i_n'' W + Q_n.$$

Приравняв этот приход расходу Q , имеем

$$Q_n = Q \text{ или } Q_k + i_n'' W + Q_n = Q_1 + 1,1(Q_2 + Q_3 + Q_5) + Q_4.$$

Подставив вместо Q_k уравнение (53), а вместо Q_1 форм. (38), имеем:

$$L(J_1 - J_0) + i_n'' W + \theta_n = (i_n'' - \theta_1) W + 1,1(Q_2 + Q_3 + Q_5) + Q_4. \quad (54)$$

Относя все к 1 кг испаренной влаги, т. е. деля на W и введя наши обозначения для удельных расходов воздуха l и тепла q имеем

$$l(J_1 - J_0) + i''_n \cdot q_x = i''_n - \Theta_1 + 1,1(q_2 + q_3 + q_5) + q_4 \quad (55)$$

или по упрощении:

$$l(J_1 - J_0) = -\Theta_1 - q_x + 1,1(q_2 + q_3 + q_5) + q_4. \quad (55a)$$

Так как потеря тепла с уходящим из сушильной камеры воздухом по ур-ию (47).

$q_4 = l(J_2 - J_0)$, то, подставив это выражение в уравнение (55a) находим:

$$l(J_1 - J_0) = -\Theta_1 - q_x + 1,1(q_2 + q_3 + q_5) + l(J_2 - J_0),$$

что после приведения подобных членов ($-lJ_0$) дает:

$$l(J_1 - J_2) = -\Theta_1 - q_x + 1,1(q_2 + q_3 + q_5). \quad (56)$$

$$\text{Обозначая для упрощения } 1,1(q_2 + q_3 + q_5) - \Theta_1 - q_x = q_n, \quad (57)$$

имеем

$$l(J_1 - J_2) = q_n \text{ Кал/час} \quad (58)$$

или

$$\boxed{l = \frac{q_n}{J_1 - J_2}} \quad (58a)$$

Последнее уравнение является наряду с уравнением (33) основным для расчета сушки воздухом. Оба эти уравнения: $l = \frac{1000}{d_2 - d_0}$

и $l = \frac{q_n}{J_1 - J_2}$ выражают уже высказанные нами основные термодинамические факторы сушильного процесса:

1) количество воздуха должно быть достаточным для поглощения влаги; каждый килограмм воздуха должен поглотить (диффундировать в своем объеме) $d_2 - d_0$ г воды;

2) количество воздуха должно быть достаточным, для того чтобы полученным в калорифере и использованным в сушильной камере теплом погасить все расходы тепла, включая тепловые потери (составляющие в сумме q_n на 1 кг влаги).

Сопоставляя в одно целое оба отмеченных требования, т. е. уравнения (33) и (58a), получаем:

$$\frac{1000}{d_2 - d_0} = \frac{q_n}{J_1 - J_2}$$

Заменяя $d_0 \approx d_1$, находим после преобразований

$$\boxed{\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = -0,001 q_n = -q'_n, \quad q'_n = 0,001 q_n.} \quad (59)$$

где

Полученное выражение замыкает весь предыдущий ход расчета. Правая часть уравнения (59) $0,001 q_n$ подсчитывается на основе

вышеприведенных формул, охватывающих определение статей расхода тепла. В левой части величинами заданными является $d_1 \approx d_0$ и J_1 , значения которых по данным t_0 , ψ_0 и t_1 (при $d = \text{const} = d_0$) могут быть найдены из таблиц или из диаграммы $J-d$.

Величинами искомыми являются J_2 и d_2 , для определения которых обычно необходимо (на основе опытов и изучения динамики сушки данного продукта) знать или задаваться величиной t_2 .

Знак „минус“ в правой части имеет тот смысл, что приход тепла и приход влаги происходят во взаимно обратных направлениях (в отношении того и другого объекта процесса сушки).

Найдя d_2 , далее определяют по уравнениям (33) и (32) расход воздуха l и L и затем по уравнению (53) и (53а) Q_k и q_k .

Величины L и Q_k предопределяют характеристику основных элементов оборудования сушилки (подробно об этом см. 5 и 6 гл.). Таким образом последовательный ход расчета должен протекать в следующем порядке:

1) определение количества испаряемой влаги W кг/час на основе метода, изложенного выше на стр. 55;

2) определение расходов тепла Q_2, Q_3, Q_5 или q_2, q_3, q_5 и далее по форм. (57) q_{11} ,

3) определение по уравнению (59) d_2 и J_2 ;

4) определение l, L, Q_k и q_k по уравнениям (33), (32), (53) и (53а);

5) расчет и подбор элементов сушилки: калориферов, вентилятора, выбор электромотора к последнему.

Таким образом из остальных величин, участвующих в решении вопроса, являются заданными:

$$W, t_0, \psi_0, d_0, d_1, T_0, T_1, t_2 \text{ (или } \psi_2)$$

и искомыми:

$$J_2, d_2, \psi_2 \text{ (или } t_2), l, L, Q_k, \text{ и } q_k.$$

Определение относительной влажности ψ_2 уходящего из сушильной камеры воздуха является необходимой контрольной мерой; величина ψ_2 может приближаться к 1 (100%), но отнюдь не должна быть ей равной или превышать.

Аналитическое решение уравнения (59), как выявится из примера 20, представляет ряд трудностей, вытекающих из того обстоятельства, что величины J_2 и d_2 связаны между собой общей зависимостью, вытекающей из теории паро-воздушной смеси и состоящей в том, что при заданной температуре t_2 (или ψ_2) величины d_2 и J_2 всецело определяются ψ_2 (или t_2). Так как значение ψ_2 (или t_2) наперед неизвестно, то уравнение приходится решать методом последовательного подбора ψ_2 и последующей подстановки в уравнение (59) найденных по таблицам значений J_2 и d_2 , пока левая часть не станет равной правой части, т. е. 0,001 q_k .

Пример 20. Найти расход воздуха и тепла для высушивания кристаллов медного купороса в количестве $G_c = 150$ кг/час сухой соли с начальной влажностью $w_1 = 10\%$ и конечной влажностью $w_2 = 0,3\%$, если камера сделана из дерева, имеет наружные раз-

меры $4 \times 2 \times 1,5$ м и свойства воздуха-теплоносителя характеризуются следующими данными: $t_0 = 15^\circ$, $\psi_0 = 90\%$, $t_1 = 70^\circ$, $t_2 = 50^\circ$, $t_n = t_0 = 15^\circ$. Оборудование состоит из деревянных полок весом 60 кг, размещенных на двух железных вагонетках весом 120 кг. Купорос имеет при загрузке температуру $\theta_1 = 10^\circ$, при выгрузке $\theta_2 = 30^\circ$.

Решение. 1) Определяем расход испаряемой воды кг/час.

Так как $G_c = G_1 \frac{100 - w_1}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100}$ (см. выше вывод форм. 28 и следующих), то очевидно:

$$G_1 = \frac{100 G_c}{100 - w_1} = \frac{100 \cdot 150}{100 - 10} \approx 166,67 \text{ кг/час}$$

$$G_2 = \frac{100 G_c}{100 - w_2} = \frac{100 \cdot 150}{100 - 0,3} = 150,95 \text{ кг/час,}$$

откуда по уравнению (27) имеем:

$$W = \frac{G_1 w_1 - G_2 w_2}{100} = \frac{166,67 \cdot 30 - 150,95 \cdot 0,3}{100} = 49,55 \text{ кг/час} \approx 50 \text{ кг/час.}$$

2) Находим последовательно все расходы тепла (кроме q_1).

Расход тепла на прогрев материала определяется уравнением (42).

Предварительно находим c_2 по форм. (40), взяв c_c из соответствующих справочных таблиц $c_c \approx 0,15$ Кал/кг $^\circ$ Ц:

$$c_2 = 0,003 + 0,90 \cdot 0,15 = 0,138 \text{ Кал/кг } ^\circ\text{Ц,}$$

$$q_2 = c_2 \frac{G_2}{W} (\theta_2 - \theta_1) = 0,138 \frac{150,95}{50} (30 - 10) \approx 8,34 \text{ Кал/кг.}$$

Расход тепла на прогрев оборудования получаем по уравнению (44а)

$$q_3 = \frac{\sum c_m G_m (t_m'' - t_m')}{W}.$$

Приняв $t_m' = \theta_1 = 10^\circ$ и $t_m'' = t_2 = 50^\circ$ и используя данные для c_m , приведенные в примере 18, имеем:

$$q_3 = \frac{60 \cdot 0,65 + 120 \cdot 0,115}{50} (50 - 10) = 42,24 \text{ Кал/кг.}$$

Расход тепла в окружающую среду равен по уравнению (50)

$$q_6 = \frac{k \cdot (\Delta t) \cdot F}{W};$$

в нашем случае:

$$\begin{aligned} F &= 2 \times 4 \times 1,5 + 2 \times 2 \times 1,5 + 4 \times 4 \times 2 = 50 \text{ м}^2, \Delta t = t_{cp} - t_n = \\ &= \frac{t_1 + t_2}{2} - t_n = \frac{70 + 50}{2} - 15 = 45^\circ. \end{aligned}$$

Соответственно Δt находим по табл. 4 для деревянных стенок $k \cdot \Delta t = 99$ Кал/м² час, откуда

$$q_6 = \frac{99 \cdot 50}{50} = 99 \text{ Кал/кг,}$$

величина довольно значительная и объясняемая отсутствием надлежащей изоляции стен сушильной камеры в данном примере.

Находим по уравнению (57) ($q_d = 0$):

$$q_n = 1,10(q_2 + q_3 + q_6) - \theta_1 = (8,34 + 42,24 + 99) - 10 = 139,58 \text{ Кал/кг.}$$

3) Подставляем все заданные и найденные величины в уравнение (59), найдя предварительно по таблицам или из диаграммы $J-d$: d_0 (при $t_0 = 15^\circ$ и $\psi_0 = 90\%$), $d_0 = 9,8$ г/кг, далее для $t_1 = 70^\circ$ $J-d_1 = d_0 = 9,8$ г/кг. Поднявшись по диаграмме $J-d$ (фиг. 40) вертикально вверх от точки A (t_0, ψ_0, d_0) до изотермы $t_1 = 70^\circ$, отсчитываем по найденной точке B величину $J_1 \approx 22,8$ Кал/кг (и $\psi \approx 50\%$).

Таким образом уравнение (59) после подстановки в него величин: $d_1 = 9,8$, $J_1 = 22,8$ и $q_n = 139,58 \approx 140$ напишется так:

$$\frac{22,8 - J_2}{9,8 - d_2} = -0,14. \quad (A)$$

4) Для решения этого уравнения используем известную нам температуру $t_2 = 50^\circ$. Примем в порядке первого приближения $\psi_2 = 15\%$, тогда по таблицам или диаграмме $J-d$ найдем

$$d_2 = 23,5 \text{ г/кг,} \\ J_2 = 26,5 \text{ Кал/кг.}$$

Подставив в уравнение (A), имеем

$$\frac{22,8 - 26,5}{9,8 - 23,5} = \frac{-3,7}{-13,7} = 0,28, \text{ т. е. } > -0,14.$$

Путем нескольких подборов окончательно находим

$$\psi_2 = 20\%, d_2 = 15,9 \text{ г/кг, } J_2 = 21,95 \text{ кал/кг,}$$

подстановка которых дает

$$\frac{22,8 - 21,95}{9,8 - 15,9} = \frac{0,85}{-6,1} \approx -0,14.$$

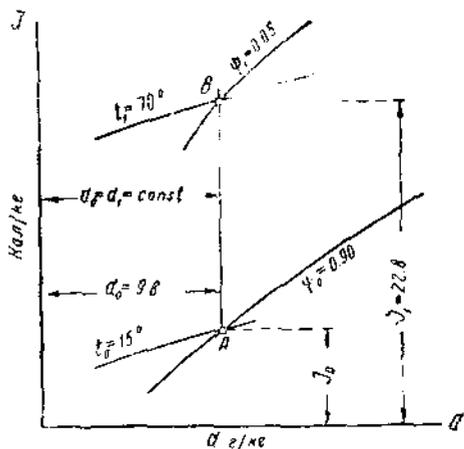
Таким образом, окончательно найдено $d_2 = 15,9$ г/кг.

5) Поставив d_2 в уравнение (32), находим расход воздуха

$$L = \frac{1000 W}{d_2 - d_0} = \frac{1000 \cdot 50}{15,9 - 9,8} \approx 8200 \text{ кг/час.}$$

6) Далее, используя форм. (53), получаем расход тепла в калорифере (по таблице или диаграмме $J-d$ находим $J = 9,5$ Кал/кг

$$Q_n = L(J_1 - J_0) = 8200(22,8 - 9,5) = 109\,000 \text{ Кал/час.}$$



Фиг. 40. Графическое решение примера 20 по диаграмме.

5. Графический метод расчета воздушных сушилок

Как мы видим из последнего примера, аналитическое решение основного уравнения (59) представляет много хлопот, отнимает лишнее время и вызывает необходимость усовершенствования расчетной техники. Этому всего можно избежать, используя диаграмму $J-d$. Предлагаемый мной метод основан на следующем положении. Уравнение (59):

$$\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = -0,001 q_n = -q'_n$$

в прямоугольных координатах $J-d$ представляет собой уравнение прямой линии, угловой коэффициент которой равен $-q'_n$. Знак минус имеет здесь общий для аналитической геометрии смысл: наклон прямой идет вниз от горизонтальной оси абсцисс.

Координаты одной точки прямой уравнения $\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = -q'_n$ нам известны: это координаты J_1 и d_1 точки, которая легко находится на диаграмме, являясь пересечением вертикали $d_0 = d_1 = \text{const}$ с изотермой t_1 .

В частности, для примера 20 это была точка B . Остается найти вторую точку, или направление прямой, т. е. угол ее наклона. Таковым является угловой коэффициент $\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2}$, т. е. q'_n — величина, известная нам по ходу расчета. Построив при точке B прямую, тангенс угла наклона которой равен $-q'_n$, мы получим направление прямой, выражающей уравнение (59), и продолжая последнюю до температуры t_2 , находим точку C , координаты которой J_2 и d_2 характеризуют конец сушильного процесса — состояние воздуха, уходящего из сушильной камеры. На точке C можем прочесть и степень насыщения ψ_2 уходящего из сушильной камеры воздуха.

Графическое решение предыдущего примера показано на фиг. 41 и описано в примере 21.

Пример 21. Решить пример 20 графическим методом.

Пересечение изотермы $t_0 = 15^\circ$ с кривой $\psi_0 = 0,9$ дает точку A , координаты которой соответственно дают:

$$d_0 = 9,8 \text{ г/кг}, \quad J_0 = 9,5 \text{ Кал/кг.}$$

Точка A представляет собой состояние паро-воздушной смеси в момент вступления воздуха в калорифер. Затем следует подогрев этого воздуха, в течение которого влагосодержание его d_0 остается постоянным ($d = \text{const}$), но растет с повышением температуры теплосодержание. Графически процесс подогрева воздуха в калорифере на диаграмме $J-d$ изображается таким образом вертикалью, которую и проводим от точки A вверх до встречи с изотермой t_1 , знаменующей конец подогрева воздуха и вступления его в сушильную камеру. Это состояние воздуха обозначено точкой B , найденной только что описанным пересечением прямой AB с изотермой $t_1 = 70^\circ$. Координаты точки B : d_1 и J_1 , а равно и кривая ψ_1 характеризуют состояние подогретого воздуха в период начала сушки.

Для нашего примера прочитываем на диаграмме (фиг. 41, см. вкладку позади книги):

$$J_1 = 22,8 \text{ Кал/кг} \text{ и } \psi_1 \approx 0,05 \text{ или } 5\%$$

Так как изменение состояния воздуха в камере должно удовлетворять основному уравнению сушильного процесса, выражающемуся для данного примера уравнением $\frac{22,8 - J_2}{9,8 - d^2} = -0,14$, то одна точка прямой, определяемой этим уравнением, уже найдена — это есть точка *B*. Для определения второй точки прямой строим ее по углу наклона, тангенс которого равен

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,14.$$

Для этого, отложив горизонталь $Bx = 100 \text{ мм}$, строим от нее вниз (влияние знака „минус“) отрезок $xу = 100 q'_n = 0,14 \cdot 100 = 14 \text{ мм}$ и, соединив точку *y* с *B*, находим пересечение линии *Bу* с заданной по условию изотермой $t_2 = 50^\circ$.

Это пересечение дает точку *C*, характеризующую конец сушки, т. е. состояние воздуха при выходе из сушильной камеры. Непосредственно по диаграмме прочитываем:

$$\begin{aligned} d_2 &= 15,90 \text{ г/кг}, \\ \psi_2 &= 0,20, \text{ или } 20\%, \\ J_2 &= 21,95 \text{ Кал/кг}. \end{aligned}$$

Таким образом треугольник *ABC* отображает полную картину последовательных изменений состояния воздуха. Легко видеть, что и последние заключительных два уравнения

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_0} \text{ и } q = l(J_1 - J_0)$$

могут быть решены графически при помощи того же треугольника *ABC*.

В самом деле, высота этого треугольника \overline{DC} есть не что иное как

$$\overline{DC} = d_2 - d_0,$$

а основание \overline{AB} представляет собой

$$\overline{AB} = J_1 - J_0.$$

Выбрав соответствующим образом масштаб для влагосодержаний M_d и для теплосодержаний M_i , мы найдем

$$l = \frac{1000}{M_d \overline{DC}} \text{ кг/кг испар. влаги}, \quad (60)$$

$$q_k = l(J_1 - J_0) = l \cdot \overline{AB} \cdot M_i = \frac{1000 \cdot \overline{AB}}{\overline{DC}} \frac{M_i}{M_d} \text{ Кал/кг} \quad (61)$$

Для диаграммы *J-d* (фиг. 35) эти масштабы соответственно равны:

$$\begin{aligned} M_d : 1 \text{ мм} &= 0,1 \text{ г/кг}, \\ M_i : 1 \text{ мм} &= 0,1 \text{ Кал/кг}. \end{aligned}$$

Таким образом уравнение (60) с принятым масштабом M_d перепишется в виде

$$l = \frac{10000}{\overline{DC}} \text{ кг/кг } \text{ влаги} \quad (62)$$

и уравнение (61) в виде

$$q_k = \frac{1000 \cdot \overline{AB}}{\overline{DC}} \cdot \frac{0,1}{0,1}$$

или

$$q_k = 1000 \frac{\overline{AB}}{\overline{DC}} \text{ Кал/кг} \quad (63)$$

Отсюда следует такое правило определения l и q_k .

Расход воздуха в килограммах на один килограмм испаренной влаги равен числу 10000, деленному на величину высоты \overline{DC} треугольника ABC , измеренной в мм.

Расход тепла из калорифера в калориях на килограмм испаренной влаги равен числу 1000, умноженному на длину основания \overline{AB} треугольника ABC , измеренную в мм и деленному на длину высоты \overline{DC} в мм.

Умножением найденных величин l и q_k на W легко получим значения L и Q_k .

Пример 22. Найти графически величины L и Q_k для значений, приведенных в предыдущем примере.

Для решения задачи необходимо измерить по диаграмме длины \overline{DC} и \overline{AB} . Согласно масштаба фиг. 41 таковые равны:

$$\overline{DC} = 61 \text{ мм и } \overline{AB} = 133 \text{ мм,}$$

откуда по уравнениям (60) и (61) находим:

$$l = \frac{1000}{M_d \overline{DC}} = \frac{1000}{0,1 \cdot 61} = 163,9 \text{ кг/кг,}$$

$$q_k = 1000 \frac{\overline{AB} \cdot 0,1}{\overline{DC} \cdot 0,1} = 1000 \cdot \frac{133}{61} = 2180 \text{ Кал/кг}$$

и, наконец,

$$L = lW = 163,9 \cdot 50 \cong 8200 \text{ кг/час}$$

$$Q_k = q_k W = 2180 \cdot 50 \cong 109000 \text{ Кал/час.}$$

Для упрощения построения угла наклона прямой \overline{BC} на диаграмме $J-d$ построена шкала значений q_n в масштабе $1 \text{ мм} = 0,01 \text{ Кал/кг}$, откуда вытекает следующее простое правило построения прямой \overline{BC} по заданному углу ее наклона $\text{tg} \alpha = 0,001 q_n = -q_n$.

Отложив от точки B влево по горизонтали 100 мм, соединяют точку x полученного отрезка с делением на шкале q_n z'' равном

100 q_n . От начала шкалы (деление 0) ведут прямую параллельно образовавшейся линии уз до пересечения с изотермой t_2 (или с кривой ψ_2 , если таковая задана вместо температуры t_2). Пересечение дает искомую точку C , определяющую треугольник ABC . На фиг. 35 выполнено такое построение для цифры

$q_n = 0,001 q_n = 0,75$, в масштабе $100 q_n = 75$ мм (отсчет Oz).

Если часть необходимого для проведения сушки количества тепла получается от установки нагревательных приборов в самой сушильной камере, то, как мы видели выше:

$$q_n = 1,1(q_2 + q_3 + q_6) - \Theta_1 - q_d \text{ Кал/кг.} \quad (64)$$

Здесь могут быть три случая:

1) величина $1,1(q_2 + q_3 + q_6) - \Theta_1 - q_d$ больше дополнительного прихода тепла q_d (это положение имеет место и при $q_d = 0$) и тогда знак у выражения $\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2}$ остается отрицательным, т. е. имеем наклон прямой вниз от горизонтали Bx ;

2) величина $1,1(q_2 + q_3 + q_6) - \Theta_1 = q_d$, т. е. $q_n = 0$; в этом случае, очевидно, $l = 0$, т. е. нет притока подогретого воздуха извне сушильной камеры;

3) величина $1,1(q_2 + q_3 + q_6) - \Theta_1 < q_d$, тогда $q_n < 0$; и $-0,001 q_n > 0$, т. е. выражение $\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2}$ будет положительной величиной (со знаком $+$) и мы имеем не сушку, а увлажнение материала, так как знак $-$ означает, что поглощение влаги и приток тепла совершается в одном и том же направлении.

6. Диаграмма $J-d$ как анализ работы сушки

Значение диаграммы $J-d$ далеко не исчерпывается тем, что она представляет легкий графический способ расчета процесса сушки воздухом.

Диаграмма, изображая ход процесса путем отражения состояния воздуха в каждой точке сушки, дает простой и четкий анализ качеств самого процесса, его интенсивности, и конкретно — цифровых габаритов для любого частного примера. Площадь треугольника ABC ярко отображает направление процесса и, в частности, приводит к следующим выводам.

1. Расход воздуха определяется длиной \overline{DC} , т. е. высотой треугольника и уменьшается с увеличением последней. В свою очередь, это увеличение ведет к удлинению линии \overline{BC} , другими словами к приближению точки C к изотерме с меньшей температурой t_2 и одновременно к кривой с большей ψ ;

Таким образом вытекает следующий первый вывод:

для уменьшения расхода воздуха, подаваемого в сушильную камеру, необходимо таковой выпускать из нее с минимально возможной температурой t_2 (и одновременно с максимальной ψ_2). Определение „минимально возможной“ температуры связано с вторым выводом.

2) Расход тепла определяется при данной высоте \overline{DC} величиной отрезка \overline{AB} — основания треугольника ABC — и может быть при почти стабильном J_0 (колебания в величине J_0 , т. е. t_0 и ψ_0 возможны только в разные времена года при заборе атмосферного воздуха извне) уменьшен за счет уменьшения точки B , т. е. за счет уменьшения I_1 или температуры t_1 . Здесь мы подходим к общей задаче максимального уменьшения уже известных нам расходных статей теплового баланса.

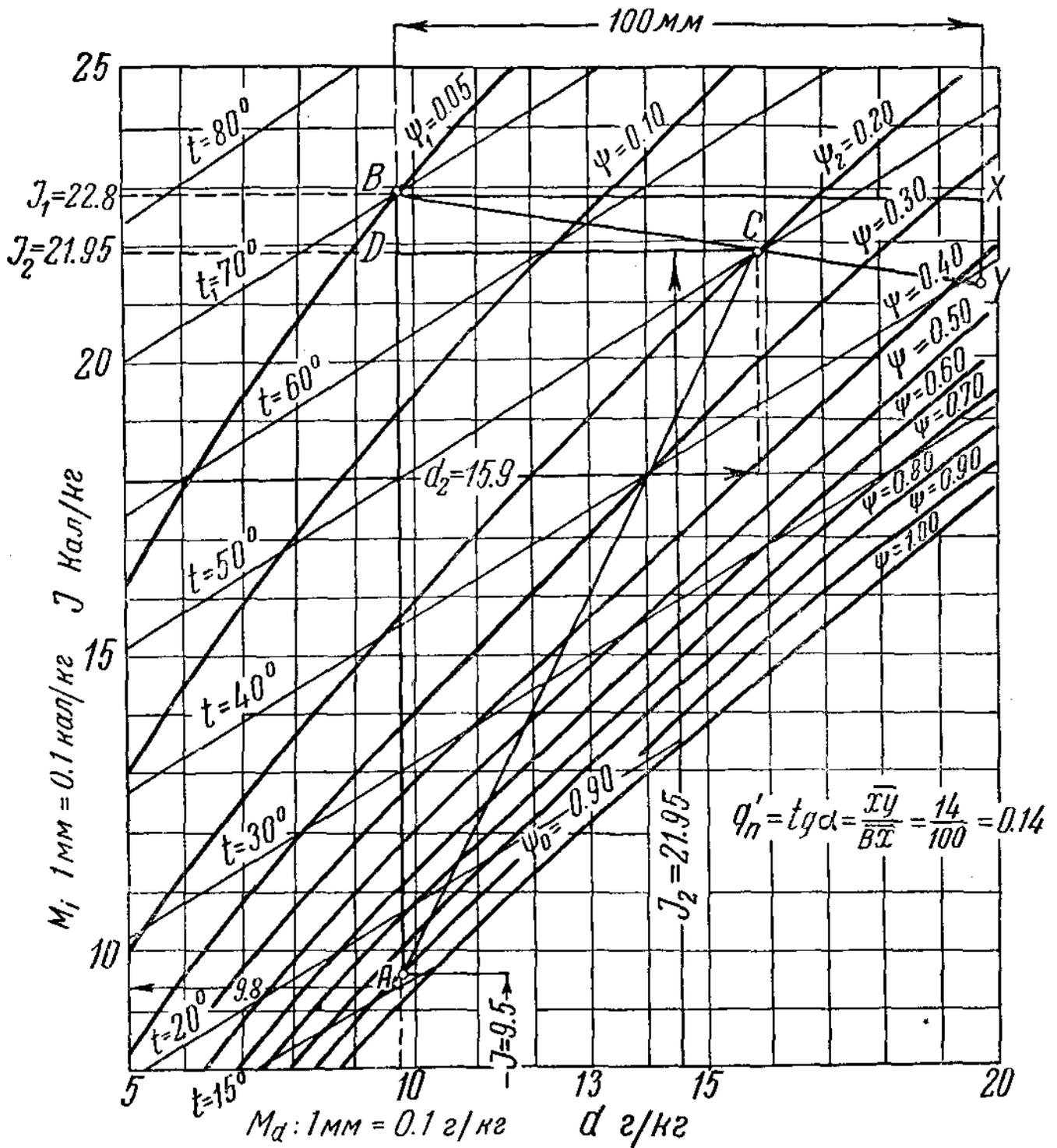
По первой статье — расход тепла на испарение влаги — уменьшение t_3 хотя и влияет на понижение величины Q_1 (или i''_3), но, как легко можно убедиться из соответствующих таблиц, в весьма незначительной степени. Гораздо большее значение имеет возможность подачи материала в подогретом состоянии, т. е. с большей температурой θ_1 , что выполнимо при механизированной загрузке и наличии в цехе неиспользованного отработанного тепла.

Особо важно уменьшить статью 5-ю расхода — на теплотери в окружающую среду, что предопределяет жесткие задания к конструктивной части выполнения сушильной камеры.

Понижение t_1 , согласованное с динамикой сушки, с заданной технологическими условиями средней температурой сушки и, наконец, с общим балансом тепла может дать известный эффект в смысле уменьшения отрезка AB , т. е. расхода тепла в калорифере равном $I(J_2 - J_0)$.

При осуществлении так называемого „ступенчатого подогрева“ расчет ведется по тому же методу с тем только отличием, что весь расход влаги и расход тепла распределяются по отдельным камерам — ступеням, работающим последовательно с определенной градацией температурных интервалов, причем в отношении к каждой отдельной камере расчет проводится в том же порядке, как и в ранее описанных примерах.

Расчет сушилок с регенерацией — возвратом отработанного воздуха — не представляет больших особенностей, так как меняет только цифровые данные t_0 и ψ_0 вступающего в калорифер воздуха.



Фиг. 41. Графическое решение примера 21 по диаграмме.

ГЛАВА 5.

ЭЛЕМЕНТЫ ВОЗДУШНО-СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК. ТЕПЛОВАЯ АППАРАТУРА.

1. Общие расчетные уравнения

Калориферы по роду теплоносителя могут быть разделены на следующие 4 основные группы:

1) парового или водяного обогрева, 2) обогреваемые дымовыми газами, 3) газового обогрева, 4) электрического нагрева.

Количество тепла, которое должно быть сообщено воздуху нагревательными приборами калорифера, составляет:

$$Q_k = k t_n F_k \text{ кал/час,} \quad (65)$$

где: k — коэффициент теплопередачи между теплоносителем калорифера и воздухом в $\text{кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$,

t_n — средняя разность температур между ними в $^\circ\text{Ц}$,

F_k — поверхность нагрева калорифера в м^2 .

Из уравнения (65) находим необходимую поверхность нагрева калорифера:

$$F_k = \frac{Q_k}{k t_n} \text{ м}^2 \quad (66)$$

В этой формуле количество тепла Q_k определяется ходом предыдущего расчета на основе уравнения 53.

Перейдем к методу нахождения двух остальных величин, определяющих F_k , средней разности температур t_n и коэффициента теплопередачи k .

Средняя разность температур t_n определяется на основе следующих положений.

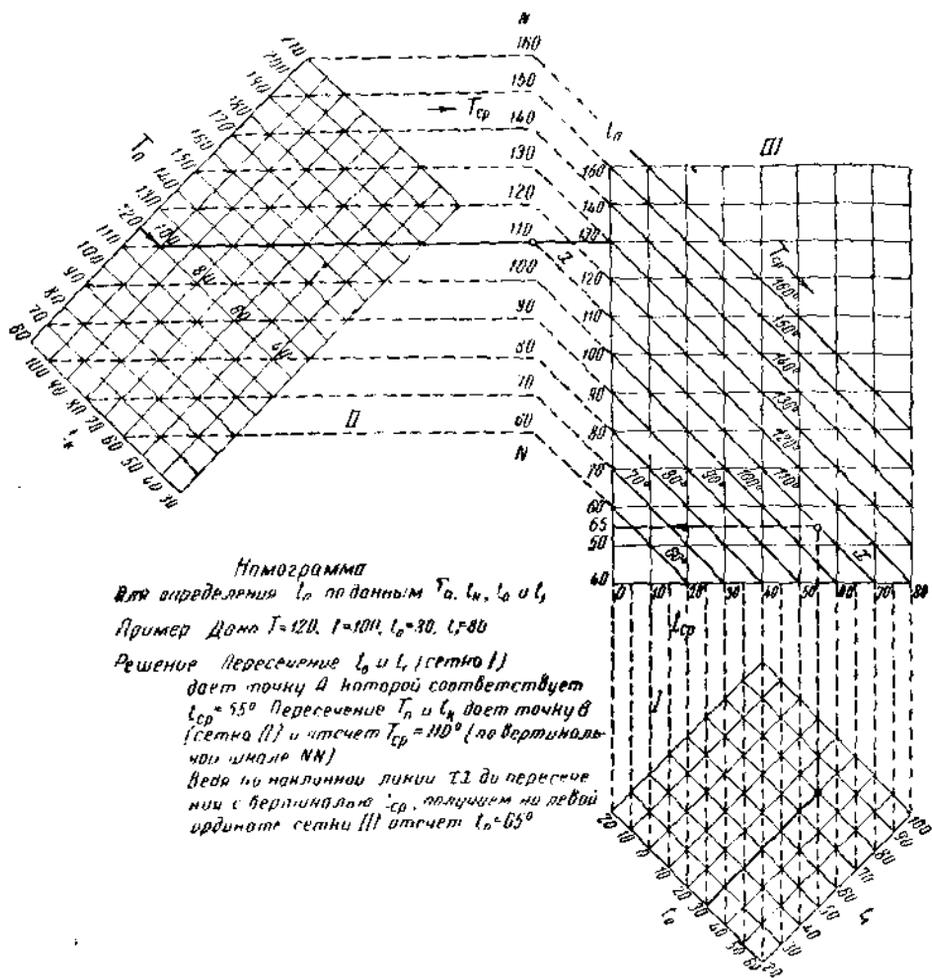
Пусть теплоноситель имеет начальную и конечную температуру соответственно t_n и t_x , а воздух нагревается в калорифере с температуры t_0 до t_1 (все в $^\circ\text{Ц}$).

Разность температур между ними в начале процесса теплообмена составляет:

$$t_n = t_n - t_0.$$

Разность температур в конце процесса теплообмена равняется

$$t_c = t_k - t_1$$



Номограмма
для определения t_n по данным T_0 , t_1 , t_k и t_2

Пример Дано $T_0 = 120$, $t_1 = 100$, $t_k = 100$, $t_2 = 80$

Решение Пересечение t_0 и t_1 (сетка I)

даст точку A которой соответствует

$t_{cp} = 55^\circ$ Пересечение T_0 и t_k даст точку B

(сетка II) и отсчет $T_{cp} = 110^\circ$ (по вертикальной шкале NN)

ведь по наклонной линии II до пересечения с вертикальной t_{cp} , получим на левой

ординате сетки III отсчет $t_n = 65^\circ$

Фиг. 42. Номограмма для определения средней разности температур.

Если отношение $\frac{t_n}{t_c} < 2$, то с достаточной точностью средняя разность температур может быть вычислена как среднее арифметическое, т. е.

$$t_n = \frac{t_n + t_c}{2} = \frac{t_n - t_0 + t_k - t_1}{2}$$

или

$$t_n = \frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2} = T_{cp} - t_{cp}, \quad (67)$$

где: T_{cp} — средняя температура теплоносителя в калорифере,
 t_{cp} — " " " " воздуха.

Графическое решение уравнения (67) представлено номограммой фиг. 42, где дан и пример решения.

Если отношение $\frac{t_n}{t_c} > 2$, то необходимо для определения средней разности температур применять уравнение Грасгофа, дающее величину таковой как среднее логарифмическое:

$$t_n = \frac{t_n - t_c}{\ln \frac{t_n}{t_c}}$$

или

$$t_n = \frac{t_n - t_c}{2,3 \log \frac{t_n}{t_c}} \quad (68)$$

Для облегчения пользования последним уравнением предложено несколько приемов.

Нам представляется наиболее целесообразным облегчить вычисление знаменателя выражения t_n , для чего составлена табл. 5 с готовыми вычисленными значениями величины $2,3 \log \frac{t_n}{t_c}$ для разных значений $\frac{t_n}{t_c}$, встречающихся на практике.

ТАБЛИЦА 5
 Значение величин $2,3 \log \frac{t_n}{t_c} = \ln \frac{t_n}{t_c}$

$\frac{t_n}{t_c}$	$2,3 \log \frac{t_n}{t_c}$	$\frac{t_n}{t_c}$	$2,3 \log \frac{t_n}{t_c}$	$\frac{t_n}{t_c}$	$3,2 \log \frac{t_n}{t_c}$
12,0	2,48	6,5	1,87	2,0	0,69
11,5	2,44	6,0	1,79	1,9	0,64
11,0	2,40	5,5	1,70	1,8	0,59
10,5	2,35	5,0	1,61	1,7	0,53
10,0	2,30	4,5	1,50	1,6	0,47
9,5	2,25	4,0	1,39	1,5	0,41
9,0	2,20	3,5	1,25	1,4	0,34
8,5	2,14	3,0	1,10	1,3	0,26
8,0	2,08	2,5	0,92	1,2	0,18
7,5	2,01	2,2	0,79	1,0	0,10
7,0	1,95	2,1	0,74		

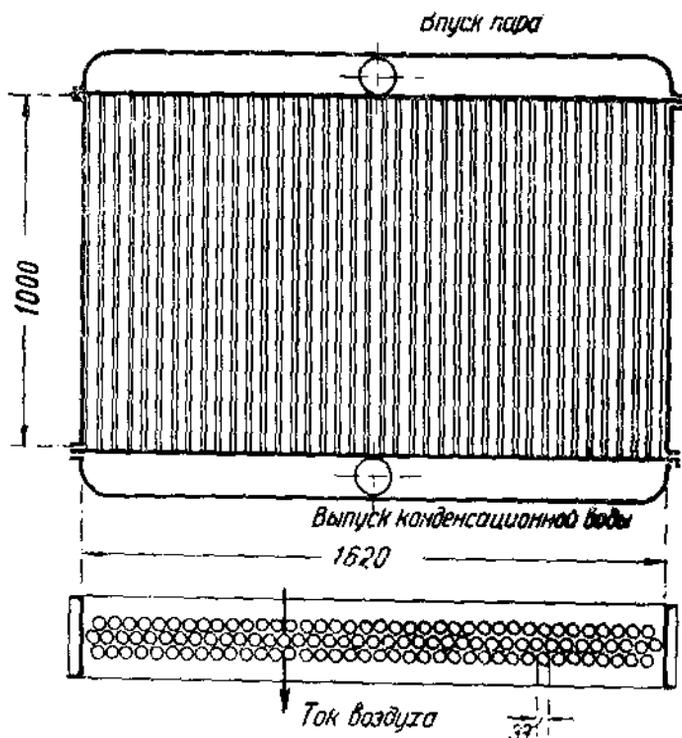
Пример 23. Найти среднюю разность температур при $t_n = 120^\circ$, $t_k = 100^\circ$, $t_0 = 20^\circ$, $t_1 = 45^\circ$. Имеем $t_n = 120 - 20 = 100^\circ$ и $t_k = 100 - 45 = 55^\circ$. Так как $\frac{100}{55} < 2$, то пользуемся формулой (67) и находим $t_n = \frac{120 + 100}{2} - \frac{20 + 45}{2} = 77,5^\circ$.

Пример 24. Найти среднюю разность температур при $t_n = 135^\circ$, $t_k = 100^\circ$, $t_o = 15^\circ$ и $t_i = 70^\circ$. Имеем $t_n = 135 - 15 = 120^\circ$ и $t_c = 100 - 70 = 30^\circ$. Здесь, очевидно, приходится применить форм. (68).

По табл. 5 для $\frac{t_n}{t_c} = \frac{120}{30} = 4$ имеем $2,3 \log \frac{t_n}{t_c} = 1,39$,
откуда

$$t_n = \frac{120 - 30}{1,39} = 65^\circ$$

(по форм. 67 мы бы получили величину $t_n = \frac{120 + 30}{2} = 75^\circ$, т. е. сделали бы ошибку в сторону преувеличения t_n на 10° или 15%).



Фиг. 43. Схема трубчатого калорифера.

Коэффициент теплопередачи k зависит от многих факторов, в том числе от скоростей теплоносителя и воздуха, абсолютной величины разности температур, а также от рода теплоносителя и конструктивной разновидности нагревательного прибора.

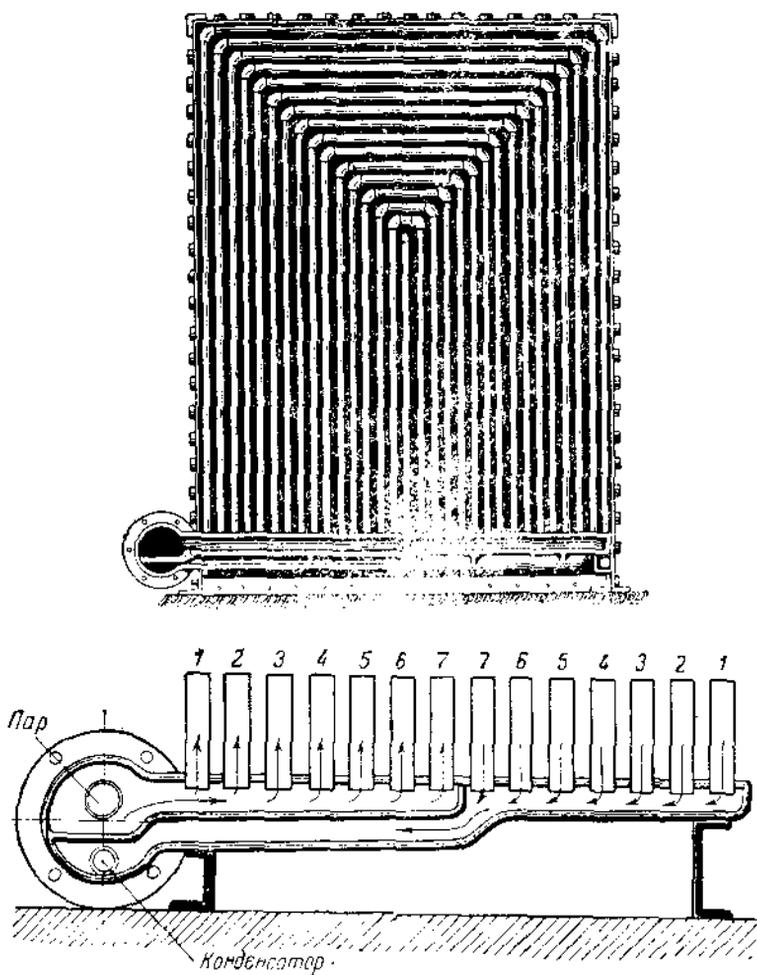
Поэтому величина коэффициента k будет рассмотрена параллельно с описанием основных групп калориферов.

2. Калориферы парового и водяного нагрева

Паровые и водяные калориферы в настоящее время строятся следующих конструкций:

А. Трубчатые калориферы. Б. Калориферы из гладких радиаторов. В. Калориферы из ребристых труб. Г. Пластинчатые калориферы.

А. Трубчатые калориферы из гладких газовых труб, известные у нас под названием калориферов Стюртеванта, изображены в схематическом чертеже на фиг. 43 (тип I) и фиг. 44 (тип II). Пар



Фиг. 44. Калорифер Стюртевант.

циркулирует внутри трубок, а воздух проходит наружным потоком перпендикулярно осям труб, расположенным вертикально. Расстояние между трубками в свету колеблется в пределах от 5 до 15 мм, а диаметры труб применяются порядка 30—50 мм, высота труб в среднем составляет 1—1,5 м, число рядов (в плане) от 3 до 20. Успехи сварочной техники предоставляют хорошие возможности

внедрению подобных трубчатых калориферов в обиход оборудования сушилок нагревательными приборами.

Применение трубчатых калориферов обусловлено следующими их достоинствами: малая занимаемая площадь, легкость очистки поверхности трубок от пыли и грязи, а главное — высокий коэффициент теплопередачи, объясняемый тем, что воздух, проходя через малые зазоры в шахматном порядке расположенных труб, прекрасно нагревается соприкосновением с горячими стенками последних.

Решающим фактором, определяющим величину коэффициента теплопередачи в трубчатых калориферах, является скорость воздуха при его проходе через калорифер.

На основе опытов Ритшеля, подтвержденных для нормальных средних скоростей другими исследователями (например Рейером), коэффициент теплопередачи в трубчатых калориферах выражается следующим уравнением

$$k = k_0 (\omega_{\text{ср}})^{0,59} \quad \text{Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (69)$$

где k_0 — коэффициент, зависящий от числа рядов труб и равный:

$k_0 = 15,8$. . . при 2 рядах труб,

$k_0 = 16,9$. . . при 3 " " "

$k_0 = 18,1$. . . при 4 " " " и более,

$\omega_{\text{ср}}$ — средняя скорость воздуха в калорифере в м/сек,

$\gamma_{\text{ср}}$ — средний уд. в. воздуха в кг/м³.

Выражение $\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}}$ носит название „весовой скорости“ и может быть найдено из соотношения:

$$\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}} = \frac{G}{f_{\text{ж}}} \text{ кг/сек м}^2, \quad (70)$$

где G — секундный расход воздуха, равный

$$G = \frac{L(1 + 0,001 a)}{3600} \text{ кг/сек},$$

$f_{\text{ж}}$ — живое сечение калорифера, равное

$$f_{\text{ж}} = (i + 1) a H \text{ м}^2, \quad (71)$$

где: i — число труб в одном ряду,

a — зазор между трубами в м,

H — высота трубы в м.

Величина $\gamma_{\text{ср}}$ зависит от температуры воздуха и его относительной влажности и находится по соответствующим таблицам (например табл. III) или по форм. (7 а), приведенной в 3 гл. (см. пример 8, а также примечание к табл. 6).

В нижеследующей табл. 6 приведены данные для коэффициента теплопередачи, вычисленные для различных скоростей $\omega_{\text{ср}}$ при давлениях пара от 1 до 5 ат и при $\gamma_{\text{ср}}$, отнесенном к температуре 0° и барометрическом давлении 760 мм ртутного столба.

Таблица 6
Коэффициент теплопередачи в трубчатых калориферах k в $\text{кал/м}^2\text{час}$

w _{ср} м/сек	Число рядов труб			Примечание
	2	3	4	
0,5	12,2	13,0	14,0	Для температур выше 0° цифры для k следует умножить: при 10° на 0,98 " 20° " 0,96 " 30° " 0,94 " 40° " 0,92 " 50° " 0,90 " 65° " 0,80
1,0	18,3	19,6	21,0	
1,5	23,3	24,9	26,7	
2,0	27,6	29,6	31,7	
2,5	31,5	33,7	36,1	
3,0	35,0	37,5	40,2	
3,5	38,4	41,1	44,2	
4,0	41,5	44,5	47,7	
4,5	44,5	47,7	51,1	
5,0	47,4	50,8	54,4	
6,0	52,7	56,5	60,5	
7,0	57,7	61,8	66,3	
8,0	62,5	67,0	71,8	
9,0	67,0	71,8	76,9	
10,0	71,3	76,4	81,9	
15,0	90,6	97,1	104,0	
20,0	107,4	115,1	123,3	

Стремлению получить высокие данные для k за счет скорости w противостоит необходимость в известной степени считаться с возникающими сопротивлениями при движении воздуха, которые, как известно, являются функцией квадрата скорости.

Величина потери напора h , вычисленная для зазора между трубами в 5 мм и отнесенная к нормальному параметру воздуха (0° и 760 мм), дана в табл. 7.

Таблица 7
Потеря напора h в мм ртутного столба в трубчатых калориферах по Ритшелю

Скорость воздуха в м/сек	Число рядов труб			Примечание
	2	3	4	
0,5	0,03	0,04	0,05	Для температур выше 0° цифры для h следует умножить: при 10° на 0,96 " 20° " 0,93 " 30° " 0,90 " 40° " 0,87 " 50° " 0,84 " 60° " 0,80
1,0	0,10	0,14	0,18	
1,5	0,21	0,30	0,37	
2,0	0,36	0,50	0,62	
2,5	0,53	0,75	0,92	
3,0	0,74	1,04	1,28	
3,5	0,98	1,38	1,68	
4,0	1,25	1,75	2,12	
4,5	1,54	2,16	2,61	
5,0	1,87	2,61	3,15	
6,0	2,60	3,62	4,35	
7,0	3,43	4,79	5,71	
8,0	4,37	6,09	7,24	
9,0	5,41	7,53	8,91	
10,0	6,47	9,10	10,70	
15,0	13,60	18,90	22,00	
20,0	23,00	31,70	36,60	

Данная Ритшелем форм. (69) и построенная на ее основе табл. 6 представляют при ее пользовании для проектировщика сушильной установки некоторые затруднения, заключающиеся в том, что необходимо заранее знать или задаваться величиной живого сечения, т. е. предрешать до расчета поверхности нагрева калорифера 3 величины, определяющие величину живого сечения согласно уравнению (71), а именно i , a и H .

Метод расчета дан в следующем примере.

Пример 25. Определить поверхность нагрева трубчатого калорифера, нагревающего 3000 кг воздуха в час с температуры $t_0 = 20^\circ$ до температуры $t_1 = 80^\circ$ при относительной влажности $\psi_0 = 100\%$, если пар входит в калорифер с температурой 135° и уходит с температурой 99° .

Решение. 1) Находим среднюю разность температур по уравнению (67).

$$t_n = \frac{135 + 99}{2} - \frac{20 + 80}{2} = 67^\circ.$$

2) Задаваясь числом трубок в ряду $i = 20$, зазором $a = 5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$ и высотой $H = 1 \text{ м}$, имеем по форм. (71) величину живого сечения:

$$f_{ж} = (20 - 1) \cdot 0,005 \cdot 1 = 0,105 \text{ м}^2.$$

3) Секундный расход воздуха при $d_0 = 15 \text{ г/кг}$ (см. диаграмму $J-d$) будет:

$$G = \frac{3000(1 + 0,015)}{3600} = 0,85 \text{ кг/сек},$$

откуда весовая скорость воздуха:

$$\omega_{ср} \gamma_{ср} = \frac{G}{f_{ж}} = \frac{0,85}{0,105} = 0,8 \text{ кг/сек м}^2.$$

4) Подставив последнюю величину в уравнение (69) и принимая $K_0 = 18,1$, находим коэффициент теплопередачи:

$$k = 18,1 \cdot 0,8^{0,59} = 61,7 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

5) Расход тепла для нагрева 3000 кг/час воздуха с 20° до 80° составит

$$Q_k = 3000 (0,24 + 0,00047 \cdot 15) (80 - 20) = 44500 \text{ Кал час}.$$

6) Таким образом необходимая поверхность нагрева согласно уравнению (66) получится:

$$F_k = \frac{Q_k}{k t_n} = \frac{44500}{61,7 \cdot 67} = 10,7 \text{ м}^2.$$

Обозначая наружный диаметр трубы через d_n м, имеем при 6 рядах труб и 20 трубах в ряду:

$$F_k = \pi \cdot 20 \cdot 6 = 376,8 d_n = 10,7 \text{ м}^2,$$

откуда

$$d_n = \frac{10,7}{376,8} = 0,028 \text{ м} = 28 \text{ мм}.$$

Принимаем по стандарту трубу диаметром 1 (26 мм), наружным диаметром 33 мм.

Для определения потери напора h мм в данном калорифере, каковая величина необходима при расчете вентиляторного устройства (см. ниже), можно пользоваться данными табл. 7, для чего предварительно необходимо найти уд. в. воздуха в средней части калорифера. Этот средний вес определяется по формуле (7 а) следующим путем.

7) Находим средний вес воздуха при $t_{cp} = \frac{20 + 80}{2} = 50^\circ$ и его степени насыщения (см. табл. 2) при $d = 15$ г/кг, равной $\psi_{cp} \approx 50\%$.

По табл. II для 50° $\gamma_n = 0,08271$ кг/м³, поэтому

$$\gamma_n = 0,5 \cdot 0,08271 = 0,04636 \text{ кг/м}^3.$$

Из той же табл. II находим парциальное давление $p_n = 92$ мм Hg, значит $p_n = \psi p_n = 0,5 \cdot 92 = 46$ мм Hg.

Отсюда по форм. (7а) имеем:

$$\gamma_{cp} = \gamma_0 = \gamma_n + \delta(b - p_n) = 0,04636 + 0,001437(745 - 46) = 1 \text{ кг/м}^3$$

(фактор δ для 50° берем из табл. 1, $\delta = 0,001437$).

8) Скорость воздуха по уравнению (70) составляет

$$\omega_{cp} = \frac{G}{f} : \gamma_{cp} = \frac{8}{1} = 8 \text{ м/сек.}$$

При такой скорости по табл. 7 находим, с поправочным множителем для $t = 50^\circ$, потерю напора в калорифере

$$h = 0,84 \cdot 7,24 \approx 6,08 \text{ мм ртутного столба.}$$

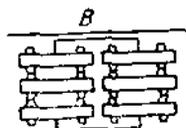
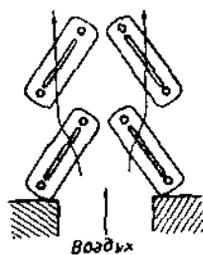
Наш калорифер будет иметь примерно следующие размеры:

$$\begin{aligned} \text{длина} & - 20 \times (0,03 + 0,005) + 0,3 = 1,0 \text{ м,} \\ \text{ширина} & - 6 \times (0,03 + 0,005) + 0,3 = 0,5 \text{ м,} \\ \text{высота} & - 1 + 0,5 = 1,5 \text{ м} \end{aligned}$$

и занимать место $1,0 \times 0,5 \times 1,5 = 0,75$ м³ (кроме арматуры, паропровода, конденсационных горшков и т. п.).

Б. Калориферы из гладких радиаторов применяются вследствие малой теплоотдачи и значительной занимаемой площади сравнительно редко, главным образом в тех установках, где не требуется относительно высокой температуры t_1 и теплоносителем служит горячая вода.

В практике привился тип установки, показанной схематически на фиг. 45, состоящей из наклонно поставленных радиаторов. Данные для коэффициентов теплопередачи этого вида калориферов по Марголису¹⁾ приведены в табл. 8.



Фиг. 45. Схема установки гладких радиаторов.

1) Указатель литературы, № 21.

Таблица 8

Значения коэффициента k для гладких наклонно установленных радиаторов

Скорость воздуха $w_{\text{ср}}$ м/сек	Величина k , ккал/м ² час °Ц				Потеря напора Δp мм водяного столба
	при скоростях воды v		в м/сек = $v=2,00$	при давлении 1—3 ат	
	$v=0,002$	$v=0,005$			
0,2	6,6	6,9	7,2	7,2	0,007
0,4	9,5	10,2	10,9	10,9	0,023
0,6	11,8	12,8	14,0	14,0	0,048
1,0	15,2	17,0	19,1	19,1	0,120
1,5	18,5	21,2	24,5	24,5	0,250
2,0	21,0	24,5	29,2	29,2	0,419
2,5	23,2	27,5	33,5	33,5	0,626
3,0	25,0	30,1	37,5	37,5	0,869

Замечательным следствием опытов Марголиса являются одинаковые показатели теплоотдачи при водяном отоплении (при $v = 2$ м/сек) и при паровом обогреве.

Как видно из табл. 8, калориферы из гладких радиаторов имеют одно важное достоинство — малую потерю напора, поэтому их целесообразно ставить в сушилках с естественной циркуляцией воздуха, где каждая десятая и сотая доли мм напора имеет значение в общем балансе создаваемой тяги.

В. Калориферы из ребристых труб представлены в наиболее распространенных конструкциях на фиг. 46. Введение большого числа ребер имеет назначением увеличение поверхности нагрева, и действительно, как следует из табл. 9, таковая в пределах даже одной трубы достигает значительных размеров.

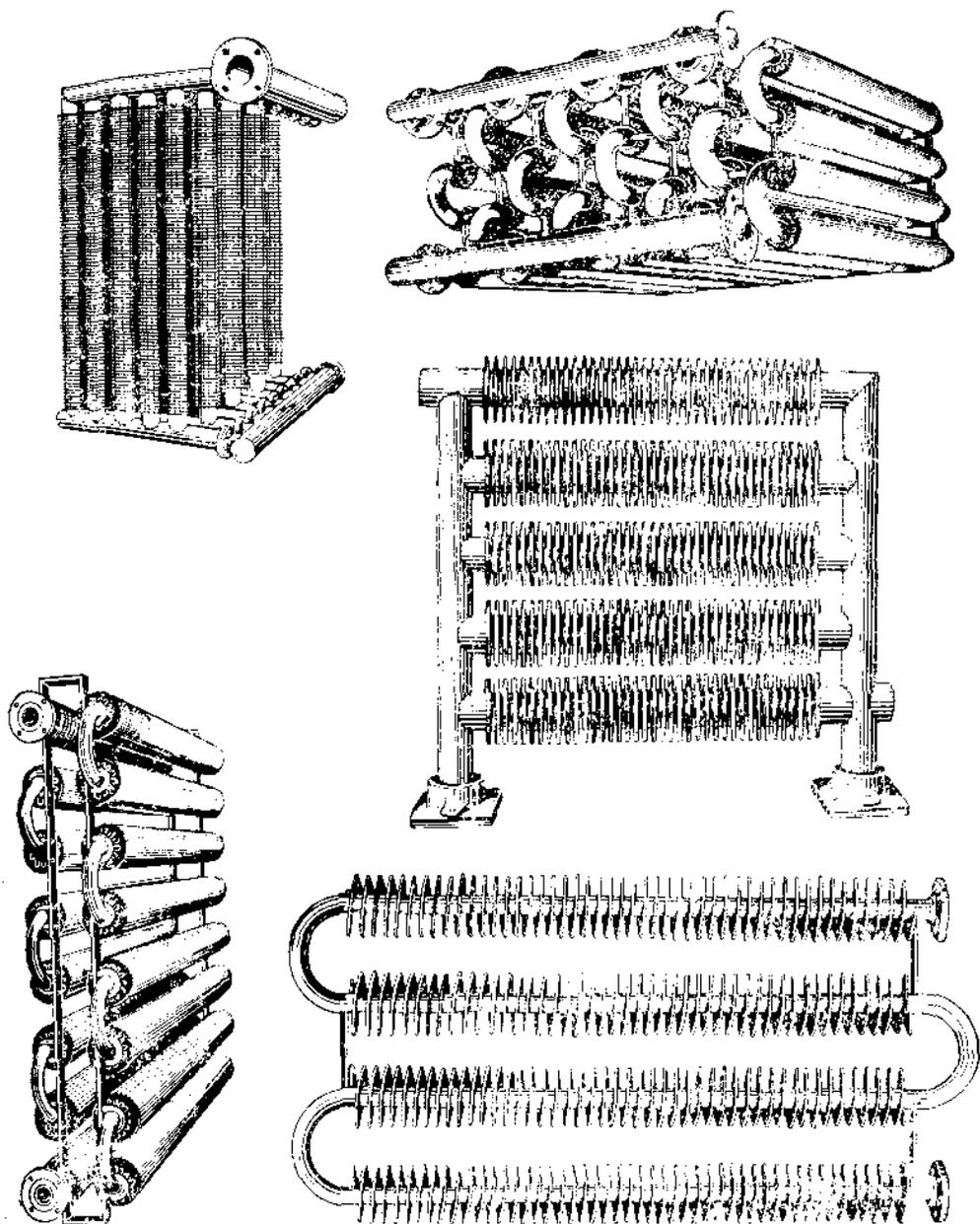
Комбинация нескольких продольных и поперечных рядов ребристых труб в один общий агрегат, представленная на фиг. 47, может довести величину поверхности нагрева до нескольких сот м², способствуя, таким образом, нагреванию больших количеств воздуха от температуры порядка -15° до $+60^\circ$ (и более).

Таблица 9

Основная характеристика стандартных ребристых труб с круглыми ребрами

Внутренний диаметр мм	Диаметр мм		Длина трубы мм	Число ребер	Поверхн. нагрева м ²	Вес кг
	фланца	ребер				
70	150	175	1000	44	2,00	31
70	150	175	1500	68	3,00	51
70	150	175	2000	93	4,00	68

Калориферы из ребристых труб применяются, главным образом, в каналовых сушилках с характерным для них большим объемом



Фиг. 46. Различные типы calorиферов из ребристых труб.

пропускаемого воздуха, а стало быть и вытекающей необходимости обеспечить значительный приток тепла Q_k кал/час. Это количество тепла генерируется главным образом, за счет большой поверхности нагрева F_k таких калориферов. Отдельные трубы соединяются на фланцах или свариваются. Подача пара происходит одновременно в ряды параллельно включенных секций, чем обеспечивается регулирование температуры в разное время года в зависимости от температуры наружного воздуха.

Одним из недостатков данного вида калориферов является трудность очистки наружной поверхности от попадающей и оседающей между ребрами пыли, уменьшающей теплоотдачу от стенок к воздуху.

Коэффициент теплопередачи калориферов из ребристых труб определяется по следующей формуле инж. Власова, выведенной на основе опытов в ВТИ и относящейся к обычно имеющему место расположению отдельных секций в шахматном порядке и при направлении движения воздуха перпендикулярно осям ребристых труб:

$$k = 8,8\omega_0^{0,48} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (72)$$

где ω_0 — скорость воздуха в узком сечении, приведенная к нормальному объему, т. е. при 0° и 760 мм давления.

Сравнение этой формулы с формулой для трубчатых калориферов показывает, что при несколько меньшем значении степенной функции, множитель 8,8 почти в 2 раза меньше, и, таким образом, величина k для ребристых труб не менее, чем в 2 раза меньше таковой в калориферах типа Стюртеванта.

Величина ω_0 уравнении (72) получается из соотношения

$$\omega_0 = \frac{V_0}{f_{\text{ж}}} \text{ м/сек}, \quad (73)$$

где V_0 — объем циркулирующего воздуха в м/сек, равный

$$V_0 = \frac{L(1 + 0,001d)}{\gamma_{\text{во}}},$$

где $\gamma_{\text{во}}$ — уд. вес. воздуха, приведенный к 0° и 760 мм ртутного столба,

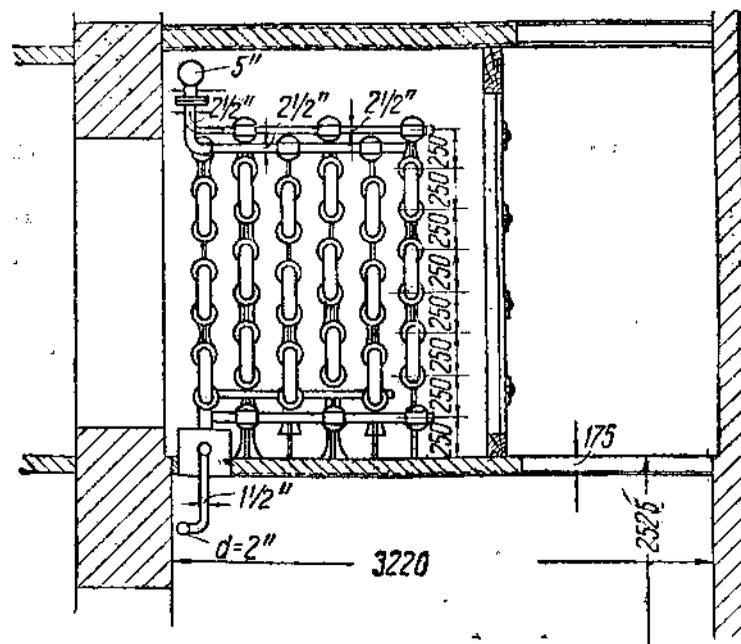
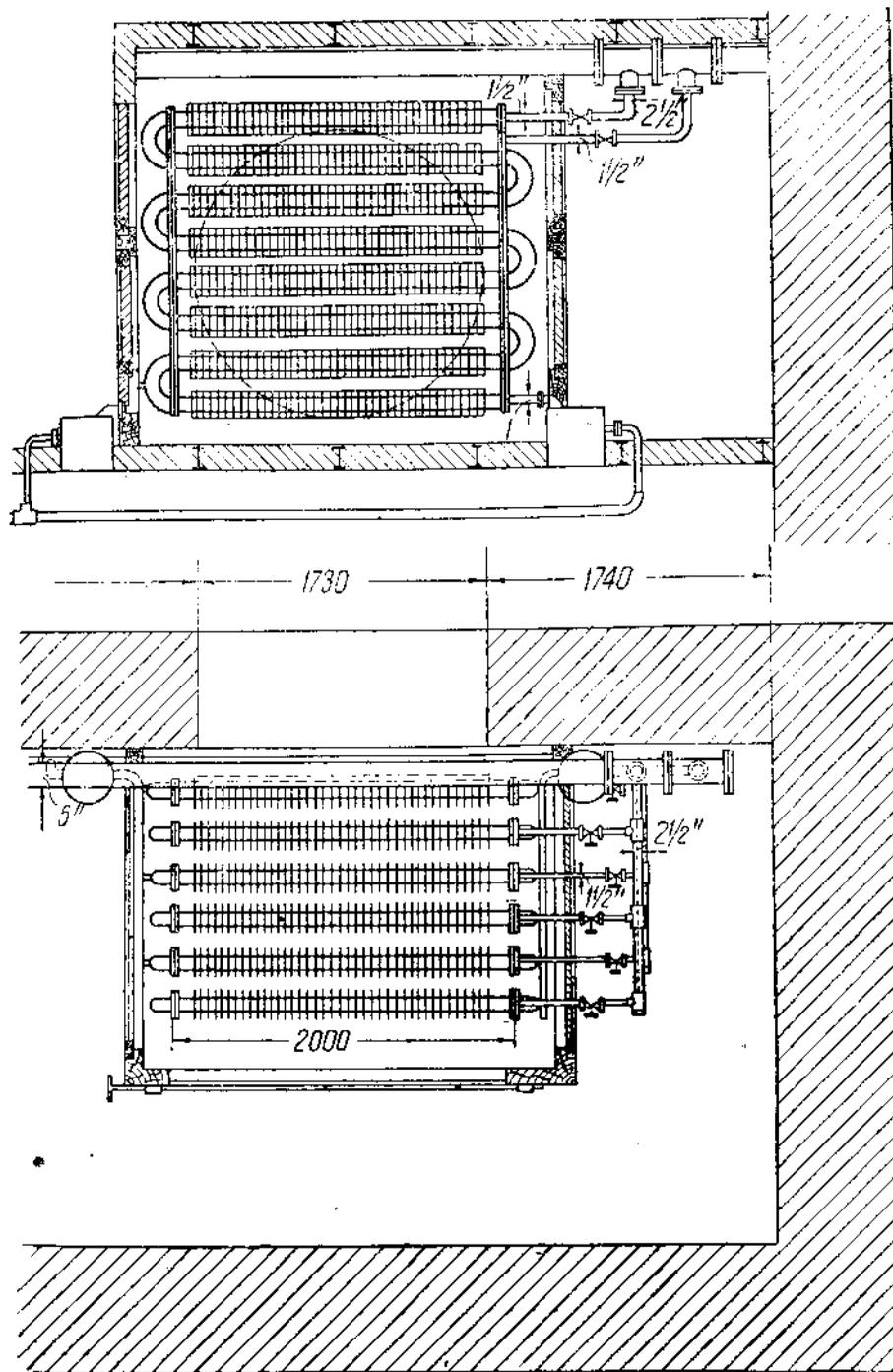
$f_{\text{ж}}$ — живое сечение калорифера в м², значения величин L и d прежние.

Сопротивление калорифера, составленного из ребристых труб, определяется для шахматного расположения секций из 4 рядов (и более) по формуле Власова:

$$h = 0,016\omega_0^{1,8} \text{ мм водяного столба}^1) \quad (74)$$

где ω_0 имеет то же значение, что и в формуле (72).

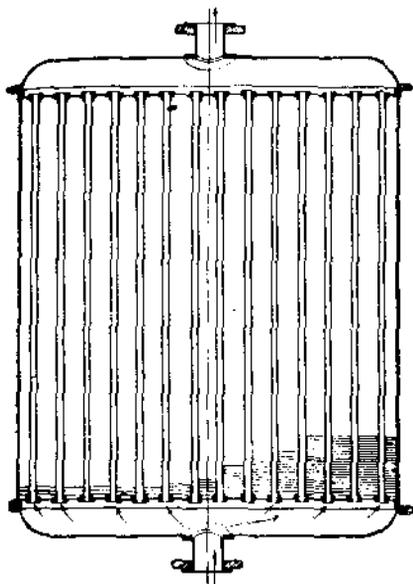
¹⁾ Указатель литературы, № 6.



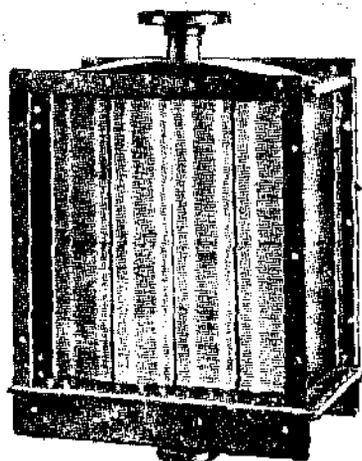
Фиг. 47. Чертеж калорифера из ребристых труб.

Г. Пластинчатые калориферы введены в отопительную технику Юнкерсом, первая конструкция которого (с медными трубками) имела вид, представленный на фиг. 48. Впоследствии, после попыток постройки цилиндрических калориферов, конструкция их получила прямоугольную внешнюю форму, изображенную на фиг. 49 и ставшей основным типом, применяемым в настоящее время повсеместно.

Отличительная особенность пластинчатых калориферов заключается в том, что на параллельные пучки трубок, в которые подается греющий пар или вода, надеты и припаяны цинком (или приварены) плоские пластины прямоугольного сечения.



Фиг. 48. Калорифер Юнкерса.



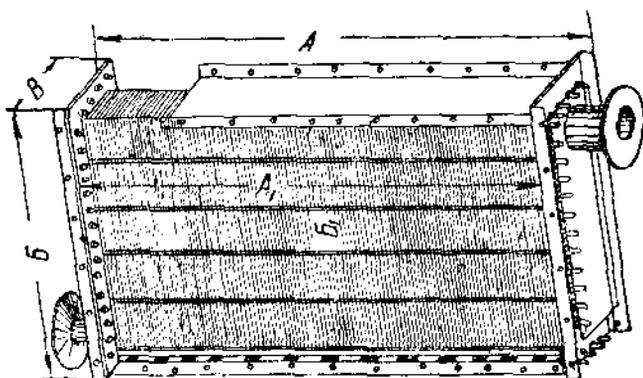
Фиг. 49. Общий вид пластинчатого калорифера.

Воздух протекает мимо пластин и омывается образуемой ими большой поверхностью нагрева.

Основным достоинством пластинчатых калориферов является их компактность. Производство этих нагревательных приборов за последние 10 лет получили в СССР большое распространение, и их изготовлением в связи с особо повышенным спросом при монтаже вентиляционных установок стал заниматься ряд заводов¹⁾. Производство пластинчатых калориферов у нас не стандартизовано, и каждый завод выпускает серии аппаратов, отличающихся размерами, числом трубок, конструктивной разработкой, величиной штуцеров и качеством выполнения.

¹⁾ В Москве заводы «Вентилятор» им. Ярославского, Госсанстрой и «Сирокко» (б. Мосэлектропром), в Ленинграде завод «Кооператор» и в Ростове завод «Красное знамя», (данные 1933 г.).

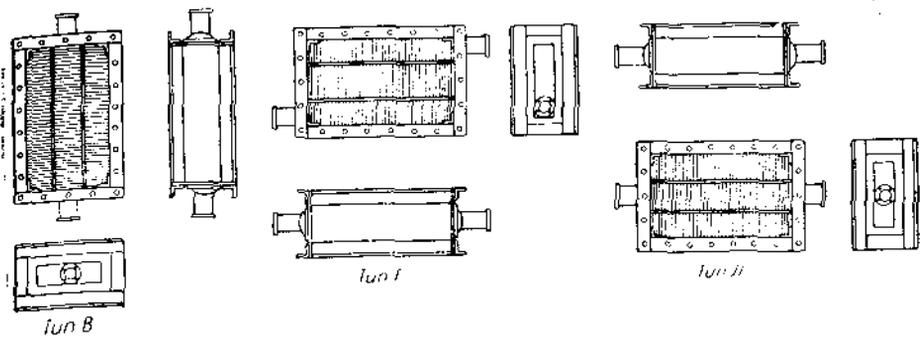
Характеристика калориферов завода Госсанстрой (фиг. 50).



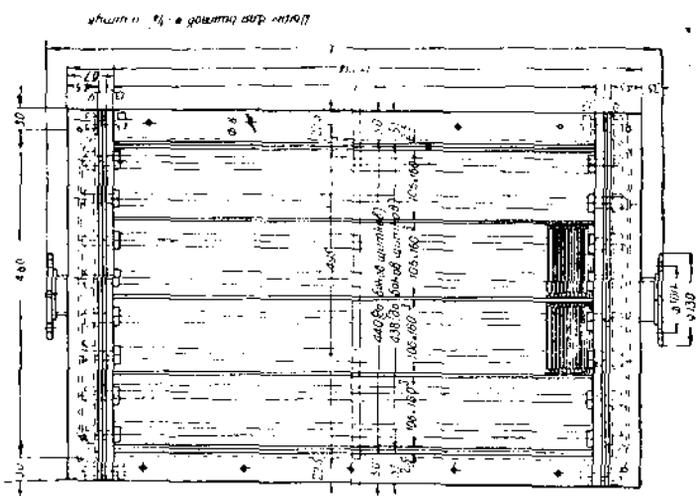
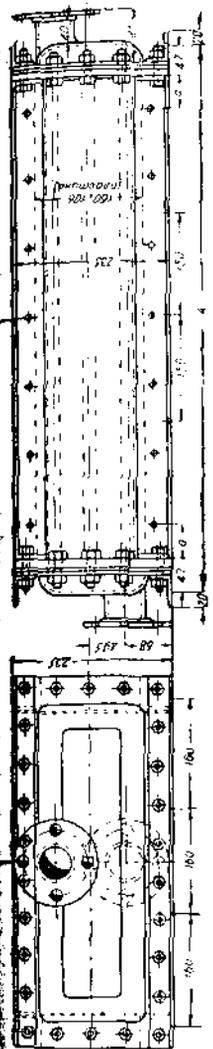
Фиг. 50. Габариты пластинчатого калорифера.

Модель	Размеры калориферов мм					Диаметр трубок мм		Размеры патрубков, в дюймах		Поверхность нагрева, F_n , м ²	Живое сечение f , м ²	Теоретический вес калорифера, кг
	А	Б	В	размеры в свету		наружный	внутренний	паровой внутр.	конденс. внутр.			
				А'	Б'							
М-1	700	330	260	642	237	22	18	1	3/4	4,2	0,072	65
М-2	900	450	260	840	355	22	18	1 1/4	3/4	7,95	0,141	103
М-3	900	570	260	840	473	22	18	1 1/3	1	10,58	0,185	134
М-4	1 200	570	260	1 140	473	22	18	2	1 1/3	14,35	0,25	163
М-5	1 200	690	260	1 140	591	22	18	2	1 1/4	17,9	0,32	197
М-6	1 200	810	260	1 140	709	22	18	2	1 1/2	21,5	0,38	230
С-1	700	330	300	642	237	22	18	1 1/2	1	6,1	0,072	84
С-2	900	450	300	840	355	22	18	2	1 1/3	11,89	0,141	137
С-3	900	570	300	840	473	22	18	2 1/2	1 1/2	15,86	0,185	179
С-4	1 200	570	300	1 140	473	22	18	3	2	21,5	0,25	220
С-5	1 200	690	300	1 140	591	22	18	3 1/2	2	26,9	0,32	268
С-6	1 200	810	300	1 140	709	22	18	4	2 1/2	32,6	0,38	316
Б-1	700	330	340	642	237	22	18	1 1/2	1	8,48	0,072	102
Б-2	900	450	340	840	355	22	18	2 1/2	1 1/2	15,76	0,141	169
Б-3	900	570	340	840	473	22	18	3	2	21,07	0,185	221
Б-4	1 200	570	340	1 140	473	22	18	3	2	28,7	0,25	274
Б-5	1 200	690	340	1 140	591	22	18	4	2 1/2	35,88	0,32	337
Б-6	1 200	810	340	1 140	709	22	18	4	2 1/2	43,06	0,38	395

Завод „Кооператор“ выпускает калориферы типа Юнкера (ЮК) следующих трех моделей: 1) нормальный горизонтальный (ЮК-Н, тип Г), 2) нормальный лежащий (ЮК-Н, тип Л) и 3) нормальный вертикальный (ЮК-9, тип В) (фиг. 51). Общий вид калорифера ЮК-Н, тип Л дан на фиг. 52. Основные размеры калориферов завода „Кооператор“ приведены в табл. 11.



Фиг. 51. Схемы расположения пластинчатых калориферов.



Фиг. 52. Чертеж калорифера завода «Кооператор».

ТАБЛИЦА 11
Характеристика пластинчатых calorиферов завода
„Кооператор“

№ модели	Габаритные размеры, мм			Поверхность нагрева F_k м ²	Диаметры штуцеров мм		Вес кг
	длина до фланцев	ширина полная	высота полная		для пара	для воды	
H-5	500	260	570	15	32	25	133
H-7	700	260	570	21	40	25	155
H-9	900	260	570	27	40	25	205
H-10	1 000	260	570	30	50	32	225
H-12	1 200	260	570	36	50	32	260
H-14	1 400	260	570	42	50	32	300
Б-5	500	370	570	23	40	25	175
Б-7	700	370	570	32	50	32	215
Б-9	900	370	570	40	50	32	285
Б-10	1 000	370	570	46	50	32	315
Б-12	1 200	370	570	55	60	40	365
Б-14	1 400	370	570	65	60	40	420

Кроме приведенных в табл. 10 и 11 величин поверхности нагрева, представление о последней дает следующая таблица завода им. Ярославского (Москва) (табл. 12).

ТАБЛИЦА 12
Характеристика пластинчатых calorиферов завода им. Ярославского

Марка calorифера	Габаритные размеры мм			Диаметр штуцеров в дюйм.		Поверхн. нагрева F_k м ²	Вес кг
	длина А	ширина Б	глубина В	для пара	для конденсата		
5-120	1290	710	280	2	1 ¹ / ₂	36	286
5-110	1190	710	280	2	1 ¹ / ₂	33	265
5-100	1090	710	280	2	1 ¹ / ₂	30	244
5-90	990	710	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₂	27	223
5-80	890	710	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₄	24	202
4-100	1090	585	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₄	24	202
4-90	990	585	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₄	21,6	202
4-80	890	585	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₄	19,2	202
4-70	790	585	280	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₄	16,8	202
4-60	690	585	280	1,1	1"	14,4	202

Коэффициент теплопередачи пластинчатых calorиферов на основе обработки опытов ВТИ¹ может быть выражен следующими формулами:

¹ Указатель литературы, № 14 и 39.

при отоплении паром

$$k_{\text{пар}} = a(\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}})^m \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}, \quad (75)$$

при водяном отоплении

$$k_{\text{вод}} = b(\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}})^n v_{\text{ср}}^r \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}, \quad (76)$$

где коэффициенты a , b и показатели степени m , n и r даны в зависимости от типа калорифера и завода-изготовителя в табл. 13,

$\omega_{\text{ср}}$ — средняя скорость воздуха в живом сечении калорифера в м/сек,

$\gamma_{\text{ср}}$ — средний уд. в. воздуха в живом сечении калорифера в кг/м³,

$v_{\text{ср}}$ — средняя скорость воды в трубках калорифера в м/сек.

Весовая скорость $\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}}$ определяется уравнением (70).

ТАБЛИЦА 13

Значение величин a , b , m , n и r в форм. (75) и (76)

Тил и завод	Вентилятор б. Мосэлектротром		Госаэстроф С-2	„Кр. Знамя“ Севкалмет. ЮЛ-3	„Кооператор“ ЮК-1 при $v_{\text{ср}}$ и м/сек	
	Н-4	БН-1			0,035—0,095	0,155
a	11,90	5,50	11,40	8,90	—	—
b	0,46	0,70	0,46	0,37	—	—
m	12,20	9,40	13,00	22,00	7,53	7,80
n	0,46	0,46	0,46	0,37	0,22	0,31
r	0,15	0,10	0,15	0,37	0	0

В среднем имеют место следующие величины коэффициентов теплопередачи в пластинчатых калориферах в зависимости от скорости воздуха:

$$k_{\text{пар}} = 16 \div 35 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$$

$$k_{\text{вод}} = 10 \div 25 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц},$$

каковыми значениями можно пользоваться в порядке предварительного ориентировочного расчета.

Герберг¹⁾ дает для коэффициента теплопередачи от насыщенного пара в пластинчатых калориферах к воздуху значения:

$$k = 20 \text{ д } 30 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}, \text{ соответствующее скоростям воздуха } \omega_{\text{ср}} = 2 \div 12 \text{ м/сек.}$$

Потери напора в пластинчатых калориферах в отношении воздуха и в отношении теплоносителя (воды) могут быть сведены на основе опытов инж. Максимова²⁾ к следующим уравнениям:

$$h_{\text{возд.}} = \frac{(\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}})^x}{y} \text{ мм водяного столба} \quad (77)$$

1) Указана литература, № 22.

2) Указана литература, № 14.

и в водяной части

$$h_{\text{вод}} = a (v_{\text{ср}})^2 \text{ мм водяного столба,} \quad (78)$$

где значения $\omega_{\text{ср}}$, $\gamma_{\text{ср}}$ и $v_{\text{ср}}$ те же, что в предыдущих уравнениях (75) и (76), а величины x , y , a и z для исследованных типов калориферов приведены в табл. 14.

Таблица 14
Значение величин x , y , a и z в уравнениях (77) и (78)

Тип калорифера	И-4	ВН-1	С-2	КЮБ-3
$x =$	1,7	1,2	1,8	1,8
$y =$	9,0	1,6	15,4	5,1
$a =$	3300	2300	2500	2500
$z =$	1,93	1,93	1,72	1,40

Пользование уравнениями (75) и (76) удобно при исследовании уже работающих приборов, сравнении их систем и т. п., но в порядке расчета при проектировании встречается сильные затруднения, так как величина k зависит от живого сечения, т. е. от типа и марки калорифера, каковые факторы являются искомыми, и задача может быть решена только методом подбора или довольно сложного графического построения.

Выходом из этого положения, представляющим весьма ценные возможности для конструктора-расчетчика, является такой метод расчета, при котором необходимые размеры калорифера могут быть найдены на основе только заданных величин Q_k или L и температур обоих агентов теплообмена (т. е. минуя нахождение k).

Наиболее основательно подобный метод был разработан техническими работниками Госсанстроя и заключается в следующем.

При выборе калорифера руководствуются особым коэффициентом, который можно назвать „фактором технической характеристики“ калорифера. Этот фактор определяется следующими формулами: для парового нагрева:

$$A_{\text{пар}} = 1,2 \frac{L^{0,4}(t_1 - t_0)^{0,85}}{t_n - \frac{t_0 + t_1}{2}} \quad (79)$$

для водяного нагрева:

$$A_{\text{вод}} = 1,2 \frac{L^{0,39}(t_1 - t_0)^{0,85} (t'_в - t''_в)^{0,15}}{\frac{t''_н + t'_н}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2}} \quad (80)$$

(Легко заметить, что знаменателями обоих выражений является средняя разность температур),

где L — расход воздуха в кг/час ,

t_0 и t_1 — температуры воздуха до и после калорифера в $^{\circ}\text{C}$

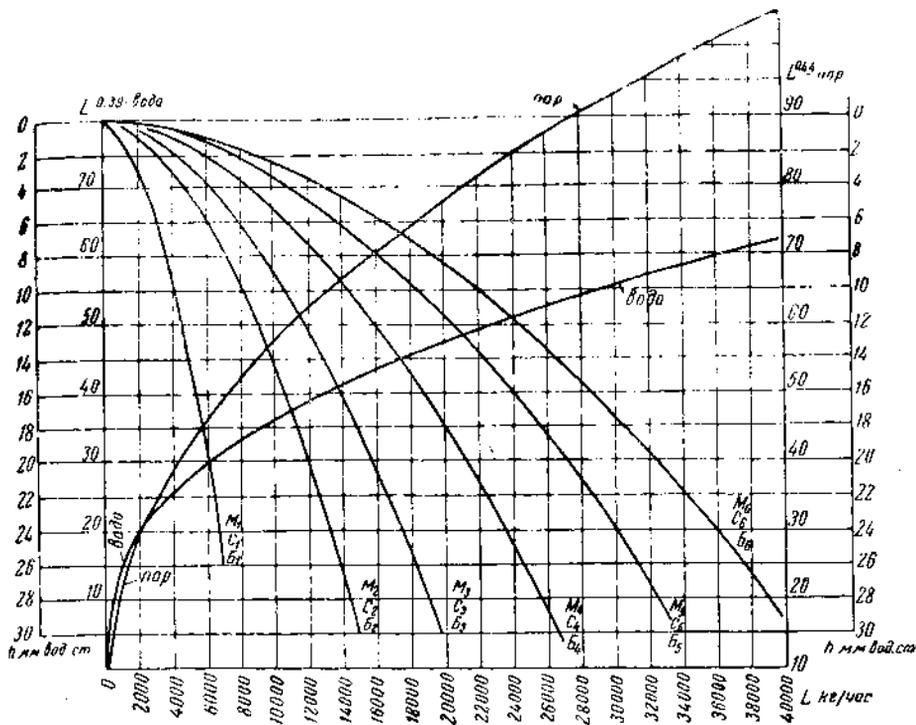
$t'_в$ и $t''_в$ — „ воды „ „ „ „ „ „

t_n — „ пара при входе в калорифер „ „

Для облегчения подсчета степенных функций $L^{0,44}$ и $L^{0,39}$ служит график (фиг. 53), а выражения $(t_1 - t_0)^{0,85}$ и $(t''_в - t''_в)^{0,15}$ приведены для наиболее часто встречающихся значений разностей температур в табл. 15 и 16.

Таблица 15

$t_1 - t_0$ в°С	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
$(t_1 - t_0)^{0,85}$	7,1	10,0	12,8	15,4	18,0	20,5	23,0	25,4	27,8	32,5



Фиг. 53. График для определения количества воздуха и напора.

Таблица 16

$t''_в - t''_в =$	15	20	25	30	35	40	45	50
$(t''_в - t''_в)^{0,15} =$	1,50	1,57	1,62	1,67	1,71	1,74	1,77	1,80

Ход расчета таков. Находят по форм. (79) или (80) величину фактора технической характеристики A по данным значениям L и температур. Далее, по найденной величине A выбирают тип калорифера согласно спецификации, изложенной в табл. 17 (стр. 96).

Может при этом случиться, что величина найденного из уравнений (79) или (80) фактора A выходит за габариты цифр, приведенных в табл. 17, что свидетельствует о недостаточности установки одного калорифера. В таком случае пользуются табл. 18, где

Таблица 17

Техническая характеристика контингента пластинчатых калориферов Госсанстроя по фактору А

Фактор $A_{\text{пар}}$	7,0	9,0	10,1	10,4	11,9	14,0	13,5	12,8	14,1	15,5	17,8	17,8	19,2	20,7	21,4	23,8	25,6	28,4
" $A_{\text{вод}}$	3,7	4,9	5,1	5,5	6,5	6,8	6,0	6,0	7,6	7,7	8,7	9,2	9,8	9,9	10,8	11,7	12,5	13,6
Соответственный ему тип калорифера	M_1	M_2	C_1	M_3	M_4	B_1	C_2	M_5	M_6	C_3	B_2	C_4	C_5	B	C_6	B_4	B_5	B_6

Примечание. Характеристика типов M_1 , C и B дана в табл. 10.

в соответствии с графиком монтажных схем (фиг. 54) даны коэффициенты пересчета с целью агрегирования нескольких калориферов, комбинируя их монтаж по одной из 12 схем таблицы и графика. Та же таблица дает величину потерь напора, которые получаются по этим 12 схемам монтажа, что дает возможность пользоваться табл. 18 (стр. 97, см. 7-й столбец) также при решении вопроса о наиболее экономичной установке калориферов с точки зрения минимальной потери напора подводимого воздуха.

В графике фиг. 54 стрелками показано направление воздуха. Нижеследующий пример разъясняет описанный метод подбора калориферов.

Пример 26. Найти тип и размеры калорифера модели "Госсанстрой" для нагрева 4000 кг воздуха в час с температуры -10° до $+70^\circ$ при располагаемой температуре греющего пара $t_n = 120^\circ$.
Решение. По формуле (79) находим величину фактора А:

$$A_{\text{пар}} = 1,2 \frac{4000^{0,44} (70 + 10)}{120 - \frac{-10 + 70}{2}}$$

Фиг. 54. Схемы монтажа калориферов по Госсанстрою.

Найдя по графику фиг. 53 (точка O и отсчет по правой шкале) $4000^{0,44} = 38$, после подстановки имеем:

$$A_{\text{пар}} = \frac{1,2 \cdot 38 \cdot 80}{90} = 40,66.$$

Так как в табл. 17 максимальное значение для $A_{\text{пар}}$ равно 28,4, то, очевидно, одного калорифера для нашего случая недостаточно.

Таблица 18

Поправочные коэффициенты для фактора А при одновременной установке нескольких калориферов в одном агрегате

№ монтажной схемы по фиг. 54	Водяной нагрев			Паровой нагрев	Количество воздуха и жидк., приходящееся на 1 калорифер	Величина потери на- пора в долях h для одного калорифера
	способы подводки горя- чей воды					
	I	II	III			
1	2	3	4	5	6	7
1	1,0	1,0	1,0	1,0	L	h
2	0,76	0,76	0,69	0,74	$0,5 L$	h
3	0,65	0,65	0,55	0,62	$0,33L$	h
4	0,58	0,58	0,47	0,54	$0,25L$	h
5	0,56	0,50	0,50	0,50	L	$2h$
6	0,39	0,33	0,33	0,33	L	$3h$
7	0,31	0,25	0,25	0,25	L	$4h$
8	0,43	0,34	0,34	0,37	$0,5 L$	$2h$
9	0,36	0,28	0,28	0,31	$0,33L$	$2h$
10	0,32	0,24	0,24	0,27	$0,25L$	$2h$
11	0,30	0,23	0,23	0,25	$0,5 L$	$3h$
12	0,26	0,19	0,19	0,21	$0,33L$	$3h$

Примечание. Под способом I подводки надо понимать присоединение трубопроводов к каждому калориферу непосредственно от магистрали горячей воды (параллельное питание каждого калорифера данного агрегата).

Под способом II имеется в виду последовательное питание каждого параллельного ряда калориферов горячей водой.

Под способом III разумеется последовательное питание горячей водой всех установленных вообще калориферов (вода последовательно проходит от одного калорифера к следующему).

Если остановиться на модели (табл. 17) Б_в, то у этой марки калорифера $A = 20,7$ и стало быть коэффициент перерасчета равен $\frac{20,7}{40,66} = 0,5$. Обращаемся теперь к табл. 18. Для коэффициента 0,5 необходимо применить схему 5, представляющую, как видно из графика фиг. 54, соединение последовательно двух калориферов. Итак, необходимо установить 2 калорифера марки Б_в, имеющие согласно табл. 10 размеры: $1200 \times 690 \times 340$ мм, живое сечение $f_{ж} = 0,185$ м² и поверхность нагрева $F_{к} = 21,07$ м², т. е. общая поверхность нагрева $F_{к} = 2 \cdot 21,07 = 42,14$ м², а фактически, введя средний коэффициент использования 0,90, получим $F = 0,9 \cdot 42,14 = 38$ м².

Для проверки правильности решения найдем величину коэффициента теплопередачи по двум методам, а именно 1) по известным нам Q , t_n и F и 2) по форм. (75).

1) Очевидно $Q = 4000 \cdot 0,24 (70 + 10) = 76800$ Кал/час, средняя разность температур равна, считая конденсат 100°,

$$t_n = \frac{(120 - 10) - (100 - 70)}{2,3 \lg \frac{130}{30}} = 70^\circ.$$

Таким образом находим

$$k = \frac{Q}{t_n F} = \frac{76800}{70 \cdot 38} = 28,8 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

2) По форм. (75) и табл. 13 (4-й столбец) имеем

$$k = 11,4 (\omega_{cp} \gamma_{cp})^{0,46},$$

$$\text{Очевидно } \omega_{cp} = \frac{4000}{3600 \cdot 0,185} = 6 \text{ кг/сек м}^2 \text{ и } \gamma_{cp} \text{ при } t_{cp} = \frac{-10 + 70}{2} = 30^\circ$$

и $\psi \approx 0,55$ равно:

$$\gamma_{cp} = 1,155 \text{ кг/м}^3.$$

Подставляя, находим:

$$k = 11,4 (6 \cdot 1,155)^{0,46} = 28 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

т. е. получили довольно сходящиеся значения для k .

Для определения потери напора в этом агрегате из двух калориферов находим по графику фиг. 53 (правая шкала от той же точки O) $h = 20,5$ мм водяного столба для одного калорифера B_5 , а для нашего случая (схема 5 по табл. 18) полную потерю напора $2h = 2 \cdot 20,5 = 41$ мм водяного столба — получилась цифра довольно значительная. Нетрудно видеть, что при выборе более крупной модели, например B_6 с $A = 28,4$, коэффициент перерасчета был бы $\frac{28,4}{40,66} = 0,7$ и мы имели бы схему 2 или 3, для которой потеря напора равнялась бы $h = 20,5$ мм водяного столба.

Надо заметить, что экономическим пределом скорости воздуха в калориферах является $\omega = 5$ м/сек.

3. Расчет нагревательных приборов при естественной циркуляции воздуха

До сих пор мы приводили расчет калориферов, условия работы которых обусловлены довольно высокими скоростями воздуха, что имеет место при вентиляторной тяге (турбулентный или приближающийся к такому режим).

Между тем часто в сушильных установках мы встречаемся с естественной циркуляцией воздуха-теплоносителя, что бывает, когда подогрев его производится в самой сушильной камере. В этом случае воздух движется от нагревательного прибора с небольшими скоростями порядка 0,1 — 0,4 м/сек (и как предел 0,5 м/сек).

Источниками нагрева могут служить отдельные газовые трубы, ребристые трубы и, наконец, гладкие радиаторы.

Ламинарный режим движения воздушных потоков требует соответствующего подхода к определению коэффициента теплопередачи k и основан на математическом оформлении имеющихся в этих случаях явлений передачи тепла вследствие лучеиспускания и конвекции. Приведенные выше формулы определения величины k для данного случая не пригодны, и надлежит руководствоваться следующими положениями.

Коэффициент теплопередачи от пара или горячей воды через стенки металлических труб к воздуху определяется общим уравнением:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (81)$$

где α_1 — частный коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке трубы в $\text{Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$,

δ — толщина стенки трубы в м,

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки трубы:

для железа: $\lambda = 45 \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$,

„ чугуна: $\lambda = 53 \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$,

α_2 — частный коэффициент теплоотдачи от наружной стенки трубы к воздуху в $\text{Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Величиной дроби $\frac{\delta}{\lambda}$ вследствие малого значения ее числителя ($\delta = 0,0015 - 0,002 \text{ м}$) можно пренебречь и с достаточной для практических целей точностью вычислять k по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}. \quad (82)$$

Величина α_1 для конденсирующегося насыщенного пара при вертикальном расположении труб равна по Шаку¹⁾

$$\alpha_1^{\text{в}} = \frac{5800 + 23(t_{\text{п}} + t_{\text{ст}})}{\sqrt{h(t_{\text{п}} - t_{\text{ст}})}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (83)$$

где $t_{\text{п}}$ — температура пара в $^\circ\text{Ц}$,

$t_{\text{ст}}$ — „ „ стенки, в среднем равная $10 - 15^\circ$,

h — высота трубы в м.

Величина $\alpha_1^{\text{в}}$ для разных $t_{\text{п}}$, $t_{\text{ст}}$ и h для вертикальных труб приведена в табл. 19.

Для горизонтальных труб величина α_1 определяется уравнением (Шак)

$$\alpha_1^{\text{г}} = \frac{4160 + 17,7(t_{\text{п}} - t_{\text{ст}})}{\sqrt{d(t_{\text{п}} - t_{\text{ст}})}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (84)$$

где d — диаметр трубы в м.

¹⁾ Указатель литературы 76.

Таблица 19
Значения коэффициента α_1^B для вертикальных труб

П а р		$t_{ст}$	α_1^B кал м ² час °С		
p кг/см ²	t_n		$h=1,0$ м	$h=1,5$ м	$h=2$ м
5,0	151,1	141	7033	6390	5935
4,5	147,2	137	6930	6300	5850
4,0	142,9	133	6824	6200	5762
3,5	138,2	128	6736	6120	5760
3,0	132,9	123	6563	5970	5540
2,5	126,8	116	6290	5720	5308
2,0	119,6	109	6200	5640	5232
1,8	116,3	106	6100	5555	5148
1,6	112,7	102	5870	5340	4953
1,4	108,7	98	5770	5250	4870
1,2	104,2	93	5640	5130	4760
1,1	101,8	90	5560	5055	4700
1,0	99,1	87	5337	4852	4500
0,9	96,2	84	5320	4837	4490
0,8	93,0	80	5200	4730	4388
0,7	89,5	76	5000	4556	4200
0,6	85,5	71	4820	4382	4067
0,5	80,9	66	4700	4273	3967

Величина $\alpha_1^Г$ для горизонтальных труб дана в табл. 20.

Таблица 20
Значения коэффициента $\alpha_1^Г$ для горизонтальных труб

p кг/см ²	t_n	$t_{ст}$	Величина коэффициента $\alpha_1^Г$ при $d =$				
			0,025 м	0,030 м	0,040 м	0,050 м	0,100 м
5,0	151,1	141	6534	6252	5790	5500	4635
4,5	147,2	137	6534	6235	5790	5490	4630
4,0	142,9	133,7	6534	6235	5790	5490	4630
3,5	138,2	128	6534	6235	5790	5490	4630
3,0	132,9	122,8	6474	6218	5760	5450	4630
2,5	126,8	116	6460	6200	5740	5427	4600
2,0	119,6	108,8	6460	6200	5735	5427	4585
1,8	116,3	105,5	6460	6200	5735	5427	4585
1,6	112,7	101,8	6445	6190	5723	5410	4562
1,4	108,7	97,7	6420	6172	5712	5400	4560
1,2	104,2	93	6400	6166	5694	5380	4522
1,1	101,8	90	6328	6130	5625	5323	4490
1,0	99,1	87	6300	6080	5600	5305	4451
0,9	96,2	84	6220	6000	5556	5295	4410
0,8	93,0	80	6171	5890	5470	5222	4383
0,7	89,5	76	6166	5872	5464	5220	4351
0,6	85,5	74	6080	5823	5400	5127	4289
0,5	80,9	66	6037	5750	5365	5072	4260

Коэффициент α_2 теплоотдачи от стенки трубы к воздуху за счет явлений лучеиспускания и конвекции равен

$$\alpha_2 = \alpha_{\lambda} + \alpha_k \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \quad (85)$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием в свою очередь равен:

$$\alpha_{\lambda} = \frac{C \left[\left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{ср}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц,} \quad (86)$$

где: $t_{\text{ст}}$ — температура лучеиспускающей стенки трубы в $^\circ\text{Ц}$,

$t_{\text{ср}} = \frac{t_0 + t_1}{2}$ — средняя температура воздуха, воспринимающего тепло,

$C \approx 4$ — коэффициент лучеиспускания в $\text{Кал/м}^2 \text{ } 1^\circ \text{ абс.}$

Величина $\left(\frac{t + 273}{100} \right)^4$ для удобства расчета приведена в табл. 21.

Таблица 21

Значения фактора $\left(\frac{t + 273}{100} \right)^4$

t	$\left(\frac{t + 273}{100} \right)^4$	t	$\left(\frac{t + 273}{100} \right)^4$
30	84,3	105	203,9
40	96,0	110	215,0
50	108,8	115	226,6
60	123,2	120	238,0
70	137,2	125	251,3
75	146,6	130	262,5
80	154,8	135	277,2
85	164,0	140	291,1
90	173,8	145	305,0
95	183,0	150	320,2
100	193,6	155	335,2

Далее для коэффициента теплоотдачи конвекцией имеем следующее уравнение по Юргесу,

$$\alpha_k = 5,3 + 3,6 \omega \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \quad (87)$$

Значения α_k для различных скоростей приведены в табл. 22.

Таблица 22

Значения коэффициента α_k

ω м/сек	α_k кал/м ² час	ω м/сек	α_k кал/м ² час
0,05	5,48	0,30	6,38
0,10	5,66	0,35	6,56
0,15	5,84	0,40	6,74
0,20	6,02	0,45	6,92
0,25	6,20	0,50	7,10

По поводу предложенных расчетных уравнений (82) — (87) необходимо сделать следующие два замечания:

1) уравнение (82) дает точный подсчет величины k ;

2) хотя величины α_1 и ниже обычно применяемой по Гаусбранду цифры $10000 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, все же на общую величину k коэффициент α_1 влияет весьма мало. Это следует из того положения, что, как видно из уравнения (82), $\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$ и так как $\frac{1}{\alpha_1}$ весьма мало по сравнению с $\frac{1}{\alpha_2}$ (см. ниже пример 27), то достаточно точно можно взамен уравнения (82) пользоваться следующей приближенной практически достаточно верной формулой

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_2}$$

или

$$k \approx \alpha_2 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (88)$$

что в развернутом виде дает величину коэффициента теплопередачи от нагреваемых изнутри паром или водой труб воздуху с малой степенью циркуляции последнего

$$k \approx \alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_k = \frac{4 \left[\left(\frac{t_{\text{гр}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{ср}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{гр}} - t_{\text{ср}}} + 5,3 + 3,6 \omega \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (89)$$

Приводим для сравнения значения коэффициента теплопередачи при ламинарном режиме, найденные опытным путем Ритшелем (табл. 23).

Таблица 23
Значения коэффициента k по Ритшелю

Род поверхности нагрева	k — кал м ² час
Железные горизонтальные газовые трубы: d_n до 33 мм	13,0
То же $d_n = 33 \div 100$ мм	12,0
То же $d_n > 100$ мм	11,5
Вертикальные газовые трубы:	
d_n до 33 мм	13,5
$d = 33 \div 100$ мм	12,5
$d > 100$ мм	12
Железные трубы, соединенные в параллельные ряды до 1 м высоты	
d_n до 33 мм	12,5
то же $d_n > 33$ мм	11,0
Те же трубы, высотой более 1 м и наружным диаметром до 33 мм	11,0
То же более 33 мм	9,5
Чугунные радиаторы	8,5 — 7
Ребристые трубы с круглыми ребрами	6,5

Пример 27. Определить коэффициент теплопередачи от обогреваемого паром $t_n = 112^\circ$ нагревательного прибора, помещенного в сушильную камеру и состоящего из горизонтальных газовых труб $d_n = 100$ мм, если воздух, циркулируя в количестве 500 кг/час со скоростью 0,2 м/сек, нагревается с 20 до 40°. Определить необходимую длину трубы, если температура конденсата равна 95°C.

Ведем расчет по двум направлениям:

а) по более точной формуле

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2};$$

при $t_{ст} \approx 102^\circ$ и $d = 0,1$ м по табл. 20

$$\alpha_1^r = 4637 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц};$$

при $t_{ст} \approx 102^\circ$, $t_{ср} = \frac{20 + 40}{2} = 30^\circ$ и $\omega = 0,2$ м/сек по форм. (89) имеем:

$$\alpha_2 = k = \frac{4(3,75^4 - 3,03^4)}{102 - 30} + 5,3 + 3,6 \cdot 0,2 = 12,38 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

откуда $k = \frac{4562 \cdot 12,38}{4562 + 12,38} = 12,35 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц};$

б) по приближенной формуле имеем:

$$k = \alpha_2 = 12,38 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

т. е. ошибка в сторону преувеличения составляет 0,25%, чем, конечно, можно пренебречь.

Проверка найденной цифры по табл. 22 дает $k = 12$.

Для определения необходимой длины трубы, т. е. поверхности нагрева F имеем, пренебрегая потерями, расход тепла, кругло:

$$Q \approx 500 \cdot 0,24(40 - 20) = 2400 \text{ Кал/час};$$

средняя разность температур равна

$$t_n = \frac{112 + 95}{2} - 30 = 73,5.$$

Таким образом поверхность нагрева

$$F = \frac{Q}{kt_n} = \frac{2400}{12,38 \cdot 73,5} = 2,65 \text{ м}^2,$$

откуда длина трубы при ее наружном диаметре 100 мм = 0,1 м:

$$l = \frac{F}{\pi d_n} = \frac{2,65}{3,14 \cdot 0,1} = 8,44 \text{ м}.$$

При предположительной площади камеры 2×2 м необходимо уложить горизонтальный змеевик в виде пяти параллельных трубок по 1,7 м каждый, присоединенных снаружи камеры к общей паропроводной магистрали и замыкающихся с противоположной стороны в общую сборную конденсационную линию.

4. Воздухонагреватели, обогреваемые дымовыми газами

Использование дымовых газов, получаемых в котельных и печных установках, находит применение в химической промышленности, главным образом, в следующих целях:

1) подогрев питательной воды для паровых котлов и воздуха, нагнетаемого в топку;

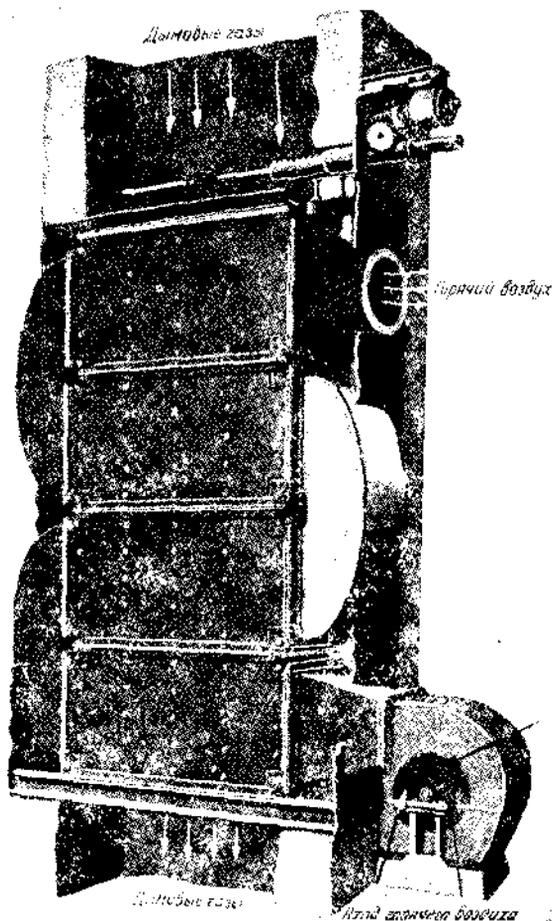
2) нагревание воды для различных нужд производства (например мойка тары, санитарные установки и т. д.);

3) получение горячего воздуха для отопительных и сушильных установок;

4) применение дымовых газов для непосредственной сушки, в отдельных случаях с предварительной очисткой, а также (в случае надобности) в смеси с холодным воздухом.

Указанный в п. 3 подогрев воздуха производится в специальных калориферах, из коих наибольшее распространение получили пластинчатые калориферы, состоящие из ряда плоских металлических листов, соединенных в секции стандартных размеров.

Подобный калорифер типа „Ротатор“ изображен (внешний вид) на фиг. 55, в схематическом разрезе — на фиг. 56. В СССР по чертежам Котлотурбины Ленинградский металлический завод строит пластинчатые воздухонагреватели системы Реймера, состоящие из стандартных кубов, показанных на фиг. 57. Проходы для



Фиг. 55. Общий вид воздухонагревателя „Ротатор“.

газа во всех моделях равны 18 мм, а для воздуха варьируют в пределах 18, 21, 24 и 27 мм. Каждый элемент состоит из листов поверхностью нагрева 3,6 м². Техническая характеристика этих воздухонагревателей приведена в табл. 24, а график, дающий величины коэффициента теплопередачи, дан на фиг. 58.

Таблица 24

Характеристика пластинчатых воздухоподогревателей ЛМЗ системы Реймера

№ кубов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Для всех элементов	$F_1, м^2$ одного куба	144	158	180	194	210	230	252	266	288	308	324	338	360
	Число листов нагрева	40	44	50	54	60	64	70	74	80	84	90	94	100
	• крайних листов	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	Вес одного куба в т	3,5	3,8	4,2	4,3	4,9	5,2	5,6	5,9	6,3	6,6	7,0	7,3	7,7
Для элементов 18—18	$L, в м.м.$ (фиг. 58)	950	1030	1150	1230	1350	1430	1550	1630	1750	1830	1950	2030	2150
	$A, в м.м.$	830	910	1030	1110	1290	1310	1450	1510	1630	1710	1830	1910	2030
	$f_{ж}$ (жидкое сечение) $м^2$ Для прохода воздуха	0,17	0,52	0,59	0,64	0,71	0,76	0,83	0,83	0,83	0,95	1,00	1,07	1,18
Для элементов 18—21	$L, м.м.$	1013	1039	1228	1314	1443	1528	1658	1774	1873	1959	2088	2174	2303
	$A, м.м.$	893	949	1108	1194	1323	1409	1538	1624	1753	1839	1948	2054	2183
	$f_{ж} м^2$	0,35	0,61	0,69	0,75	0,83	0,83	0,97	1,02	1,11	1,17	1,25	1,31	1,39
Для элементов 18—24	$L, м.м.$	1076	1163	1306	1398	1536	1628	1766	1858	1996	2088	2220	2318	2456
	$A, м.м.$	936	1019	1185	1278	1416	1508	1646	1738	1876	1908	2106	2198	2336
	$f_{ж} м^2$	0,63	0,70	0,79	0,86	0,95	1,02	1,11	1,18	1,26	1,33	1,42	1,49	1,58
Для элементов 18—27	$L, м.м.$	1139	1237	1384	1482	1629	1727	1874	1972	2119	2217	2364	2462	2609
	$A, м.м.$	1019	1117	1264	1362	1509	1607	1754	1852	1999	2097	2244	2342	2489
	$f_{ж} м^2$	0,70	0,78	0,89	0,97	1,07	1,15	1,24	1,32	1,43	1,51	1,60	1,68	1,78

Коэффициент теплопередачи выражается следующей формулой, предложенной Бурвиком (Burwick)¹⁾.

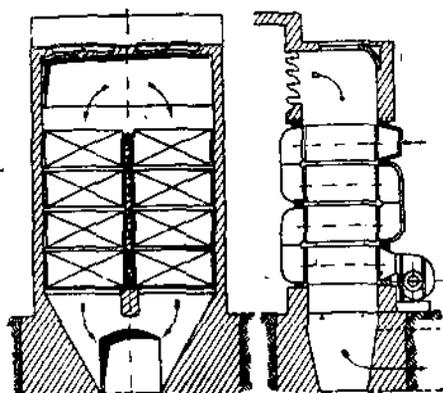
$$k = 7,93 \omega^{0,71} \cdot L^{-0,9} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (90)$$

где ω — скорость воздуха в м/сек, L — длина пути его потока в м.

Графическое решение данного уравнения приведено на фиг. 59. Величина k может быть в зависимости от скоростей обоих элементов теплообмена также подсчитана по табл. 25.

ТАБЛИЦА 25
Коэффициент теплопередачи k через металлические стенки от дымовых газов к воздуху по Готтингеру

Скорость движения газов ω м/сек.	0,5	0,1	2,0	5,0	10,0	20,0
Скорость воздуха ω м/сек	0,5	4,5	5,2	5,8	6,6	7,1
	1,0	5,2	6,0	6,9	8,1	8,9
	2,0	5,8	6,9	8,1	9,7	10,9
	5,0	6,8	8,1	9,7	12,2	14,1
	10,0	7,1	8,9	10,9	14,1	16,7
						19,6



Фиг. 56. Разрез установки воздухоподогревателя дымовыми газами.

Малые величины коэффициента k вызывают необходимость формировать величину поверхности нагрева, что в свою очередь приводит к большему объему, занимаемому этими калориферами, и к значительным потерям напора, обуславливающим установку одного или двух вентиляторов.

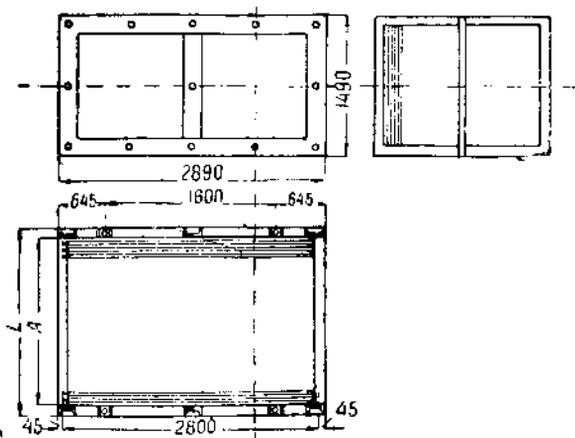
Недостатком пластинчатых железных калориферов, обогреваемых дымовыми газами, является ржавление металла, начинающееся обычно с секций, соприкасающихся с охлажденными газами, и вызывающее преждевременный износ калориферов, сильно удорожающий их эксплуатацию.

С целью борьбы с этим явлением было предложено подогревать воздух, направляемый в калориферы, до $t = 40^\circ$, что в условиях сушильной установки явно нецелесообразно. Другой, более рациональный выход состоит в изготовлении пластин из биметалла, представляющего смесь железа и меди, покрывающей железные листы тонким слоем (у нас производство биметалла налажено на заводе „Серп и молот“).

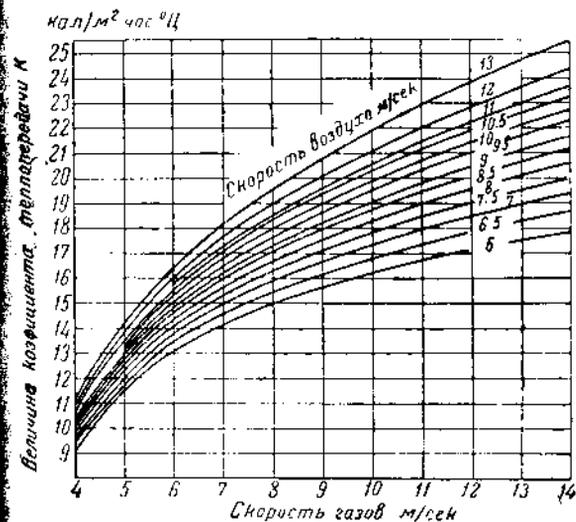
1) Указатель литературы № 37.

Применение обогреваемых дымовыми газами калориферов, помимо утилизации отбросного тепла котельных, представляет интерес в тех сушильных установках, где ставится условие значительного повышения температуры воздуха, как например, в некоторых случаях сушки распылением (см. ниже гл. 10). Как известно, эта температура может быть в описанных воздухоподогревателях доведена до 300°С.

Одной из интересных конструкций калорифера является тип Франкония завода Фелльнер и Циглер, состоящий из специально профилированных железных секций, образующих общую систему пластин без каких-либо креплений (болтов, заклепок и т. п.). Общий вид конструкции показан на фиг. 60.



Фиг. 57. Габариты воздухоподогревателя Реймера (ЛМЗ).



Фиг. 58. График зависимости коэффициента теплопередачи от скорости.

V — объемное количество газа, образующееся при сгорании 1 кг топлива, в $\text{м}^3/\text{кг}$,

B — часовой расход топлива в $\text{кг}/\text{час}$,

c_r — средняя объемная теплоемкость дымовых газов в $\text{Кал}/\text{м}^3 \text{°С}$,

Метод расчета подогрева воздуха при помощи дымовых газов заключается в решении следующих уравнений.

Количество тепла, подлежащее передаче воздуха, равно, как мы знаем,

$$Q_k = L c_{\text{см}} (t_1 - t_0) \quad \text{Кал}/\text{час}.$$

С другой стороны, приход тепла с дымовыми газами составляет

$$Q = \gamma V \cdot B c_r (T_1 - T_2) \quad \text{Кал}/\text{час}, \quad (91)$$

где $\gamma = 0,95$ к. п. д. калорифера,

T_1 и T_2 — температуры газов до входа и после выхода из калорифера.

Уравнение передачи тепла

$$Q = kt_n F \text{ Кал/час}, \quad (a)$$

где t_n — средняя разность температур, равная

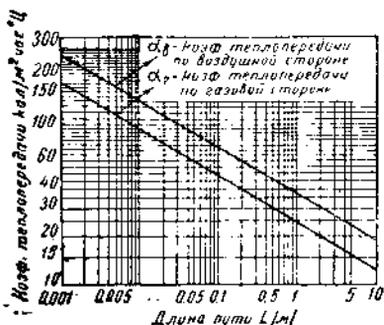
$$t_n = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_n + t_1}{2}, \quad (92)$$

k — коэффициент теплопередачи, приведенный выше в уравнении (90), табл. 25 и графиках фиг. 59 и 60.

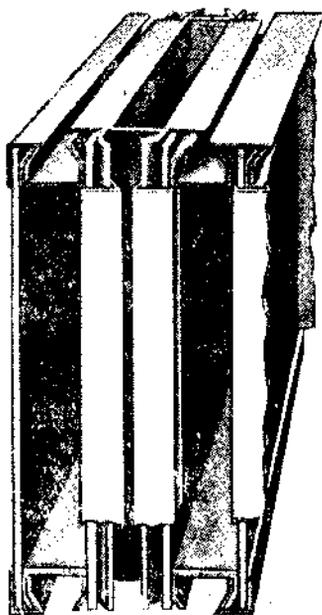
Искомая поверхность нагрева F получится из совместного решения уравнений (91) и (a):

$$F = \tau_1 \frac{VB \cdot c_r (T_1 - T_2)}{kt_n}. \quad (93)$$

Данные для определения V , B и c_r можно найти в соответствующих справочниках и курсах теплотехники.



Фиг. 59. График зависимости теплопередачи от длины пути.



Фиг. 60. Общий вид воздушоподогревателя Франконья.

Если величина необходимого объема газов V , определяемая из уравнения (91), превышает мощность котельной, использующей часть этих газов в экономайзере и для подогрева подводящего

топку воздуха, то в таких случаях при необходимости иметь сушилку с высокой температурой или недостатке пара на предприятии может оказаться целесообразной постройка сушилки с отдельной топкой, продукты сгорания в которой и образуют газы, обогревающие в такой установке поверхность нагрева воздухоподогревателя. В каждом отдельном случае решение вопроса о выборе типа теплоносителя должно явиться результатом зрелого технико-экономического обследования с учетом всех привходящих факторов и местных условий (например, возможность установки топки, работающей на отбросном топливе, полностью не поглощаемом или вообще не реализуемом в котельной завода, и т. п.).

Потеря напора в воздухоподогревателях описанных выше типов выражается следующей формулой Мюнцингера¹⁾:

$$h = a \gamma^{0,852} \omega^{1,852} s^{-1,269} l \text{ мм вод. столба,} \quad (94)$$

где a — коэффициент, равный для загрязненных газопроводов:

$a = 0,00125$, для чистых газовых и воздушных каналов $a = 0,000593$;

ω — скорость газа или воздуха в м/сек, γ — их уд. в. в кг/м³, s — ширина и l — длина канала в м.

О потерях при повороте потока газов см. гл. 6.

В заключение приводим данные испытания воздухоподогревателя системы „Ротатор“, произведенного в 1927 г. у котла № 6 ТЭС²⁾. Температура дымовых газов составляла до калорифера $T_1 = 241^\circ$, после калорифера $T_2 = 172^\circ$, температура воздуха до подогрева $t_0 = 29^\circ$, после подогрева $t_1 = 123^\circ$, средний расход воздуха, приведенный к 0° и 760 мм Hg, 42 000 м³/час, скорость воздуха $\omega = 10$ м/сек, что обусловило полную потерю напора в 4 последовательно включенных секциях (плюс 1 поворот на 180°) $h = 44$ мм водяного столба. Средняя разность температур составила $130^\circ,5$ и коэффициент теплоотдачи между газами и воздухот был равен $42,7$ Кал/м² час $^\circ$ Ц.

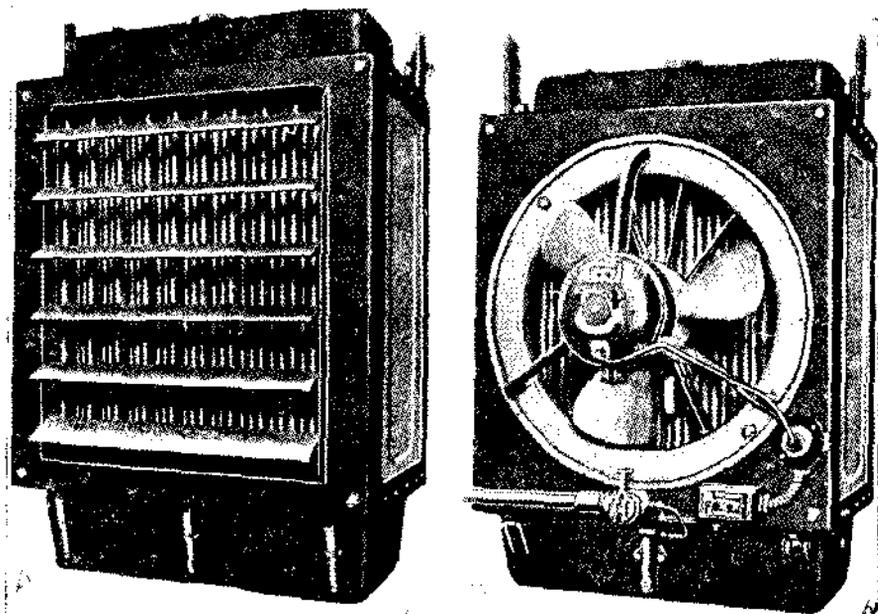
Газовые воздухоподогреватели — приборы для нагрева воздуха при помощи газа — могут найти применение там, где имеется дешевый местный газ, годный для непосредственного сжигания, или же газ этот является побочным или промежуточным продуктом производства. Приводим в качестве примера описание подобного газоздушного калорифера в конструкции американского завода Буфало Форж (Buffalo Forge Co). Прибор показан на фиг. 61; A — со стороны выхода подогретого воздуха, B — со стороны вентилятора (с мотором на одной оси), нагнетающего свежий воздух через поверхность нагрева. Один такой агрегат дает 88 000 Кал/час, расходуя на это 160 куб. футов (4,32 м³) газа. Прибор снабжен автоматическим регулятором температуры. Поверхность нагрева состоит из расположенных в шахматном порядке латунных трубок.

¹⁾ Указатель литературы, № 9-6.

²⁾ Указатель литературы, № 23.

Показанные на фиг. 61, А жалюзи регулируют в известной степени подачу воздуха. Производительность вентилятора равна $260 \text{ м}^3/\text{мин}$ воздуха. Камера сгорания максимально закрыта и имеет специальное контрольное приспособление безопасности, выключающее автоматически мотор и закрывающее газ. Приток последнего прекращается также при случайном перерыве и подаче электрического тока. Для сушильных установок приборы могут быть смонтированы в ряд секций, имеющих групповые термостатические контролеры.

Электрические воздухоподогреватели, в которых воздух нагревается от джоулева тепла, образующегося при про-



Фиг. 61. Газовый воздухонагревательный прибор.

хождении тока по проволокам сопротивления, применяются преимущественно в лабораторной сушильной технике, для научно-исследовательских целей, так как обладают одним незаменимым достоинством — точной регулировкой температуры. Помимо сушильных электрических шкафов, применяемых в лабораториях, сюда относятся небольшие установки исследовательского назначения, например, опытная сушильная установка Краузе для распыления (в Москве), в которой воздух проходит через многочисленные секции проволок, питаемые током и изолированные в специальной нагревательной камере.

Регулировка осуществлена реостатами, переключателями или автоматическими приборами.

Расчет электронагревательных приборов будет приведен во II части.

5. Термоизоляция и материалы для построения сушильных камер

Стремление максимально понизить расход тепла Q_5 в окружающую среду и тем самым улучшить общий термический к. п. д. сушилки играет важнейшую роль при выборе материала для построения сушильных камер. Вторым решающим фактором в этом направлении являются *соображения прочности и компактности* сооружения. Стены сушилок выполняются чаще (и дешевле) всего из *двустенных дощатых переборок* с заполнением расстояния между стенками *изоляционными материалами* (сфагнум, опилки, смоченные алебастром, и т. д.). Дощатые стены обиваются железом по войлоку, реже асбестовыми листами. Взамен обивки железом можно стенки снаружи штукатурить.

Такие конструкции с успехом применяются в канальных и больших камерных сушилках. В последних можно стенки делать двойными металлическими с внутренними прослойками из изоляционных материалов. Наконец ограждения сушильного помещения выполняют в виде кирпичных или бетонных стенок, с воздушными прослойками, что несмотря на громоздкость дает определенный эффект в смысле термоизоляции. Особое внимание должно быть обращено на тщательность выполнения и максимальную плотность дверей, люков и тому подобных мест, через зазоры в которых может иметь место присос наружного холодного воздуха.

Величина потерь тепла Q_5 зависит от запроектированных размеров ограждающих сушильную камеру поверхностей и от рода изоляционного материала.

Общее уравнение прохода тепла через стенку на основе закона Фурье и для установившегося потока имеет для однородной стенки вид:

$$Q_5 = \frac{t_1 - t_a}{s} \lambda F \text{ Кал/час}, \quad (95)$$

где t_1 — температура поверхности стенки, передающей тепло, в °Ц,
 t_a — температура поверхности стенки, воспринимающей тепло (в нашем случае наружной стены сушильной камеры),

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки в $\text{Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$,

s — толщина стенки в м,

F — площадь поверхности стенки в м^2 , через которую проходит тепло.

Очевидно $t_1 < t_{\text{сп}}$, т. е. $t_1 < \frac{t_0 + t_1}{2}$ и $t_a > t_b$.

Если стенка выполнена из нескольких разнородных материалов, имеющих каждый толщину $s_1, s_2, s_3, \dots, s_n$ м и коэффициенты теплопроводности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ $\text{Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$, то взамен λ необходимо в уравнении (95) подставлять так называемую „среднюю приведенную теплопроводность“, которая по нормам VDI имеет следующее выражение:

$$\lambda_m = \frac{s}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}, \quad (96)$$

где s — общая толщина разнослойной стенки, равная

$$s = s_1 + s_2 + s_3 + \dots + s_n.$$

Для решения уравнения (95) необходимо знать температуры стенок t_1 и t_n , которые для проектировщика являются величинами, не поддающимися точному предварительному учету, и поэтому уравнение (95) имеет ценность для испытаний действующих установок и фиксации величины Q_0 по точному замеру обеих температур t_1 и t_n .

На основании сказанного лучше исходить при определении k не из температур стенок, а из температур среды, т. е. пользоваться уравнением:

$$Q_0 = k F (t_{cp} - t_a) \quad \text{Кал/час}, \quad (97)$$

где $t_{cp} = \frac{t_2 + t_3}{2}$ — средняя температура воздуха в сушильной камере,

t_a — температура воздуха в цехе снаружи сушилки, равная $20 \div 25^\circ \text{C}$,

k — общий коэффициент теплопередачи от воздуха внутри камеры к наружному воздуху, равный

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}, \quad (98)$$

где α_1 — частный коэффициент теплопередачи от воздуха температурой t_{cp} к стенке, зависящий от величины t_{cp} и скорости воздуха и в среднем равный $10 \div 25 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}$,

α_2 — коэффициент теплопередачи от стенки к воздуху температурой t_a ,

$\sum \frac{s}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений теплопрходу через стенку, материалы которой имеют коэффициент теплопроводности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ и занимают в направлении теплового потока величину (имеют толщину слоя) $s_1, s_2, s_3, \dots, s_n \text{ м}$.

Заметим также, что уравнение (97) пригодно в случае однородности конструкции стенок по всей поверхности. В других обстоятельствах необходимо будет произведение kF заменить $\sum_1^i k_i F_i$ [см. форм. (49)].

Величина α_2 представляет сумму количеств тепла, передаваемых вследствие теплопроводности, конвекции и лучеиспускания, и зависит от температуры наружной стенки и разности между ней и температурой воздуха t_a , к которому передается тепло. Приводим средние величины коэффициента теплопередачи по Хенки¹⁾ при передаче тепла воздуху в закрытых помещениях:

1) поверхность стен, полы и потолки, последние при передаче тепла снизу в верх $\alpha_2 = 7 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}$;

2) полы и потолки при передаче тепла сверху вниз $\alpha_2 = 5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}$;

¹⁾ Указатель литературы, № 24.

3) углы с застоявшимся воздухом $\alpha_2 = 4 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Более подробно величина α_2 определяется по уравнениям (85) и (89).

Для расчета количеств тепла, проходящих через воздушные прослойки, следует пользоваться введенным Хенки понятием „эквивалентного коэффициента теплопроводности“ воздушных слоев¹⁾, выражающимся следующим уравнением (верным при неметаллических поверхностях, образующих воздушную прослойку):

$$\lambda_3 = \lambda_0 + \lambda_k + 4,5 \text{ as Кал/м час } ^\circ\text{Ц} \quad (99)$$

где λ_3 — эквивалентный коэффициент теплопроводности воздуха $\text{Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$;

λ_0 — общий коэффициент теплопроводности воздуха $\text{Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$, приведенный в табл. 26;

λ_k — коэффициент теплопроводности воздуха конвекцией $\text{Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$, приведенный в табл. 27;

α — температурный фактор; при температурах стенки 40–80° и температуре воздуха 20°, $\alpha = 1,11$ –1,36, в среднем $\alpha \approx 1,23$;

s — толщина воздушной прослойки в м.

Таблица 26

Коэффициент теплопроводности воздуха и (приблизительно) дымовых газов

Т-ра °Ц	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500
λ кал/м час =	0,0204	0,0216	0,0227	0,0238	0,0249	0,0259	0,0314	0,0361	0,0412	0,0463

Таблица 27

Коэффициент теплопередачи конвекцией λ_k для вертикальных воздушных слоев при их т-ре 10–15° по Шмидту

Толщина слоя s м	10	20	30	40	50	75	100	150
λ_k кал/м час °Ц	0,003	0,008	0,016	0,026	0,037	0,073	0,118	0,225

Приводим таблицу коэффициентов теплопроводности (табл. 28, стр. 114) для важнейших строительных и изоляционных материалов по Тен-Бошу, Камереру и разным справочникам.

Пример 28. Стенка и потолок сушильной камеры имеют в разрезе конструкцию, изображенную на фиг. 62, где 1 и 7 — железная стенка, 2 и 6 — войлочная прокладка, 3 и 5 — деревянная стенка и 4 — воздушная прослойка; толщины составных частей стенок равны: $s_1 = s_7 = 0,7 \text{ мм}$, $s_2 = 100 \text{ мм}$, $s_3 = s_5 = 80 \text{ мм}$, $s_4 = 250 \text{ мм}$, $s_6 = 60 \text{ мм}$. Пол камеры бетонный толщиной 100 мм. Определить расход тепла в окружающую среду, если $t_{\text{сп}} = 50^\circ$, $t_{\text{н}} = 20^\circ$, площадь стен $F_{\text{ст}} = 24 \text{ м}^2$ и площадь пола $F_{\text{п}} = 4 \text{ м}^2$

¹⁾ Указатель литературы, № 77.

Таблица 28

Коэффициент теплопроводности, уд. вес и теплоемкость различных материалов

Название материала	Уд. в., кг/м ³	Кал./м час °С	Теплоемкость Кал./кг °С
1. Металлы			
Алюминий 90%	2700	175	0,3
Железо	7800	40—45	0,115
Чугун	7000—7200	53	0,115
Медь (чистая)	8900	330	0,094
Свинец	11300	30	0,031
Латунь желтая	8500	75—99	0,092
2. Изоляционные материалы			
Угольный шлак	697	0,12	—
Доменный "	360	0,09	—
Пробковые плиты	128	0,038	—
"	214	0,045	—
Пробковая мелочь 4—5 мм	130	0,0385	—
То же, смешанная с кизельгуром	325	0,070	—
Липоцеум	1183	0,15	—
Торфяные кирпичи	694	0,15	—
Алебастровые плиты	1250	0,60	—
Асбестовый картон	980	0,13	0,19
" шифер (асбестный и цемент- ный)	1790	0,13—0,17	—
Бумага	—	0,11	—
Картон для оклейки стен	690	0,06	0,7
Эбонит	1190	0,14	0,34
Отбросы пряжи (угар, концы)	100	0,032	—
Войлок шерстяной	150	0,006	—
Гипсовые плиты	—	0,5	—
Гипсовая штукатурка	740	0,288	—
Опилки древесные	190	0,0504	—
Кизельгур (в среднем)	350	0,06	—
Солома прессованная	132	0,05—0,075	—
3. Стройматериалы			
Асфальт	2130	0,60	0,22
Дерево сухое (ель, сосна)	550	{ \perp 0,13 ¹⁾ 0,31 ²⁾ }	0,65
Бетон (раствор 1:5) с кирпичным щебнем	1600	0,72	—
" шлаковый	870	0,24	—
Глина	—	0,7	—
Грунт естественный	2020	2,0	—
Известь	1200	3,13	—
Известковый раствор (3 части песка и 1 часть извести)	1820	0,58	—
Кирпич машинной формовки влажн. 0,9%	1620	0,60	—
Кирпич машинной формовки влажн. 1,8%	1620	0,82	—
" пустотелый	—	0,18	—
Мел	—	0,79	—
Рубероид	—	0,14	—
Слюда	—	0,31	0,21
Стекло	2700	0,65	0,2
Толь кровельный	—	0,12	—
Цемент	—	0,78	—

1) Перпендикулярно волокнам.

2) Параллельно волокнам.

Название материала	уд. в., кг/м ³	Кал/м час °Ц	Теплоемкость Кал/кг °Ц
Шифер тепловой поток ⊥ слоям	—	1,2	—
Шифер тепловой поток слоям	—	2,0	—
Огнеупорный кирпич { SiO ₂ —64,5% Al ₂ O ₃ —32% }	1800	0,8	—
Кирпич из белой глины	—	1,3	—
магнезитный	2000	0,9—2,5	—
силикатный	1870	0,72	—

Решение. Потеря тепла очевидно равна:

$$Q_b = Q_{cr} + Q_n$$

где Q_b — потеря тепла через стенки и потолок, которую можно определить по форм. (97);

Q_n — та же потеря через пол, которую можно определить по форм. (95), приняв $t_i \approx t_{cp} - 10 = 40^\circ$ и $t_a = t_b + 10 = 30^\circ$.

Таким образом

$$Q_b = kF_{cr}(t_{cp} - t_b) + \lambda F_n \frac{t_i - t_n}{s}$$

Находим k по уравнению (98):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

предварительно определив для воздушной прослойки коэффициент теплопроводности для воздуха по форм. (99) табл. 26 и 27:

$\lambda_s = 0,0227 + 0,026 + 5 \cdot 1,23 \cdot 0,25 = 1,586$ кал/м час °Ц. Приняв $\alpha_1 = 10$ кал/м² час °Ц и $\alpha_2 = 5$ кал/м² час °Ц, находим, пользуясь табл. 28:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10} + 2 \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + 2 \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{s_4}{\lambda_4} + \frac{t_6}{s_6} + \frac{1}{5}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{10} + 2 \cdot \frac{0,07}{0,115} + \frac{0,1}{0,06} + 2 \frac{0,08}{0,65} + \frac{0,25}{1,586} + \frac{0,06}{0,06} + \frac{1}{5}} =$$

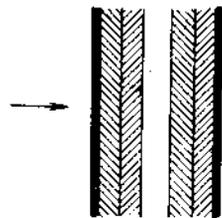
$$= \frac{1}{3,49} = 0,287 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

Из табл. 28 имеем $\lambda = 0,72$. Подставляя полученные цифровые значения, получаем:

$$Q_b = 0,287 \cdot 24 \cdot (50 - 20) + 0,72 \frac{40 - 30}{0,1} \cdot 4 = 206 + 288 = 494 \text{ Кал/час.}$$

Обращает на себя внимание большая потеря тепла через не изолированный пол. Вообще же величина Q_b получалась незначительной как вследствие общей малой поверхности, так и по причине плохой изоляции стен и потолка.

1 2 3 4 5 6 7



Фиг. 62. Схема многослойной стенки.

ЭЛЕМЕНТЫ ВОЗДУШНО-СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. Вентиляторы

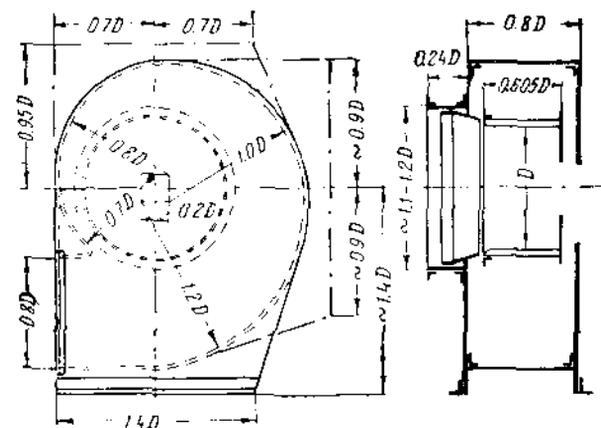
Как уже известно из предыдущего, для изъятия влаги в сушильную камеру необходимо подать определенное количество воздуха, равное 1 кг/час (из расчета на сухой газ). Перемещение воздуха, в сушилке может происходить за счет следующих факторов:

1) естественной тяги, обусловленной разностью весовых столбов, имеющих различные температуры;

2) искусственной тяги, создаваемой работой пароструйного эжектора или вентилятора.

Методы и условия работы при естественной циркуляции воздуха изложены в гл. 7.

В отношении искусственной тяги установка эжекторов оказывается целесообразной



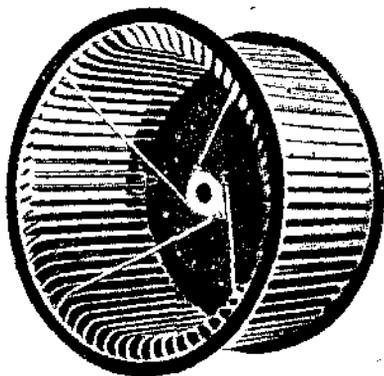
Фиг. 63. Схема типовых конструктивных соотношений и размеров вентилятора Сирокко.

лесообразной лишь в особых случаях (например отсутствие безопасных электромоторов для привода вентилятора в взрывоопасном цехе, необходимость надежной и частой регулировки тяги при общем небольшом напоре в сушильной камере и т. д.), являющихся исключением в ряду общераспространенных и сравнительно несложных механизмов для транспортировки воздуха, какими являются вентиляторы.

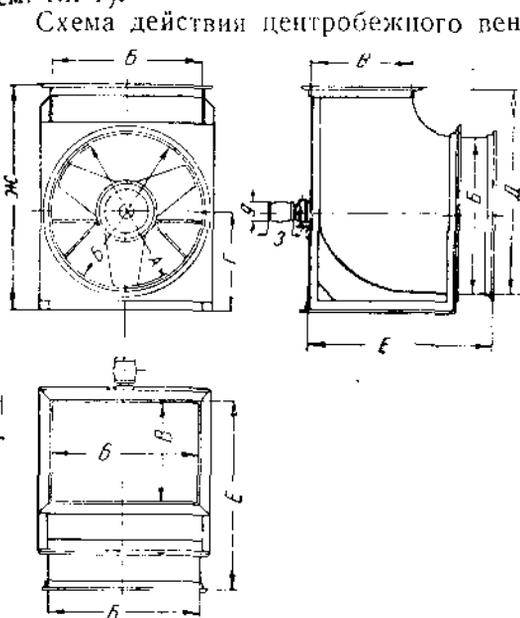
Вентилятор является существенной частью сушильной установки, техника его расчета, правильность подбора необходимых размеров и установление быстроходности обеспечивают нормальное протекание сушильного процесса. Для расчета вентилятора важно понимать

сущность его работы и учитывать все сопутствующие ей факторы. Поэтому до выяснения хода расчета считаем необходимым несколько осветить основные положения вентиляторных установок.

В сушильных установках применяются преимущественно центробежные вентиляторы типа Сирокко (фиг. 63 и 64) и осевые вентиляторы, где на смену прежним устаревшим моделям типа „Блекман“ в настоящее время внедряются осевые вентиляторы типа ЦАГИ с точно профилированными формами лопастей (фиг. 65). Кроме указанных разновидностей, устанавливаемых вне сушильной камеры, ставятся также небольшие осевые вентиляторы внутри сушил, как, например, это применяется при сушке вискозы, с целью добиться интенсивной циркуляции воздуха с резко выраженным турбулентным режимом движения (о них см. гл. 7).



Фиг. 64. Ротор центробежного вентилятора Сирокко.



Фиг. 65. Центробежного вентилятора ЦАГИ.

Схема действия центробежного вентилятора заключается в следующем. При вращении лопастного колеса — ротора — по направлению стрелки (фиг. 66) воздух, находящийся внутри лопастей, приводится в движение, центробежной силой сжимается и затем выбрасывается через выходной патрубок *В*. При этом внутри колеса и кожуха образуется вакуум, содействующий притоку воздуха снаружи через всасывающее отверстие *А*. Поэтому у всасывающего патрубка наблюдается разрежение по отношению к атмосферному давлению, а у выходного патрубка избыток давления. Образующая разность давлений

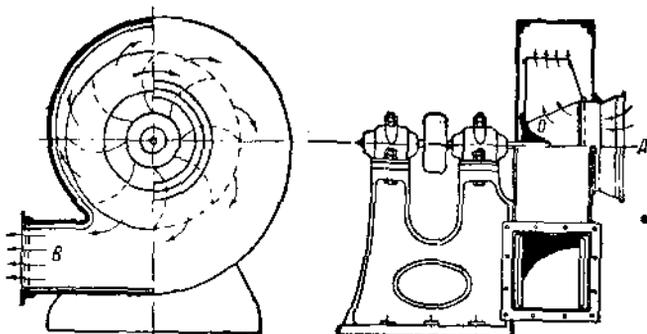
$p_2 - p_1 = H$ носит название напора (или давления) вентилятора и измеряется в мм водяного столба. Работа вентилятора за-

ключается, таким образом, в том, что он сообщает подводимому к его колесу воздуху дополнительную энергию, выражающуюся в создании давления (напора).

Это давление расходуется по двум направлениям: часть давления расходуется на сообщение воздуху необходимой скорости его движения, другими словами, переходит в „скоростной напор“, или „динамическое давление“, h_d . Вторая часть расходуется на преодоление сопротивлений движению воздуха, образуя так называемый „статический напор“ h_s . Весь напор воздуха H , производимый вентилятором, равен таким образом:

$$H = h_d + h_s \quad \text{мм вод. столба} \quad (100)$$

Величина полного напора вентилятора H в сушилках колеблется в пределах $H = 6 \rightarrow 100$ мм водяного столба, достигая последних крайних цифр только в очень больших установках (большие каналовые и некоторые барабанные сушилки).



Фиг. 66. Схема центробежного вентилятора.

Применяемые в сушилках вентиляторы относятся к группе так называемых вентиляторов низкого давления.

Основные зависимости между количеством подаваемого вентилятором воздуха V м³/сек, его напором H мм водяного столба, расходуемой мощностью N (л. с. или квт), со скоростью движения воздуха, числами об/мин колеса и прочими параметрами иллюстрируются следующими уравнениями¹⁾.

Фактическая скорость движения воздуха в трубопроводе или канале равна

$$\omega = \frac{V}{F} \quad \text{м/сек}, \quad (101)$$

где V — подача воздуха в м³/сек, равная в сушильной установке

$$V = \frac{L}{3600} \left(1 - 0,001 \frac{d}{\tau} \right),$$

¹⁾ Вывод последних см. Указатель литературы. № 25, 26 и др.

F — площадь поперечного сечения трубы или канала в м^2 .

В сушильной камере F приблизительно равняется живому сечению той геометрической фигуры, которая образуется в плоскости, перпендикулярной направлению воздушного потока (т. е. площадь соответствующего сечения камеры за вычетом места, занимаемого в ней оборудованием и продуктом).

Динамическое давление воздушного потока (его скоростной напор) для скоростей до 60 м/сек достаточно точно определяется следующим выражением:

$$h_d = \gamma \frac{w^2}{2g} = \rho \frac{w^2}{2} \text{ мм вод. столба}, \quad (102)$$

где γ — уд. в. воздуха в кг/м^3 в соответствующем сечении,
 $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести,

$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{mg}{V_0 g} = \frac{m}{V_0}$ — плотность массы воздуха $\frac{\text{кг сек}^2}{\text{м}^3}$, выраженная через массу m и уд. объем V_0 (плотность массы, заключающейся в единице объема).

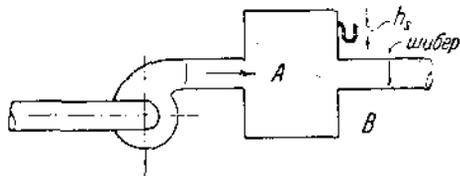
Статическое давление h_s расходуется на преодоление следующих двух основных категорий сопротивлений:

1) h_r — сопротивление трения воздуха в прямых участках труб, каналов, живого сечения камеры;

2) h_m — местные сопротивления, определяющие потери напора при поворотах, углах, в клапанах при резком изменении сечения и т. п. Таким образом:

$$h_s = h_r + h_m \text{ мм вод. столба}. \quad (103)$$

Название „статического“ давление это получило по следующим соображениям. Если представить себе вентилятор (фиг. 67), соединенный нагнетательным трубопроводом с закрытым сосудом A , и пустить его в ход, то включенный в этот сосуд манометр вскоре установится на определенной постоянной высоте, соответствующей максимальному давлению, которое вентилятор может произвести при данном числе оборотов. Допустим для примера, что это давление равно $H = 80 \text{ мм}$ водяного столба. Если теперь открыть задвижку B , имеющуюся справа у сосуда, то произойдет немедленное падение давления, которое по показанию манометра дойдет до определенной точки. Манометр будет теперь показывать не 80 мм , а к примеру 60 мм ; 20 мм ушли на преодоление сопротивлений воздуха, обусловленных его движением, превратились в скоростной напор движения воздуха через открытое отверстие — это и будет $h_d = 20 \text{ мм}$. Показываемое манометром давление 60 мм в сосуде есть статическое давление $h_s = 60 \text{ мм}$, а весь напор вентилятора попрежнему будет $H = h_s + h_d = 60 + 20 = 80 \text{ мм}$.



Фиг. 67. Принципиальная схема действия вентилятора.

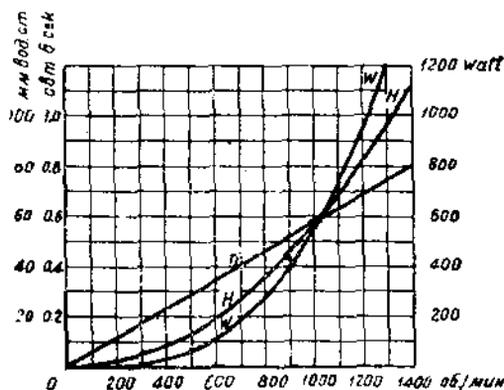
При закрытой задвижке, т. е. когда нет движения воздуха наружу $h_a = 0$, и все давление, создаваемое вентилятором, $H = h_a + 0 = h_a = 80$ мм, есть давление, при котором не имеет места движение воздуха; с этой точки зрения оно и называется „статическим давлением“.

Возьмем второй пример: вентилятор без всякого трубопровода нагнетает воздух прямо в атмосферу — статическое давление в этом случае равно нулю и общее давление H равно динамическому давлению h_a : $H = h_a + 0 = h_a$. Поэтому то давление, которое можно ощущать у выходного патрубка вентилятора, есть динамическое давление. Если этот патрубок плотно закрыть металлическим листом, то всякая подача воздуха прекратится, ω в форм. (102) будет равно нулю, стало быть $h_a = 0$, и все динамическое давление переходит опять в статическое. Вентилятор работает в этом случае вхолостую. Так как при открытой задвижке шла подача воздуха из сосуда, а параллельно с этим уменьшалось статическое давление, то падение последнего, очевидно, связано с возрастанием количества подаваемого воздуха, и наоборот. Установленная задвижка является искусственным сопротивлением, которое увеличивается по мере ее закрывания. Максимум сопротивления наступает при полном закрытии задвижки, и энергия вентилятора не может вообще этого сопротивления преодолеть (при задвижке из тонкой бумаги, конечно, этой энергии могло хватить на прорыв бумаги).

Отсюда следует, что чем больше сопротивлений вентилятор при данном постоянном числе оборотов должен преодолеть, тем меньше он подает воздуха и наоборот (см. ниже диаграмму фиг. 69).

2. Характеристика вентилятора

Связь между количеством подаваемого воздуха и числом оборотов характеризуется следующим соотношением:



Фиг. 68. Диаграмма зависимости между основными параметрами вентилятора.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (104)$$

или

$$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2} = \text{const} = \alpha, \quad (104a)$$

а между напором и числами оборотов [основано на том, что

$$H = \gamma \frac{\omega^2}{2g}, \quad \text{т. е. } H = f(n^2):$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (105)$$

или

$$\frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} = \text{const} = \beta. \quad (105a)$$

Производительность вентилятора определяется количеством производимой им работы. Последняя равна живой силе выходящего

вентилятора воздуха, т. е. равна $M \frac{\omega^2}{2}$. Подставляя вместо массы M воздуха ее выражение $M = \frac{G}{g} = \gamma \frac{V^2}{g}$, имеем величину секундной производительности

$$B = \gamma \frac{V}{g} \frac{\omega^2}{2} = V \gamma \frac{\omega^2}{2g} = V \cdot H \text{ кгм/сек}, \quad (106)$$

где H — дополнительная энергия, сообщенная вентилятором воздуху и равная разности давлений $p_2 - p_1$ (полный напор).

Проверим размерность последнего выражения. V выражается в $\text{м}^3/\text{сек}$, H в мм воздушного столба или $\text{кг}/\text{м}^2$ (так как 1 мм воздушного столба = 1 $\text{кг}/\text{м}^2$). Для B имеем, таким образом,

$$B = V (\text{м}^3/\text{сек}) \cdot H (\text{кг}/\text{м}^2) = V \cdot H \left(\frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right),$$

т. е. действительно получили выражение работы в сек.

Отсюда расходуемая на валу вентилятора теоретическая мощность

$$N_0 = \frac{B}{75} = \frac{VH}{75} \text{ л. с. или } W_0 = \frac{VH}{102} \text{ квт.}$$

Введя к. п. д. вентилятора η , отражающий ряд потерь в его аппарате, получим действительную расходуемую мощность

$$N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{VH}{75\eta} \text{ л. с.} \quad (107)$$

или

$$W = \frac{W_0}{\eta} = \frac{VH}{102\eta} \text{ квт.} \quad (108)$$

Расчетный к. п. д. центробежных вентиляторов колеблется в пределах $\eta = 0,4 \div 0,6$, для осевых вентиляторов

$$\eta = 0,5 \div 0,75.$$

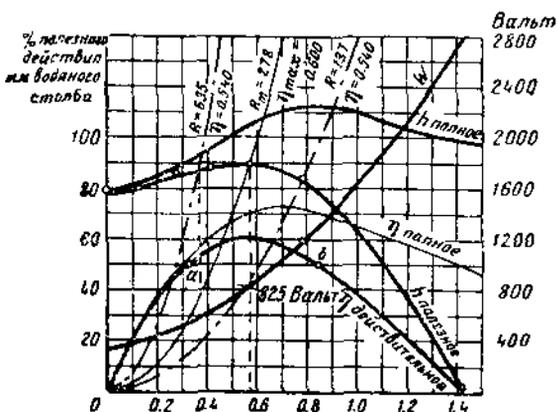
Расход мощности электромотора, приводящего в движение вентилятор, будет равен

$$N_m = \frac{N}{\eta_n} = \frac{VH}{75\eta\eta_n} \text{ л. с.} \quad (109)$$

или

$$W_m = \frac{W}{\eta_n} = \frac{VH}{102\eta\eta_n} \text{ квт.} \quad (110)$$

где η_n — к. п. д. привода, равный при ременной передаче $\eta_n \approx 0,85 \div 0,90$ и при посадке мотора на общем валу с вентилятором $\eta_n \approx 0,98$.



Фиг. 69. Диаграмма зависимости между числом оборотов и к. п. д. вентилятора.

Далее, так как из уравнений (104) и (105) следует, что

$$\frac{V_1 H_1}{V_2 H_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3},$$

то, очевидно,

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (111)$$

$$\frac{N_1}{n_1^3} = \frac{N_2}{n_2^3} = \text{const} = \delta. \quad (111a)$$

Уравнения (104a), (105a) и (111a) графически представлены на фиг. 68. Изменение H , т. е. сопротивлений в трубопроводе или в сушильной камере, дает изменение расхода мощности N и к. п. д. η .

Кривые, отображающие динамику этих зависимостей вентиляторов типа Сирокко при данном числе оборотов, образуют так называемую „характеристику“ вентилятора.

Пример такой характеристики для $n=1160$ об/мин дан на фиг. 69, где осью абсцисс служит подача воздуха V м³/сек, а ординатами служат: сопротивления H в мм водяного столба, к. п. д. η в процентах (две левых шкалы) и расход мощности в вт W (правая шкала). На фиг. 69 нанесены кривые η для трех радиусов колес, кривые $H = h_d + h_s$ и кривая расхода мощности W .

Диаграмма на фиг. 70 представляет характеристику вентилятора Сирокко № 5 завода „Красная Пресня“, построенную для разных чисел оборотов, осью абсцисс служит V , осью ординат — статическое давление h_s .

Уравнения (104), (105) и (107) выражают следующие основные положения.

Изменение количества подачи V пропорционально числу об/мин вентилятора, изменение высоты напора H пропорционально квадрату числа об/мин и изменение теоретической мощности N пропорционально кубу числа оборотов.

Пример 29. Вентилятор, пропускающий через сушилку 25000 м³/час воздуха ($\gamma=1,2$ кг/м³), работает при статическом напоре $h_s=30$ мм водяного столба и делает 460 об/мин, имея скорость в выходном отверстии $\omega=17$ м/сек. Найти: 1) расходующую им мощность при $\eta=0,5$, 2) число об/мин и расход мощности при увеличении h_s на 50%, т. е. до 45 мм водяного столба.

Решение.

$$h_d = \gamma \frac{\omega^2}{2g} = 1,2 \cdot \frac{17^2}{2 \cdot 9,81} = 17,7 \text{ мм водяного столба.}$$

Пусть воздух выходит из сушилки со скоростью $\omega_2=8$ м/сек и $\gamma_2=1,10$ кг/м³, т. е. при выходе имеет потерю напора

$$h_2 = \gamma_2 \frac{\omega_2^2}{2g} = 1,1 \cdot \frac{8^2}{2 \cdot 9,81} = 3,6 \text{ мм водяного столба.}$$

Вычитая эту потерю h_2 , как учитываемую динамическим давлением, имеем полный напор, создаваемый вентилятором:

$$H = h_s + h_d - h_2 = 30 + 17,7 - 3,6 = 44,1 \text{ мм водяного столба.}$$

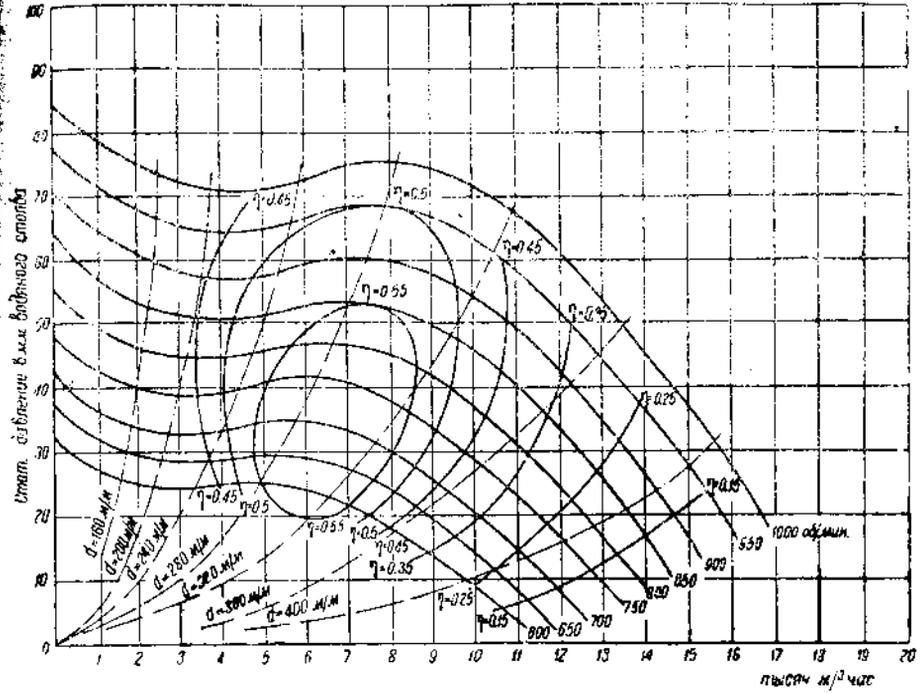
Отсюда по форм. (110) при $\gamma_{11} = 0,9$ имеем расход мощности

мотора

$$W_m = \frac{VH}{102 \gamma_{11}} = \frac{25000}{3600} \cdot \frac{44,1}{102 \cdot 0,5 \cdot 0,9} = 6,7 \text{ квт.}$$

Для решения второй части задачи пользуемся уравнением (105) имеем: $H_1 = 44,1$, $H_2 = 44,1 + 45 = 89,1$ и $n_1 = 460$ об/мин и таким образом

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 460 \sqrt{\frac{89,1}{44,1}} \approx 662 \text{ об/мин.}$$



Фиг. 70. Характеристика центробежного вентилятора Сирокко низкого давления.

Расход мощности в новых условиях, считая (в соответствии с диаграммой фиг. 60), что к. п. д. вентилятора при большем n увеличился и равен $\gamma_2 = 0,60$ (точную величину γ мы могли бы получить на основании кривых характеристики данного номера и серии вентиляторов), получаем, по аналогии с уравнением (111), при $W_m = 6,7$, $n_1 = 460$ и $n_2 = 662$, $\gamma_1 = 0,5$, $\gamma_2 = 0,6$:

$$W_m'' = W_m' \frac{n_2^3}{n_1^3} \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 6,7 \cdot \frac{662^3}{460^3} \cdot \frac{0,5}{0,6} = 11,5 \text{ квт.}$$

Таким образом увеличение расхода мощности при росте сопротивлений в сушильной камере на 50% составило

$$\frac{11,5 \times 6,7}{6,7} \cdot 100 = 71,5\%$$

Метод расчета вентиляторной установки заключается в следующем:

1) определяют все сопротивления в сушильной камере, подводящих трубопроводах, каналах, калорифере, фильтре и т. д., т. е. находят все слагаемые, дающие в сумме h_s ;

2) по заданному количеству воздуха L кг/час или V м³/сек и статическому напору h_s выбирают по таблицам каталога вентиляторов номер вентилятора, фиксируя его число оборотов и скорость у выходного отверстия ω ;

3) составляя баланс всех давлений h_s , h_a , учитывая давление h_p при выходе воздуха из сушильной камеры и используя эффект диффузора (см. ниже), находят полный напор H , создаваемый вентилятором в мм водяного столба;

4) по данным V , H и η (последний хорошо брать из характеристики вентилятора, а если таковой нет, считать в пределах $\eta \cong 0,4 - 0,60$ для типа Сирокко) находят необходимую мощность электромотора и в случае несовпадения стандартного числа оборотов последнего с числом оборотов вентилятора подсчитывают необходимый шкив мотора для ременной передачи от него к шкиву вентилятора (известному из таблиц).

3. Определение сопротивлений

Сопротивление трения воздуха, отнесенное к 1 пог. м металлической трубы, диаметром d м, при скорости воздуха ω м/сек и его уд. в. γ кг/м³ равняется

$$h_r = 5,66 \gamma^{0,852} \omega^{1,924} d^{-1,281} \text{ мм водяного столба.} \quad (112)$$

Для прямоугольных труб и каналов (геометрическая форма, чаще всего имеющая место в живом сечении сушильной камеры) необходимо вместо d подставлять выражение эквивалентного диаметра

$$d_s = \frac{2ab}{a+b} \text{ м,} \quad (113)$$

где a и b — стороны прямоугольника сечения в м.

Для бетонных, каменных каналов по Ритшелю сопротивление удваивается и форм. (112) для прямоугольного сечения примет вид:

$$h_r \approx 12 \gamma^{0,852} \cdot \omega^{1,924} \cdot \left(\frac{2ab}{a+b} \right)^{-1,281} \text{ мм водяного столба.} \quad (114)$$

Местные сопротивления определяются общим выражением

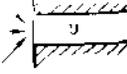
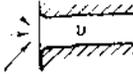
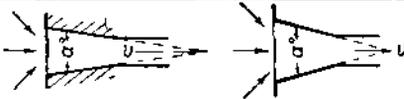
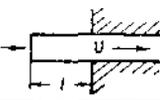
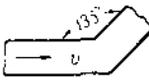
$$h_m = \Sigma \xi \cdot \gamma \frac{\omega^2}{2g} = \Sigma \xi \cdot \rho \frac{\omega^2}{2} \text{ мм водяного столба,} \quad (115)$$

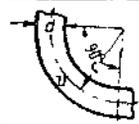
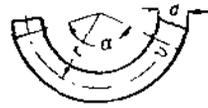
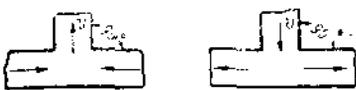
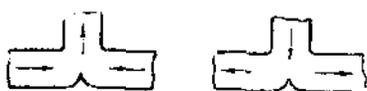
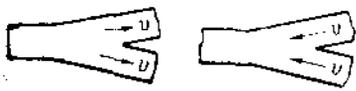
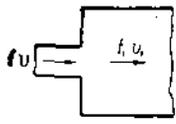
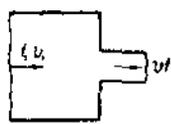
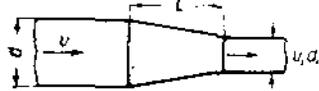
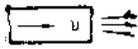
где ξ — опытный коэффициент, приведенный по нормам треста „Промвентиляция“ в табл. 29¹⁾.

¹⁾ См. „Отопление и вентиляция“, № 5 — 6, 1930 г.

ТАБЛИЦА 29

Коэффициенты местных сопротивлений ξ

Вид	Типы местного сопротивления	Величина ξ	Автор
1	Вход в отверстие с острыми краями 	0,5	Albert
2	Входное отверстие с закругленными краями 	0,25	Среднее значение по ряду авторов
3	Вход в отверстие конической суживающейся формы 	0,25 при $\alpha = 30^\circ$ 0,13 при $\alpha = 15^\circ$	Carrier
4	Вход в трубу с выступающим концом 	0,85 при $l(1,5 + 2)d$	Carrier
5	Прямое колено под углом 90° круглого, квадратного и прямоугольного сечений 	1,15	Левин
6	Закругленное колено под углом 90° произвольной формы поперечного сечения 	1,0	Ритшель
7	Прямое колено со вставленными внутри него лопатками Прандтля 	0,35	Левин
8	Двойные угловые колена под углом 90° независимо от формы поперечного сечения 	4,0 при $0 < l < 3d$ 3,5 " $3d < l < 5d$ 3,0 " $5d < l < 8d$ 2,3 " $l < 8d$	Поздунин
9	Колено тупое в 135° без закруглений безразличной формы поперечного сечения 	0,3	Поздунин

№ по порядку	Типы местного сопротивления		Величина ξ	Автор																						
10	Отвод под углом 90° для круглого, прямого и квадратного сечения		$0,35$ при $r=d$ $0,15$ " $r=1,5d$ $0,10$ " $r=2d$ $0,0$ " $r>5d$	Левин																						
11	Отводы под разными углами независимо от формы сечения		$40^\circ - 0,15$ $60^\circ - 0,40$ $80^\circ - 0,80$ $90^\circ - 1,00$ $100^\circ - 1,20$ $120^\circ - 1,80$ $140^\circ - 2,40$ $160^\circ - 3,20$	Carrier																						
12	Ответвление с противоположным движением или прямой тройник при противоходе с острыми краями при равенстве всех скоростей		2,3	Ориентировочно																						
13	То же, с закругленным углом (при равенстве скоростей)		2,0	Ориентировочно																						
14	Штанообразное ответвление при равенстве скорости v в ответвлениях при $\alpha = 15^\circ$		0,2 для каждого ответвления	Ориентировочно																						
15	Внезапное расширение поперечного сечения с f к f_1		ξ при f/f_1 <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr><td>≥ 0</td><td>1,0</td></tr> <tr><td>$= 0,1$</td><td>0,81</td></tr> <tr><td>$= 0,2$</td><td>0,64</td></tr> <tr><td>$= 0,3$</td><td>0,49</td></tr> <tr><td>$= 0,4$</td><td>0,35</td></tr> <tr><td>$= 0,6$</td><td>0,16</td></tr> <tr><td>$= 0,7$</td><td>0,09</td></tr> <tr><td>$= 0,8$</td><td>0,04</td></tr> <tr><td>$= 0,9$</td><td>0,01</td></tr> <tr><td>$= 1,0$</td><td>0,00</td></tr> </table>	≥ 0	1,0	$= 0,1$	0,81	$= 0,2$	0,64	$= 0,3$	0,49	$= 0,4$	0,35	$= 0,6$	0,16	$= 0,7$	0,09	$= 0,8$	0,04	$= 0,9$	0,01	$= 1,0$	0,00	Ритшель		
≥ 0	1,0																									
$= 0,1$	0,81																									
$= 0,2$	0,64																									
$= 0,3$	0,49																									
$= 0,4$	0,35																									
$= 0,6$	0,16																									
$= 0,7$	0,09																									
$= 0,8$	0,04																									
$= 0,9$	0,01																									
$= 1,0$	0,00																									
16	Внезапное сужение поперечного сечения с f_1 к f		ξ при f/f_1 <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr><td>$< 0,1$</td><td>0,50</td></tr> <tr><td>$0,1$</td><td>0,48</td></tr> <tr><td>$0,2$</td><td>0,46</td></tr> <tr><td>$0,3$</td><td>0,42</td></tr> <tr><td>$0,4$</td><td>0,37</td></tr> <tr><td>$0,5$</td><td>0,32</td></tr> <tr><td>$0,6$</td><td>0,26</td></tr> <tr><td>$0,7$</td><td>0,20</td></tr> <tr><td>$0,8$</td><td>0,13</td></tr> <tr><td>$0,9$</td><td>0,06</td></tr> <tr><td>$1,0$</td><td>0,00</td></tr> </table>	$< 0,1$	0,50	$0,1$	0,48	$0,2$	0,46	$0,3$	0,42	$0,4$	0,37	$0,5$	0,32	$0,6$	0,26	$0,7$	0,20	$0,8$	0,13	$0,9$	0,06	$1,0$	0,00	Альберт
$< 0,1$	0,50																									
$0,1$	0,48																									
$0,2$	0,46																									
$0,3$	0,42																									
$0,4$	0,37																									
$0,5$	0,32																									
$0,6$	0,26																									
$0,7$	0,20																									
$0,8$	0,13																									
$0,9$	0,06																									
$1,0$	0,00																									
17	Постепенное сужение плавно сходящимся конусом		0,08	Гроувальд																						
18	Выход воздуха из конца трубы произвольного сечения		1,0																							

ω — скорость воздуха в м/сек в любом данном сечении камеры или трубопровода, определяемая по форм. (101).

Для удобства определения h_r по уравнению (112) приведены табл. 30, 31 и 32, дающие величины степенных функций $\gamma^{0,852}$, $\omega^{1,924}$ и $d^{-1,281}$.

Таблица 30
Значения фактора $\gamma^{0,852}$

γ кг/м ³	$\gamma^{0,852}$	γ кг/м ³	$\gamma^{0,852}$	γ кг/м ³	$\gamma^{0,852}$
0,85	0,871	1,05	1,044	1,25	1,210
0,90	0,915	1,10	1,085	1,30	1,250
0,95	0,955	1,15	1,127	1,35	1,291
1,00	1,000	1,20	1,154	1,40	1,323

Таблица 31
Значение фактора $\omega^{1,924}$

ω м/сек	$\omega^{1,924}$	ω м/сек	$\omega^{1,924}$	ω м/сек	$\omega^{1,924}$
0,5	0,240	1,6	2,470	6	31,41
0,6	0,374	1,7	2,780	6,5	36,65
0,7	0,492	1,8	3,10	7	42,30
0,8	0,650	1,9	3,44	7,5	48,30
0,9	0,817	2,0	3,80	8	54,65
1,0	1,000	2,5	5,83	8,5	61,40
1,1	1,201	3,0	8,28	9	68,53
1,2	1,421	3,5	11,14	10	84,00
1,3	1,651	4,0	14,40	11	100,80
1,4	1,954	4,5	18,16	12	119,0
1,5	2,180	5,0	22,12	13	139,0
				14	164,0
				15	183,6

Таблица 32
Значения фактора $d^{-1,281}$ или $d_s^{-1,281}$

d	$d^{-1,281}$	d	$d^{-1,281}$	d	$d^{-1,281}$
0,1	19,10	0,7	1,58	2,5	0,31
0,2	7,86	0,8	1,38	3,0	0,25
0,3	4,60	0,9	1,15	3,5	0,20
0,4	3,23	1,0	1,00	4	0,17
0,5	2,43	1,5	0,59	5	0,13
0,6	1,92	2,0	0,41	6	0,10

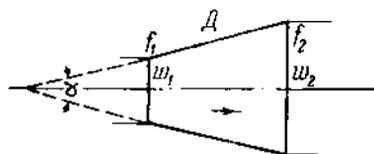
Сумма всех потерь $h_s = h_{\Gamma} + h_m$ преодолевается статическим напором вентилятора h_s . Кроме последнего вентилятор, как уже указывалось, создает динамическое давление $h_d = \gamma \frac{\omega^2}{2g}$, где ω — скорость воздуха у выходного отверстия вентилятора. Это давление не участвует в преодолении сопротивлений движению газа в трубопроводах и поэтому вводится в расчет как дополнительная потеря. Очевидно, надо стремиться данную потерю уменьшить. Это можно сделать, если перевести динамическое давление в статическое.

4. Диффузоры

Согласно закону сохранения энергии полное количество энергии в газе при переходе из одного сечения в другое остается постоянным. Уравнение Д. Бернулли для идеального газа (т. е. при отсутствии сопротивлений) для потока в одной горизонтальной плоскости, имеет вид:

$$\frac{\gamma \omega_1^2}{2g} + p_1 = \frac{\gamma \omega_2^2}{2g} + p_2 = \text{const.}$$

Это означает, что полное давление газа в любой точке потока равно сумме динамического $\frac{\gamma \omega^2}{2g}$ и статического p давлений.



Фиг. 71. Схема диффузора.

Отсюда следует, что если мы уменьшим динамическое давление, то за его счет должно увеличиться давление статическое. Для уменьшения динамического давления достаточно уменьшить скорость потока, увеличив сечение трубы. Но так как мы имеем дело не с идеальным газом, у нас будут при изменении скорости потока возникать потери. Чтобы по-

тери были минимальными, надо создать возможно более плавное изменение скоростей. Для этой цели применяются так называемые диффузоры, расширяющиеся на конце воронки (фиг. 71). Воздух, поступающий из вентилятора при сечении выходного патрубка f_1 , через диффузор D далее в сушильную камеру (или в трубопровод) с сечением f_2 , уменьшает свою скорость с ω_1 до ω_2 . Динамическое давление в начале диффузора равно $\frac{\gamma \omega_1^2}{2g}$ уменьшается до $\frac{\gamma \omega_2^2}{2g}$. Если бы не было при этом потерь, то теоретически разница динамических давлений в начале и в конце диффузора должна была полностью перейти согласно закону сохранения энергии в статическое давление. На самом деле ввиду возникающих в диффузоре сопротивлений лишь часть динамиче-

ТАБЛИЦА 33

Характеристика центробежных вентиляторов типа Сирокко низкого давления
 ω — скорость у выходного отверстия м/сек, Q — количество подаваемого воздуха в м³/час, h_s — статический напор в мм водяного столба, n — число об/мин

	ω м/сек	h_s Q м ³ /час	10	20	30	40	50	60	70	80
			n — число об/мин							
Вентилятор № 2 Диаметр колеса 200 мм	12	1 110	1 380	1 560	1 740	1 950	2 170	2 340	2 480	2 620
	13	1 200	1 480	1 620	1 800	2 000	2 200	2 370	2 520	2 650
	14	1 290	1 590	1 690	1 860	2 040	2 230	2 400	2 550	2 690
	15	1 380	1 690	1 770	1 920	2 080	2 260	2 430	2 580	2 725
	16	1 470	1 785	1 860	1 980	2 130	2 300	2 470	2 620	2 760
	17	1 560	1 870	1 950	2 040	2 190	2 340	2 510	2 660	2 800
	18	1 650	1 965	2 040	2 100	2 250	2 380	2 550	2 700	2 840
	19	1 740	2 040	2 130	2 170	2 325	2 450	2 600	2 750	2 880
	20	1 830	2 100	2 190	2 250	2 400	2 520	2 680	2 780	2 920
Вентилятор № 3 Диаметр колеса 300 мм	12	2 500	920	1 040	1 160	1 300	1 450	1 560	1 660	1 750
	13	2 700	990	1 080	1 200	1 330	1 470	1 580	1 680	1 780
	14	2 900	1 060	1 130	1 240	1 350	1 490	1 600	1 700	1 800
	15	3 100	1 130	1 180	1 280	1 380	1 510	1 620	1 720	1 820
	16	3 320	1 190	1 240	1 320	1 420	1 530	1 640	1 750	1 840
	17	3 540	1 250	1 300	1 360	1 460	1 550	1 670	1 770	1 860
	18	3 750	1 310	1 360	1 400	1 500	1 590	1 700	1 800	1 890
	19	3 950	1 360	1 420	1 450	1 550	1 640	1 730	1 820	1 920
	20	4 150	1 400	1 460	1 500	1 600	1 680	1 770	1 860	1 950
Вентилятор № 4 Диаметр колеса 400 мм	12	4 320	620	725	850	960	1 035	1 120	1 190	1 270
	13	4 680	645	750	860	970	1 060	1 135	1 210	1 280
	14	5 040	670	775	880	980	1 070	1 150	1 225	1 295
	15	5 400	700	800	900	1 000	1 090	1 165	1 240	1 310
	16	5 760	740	830	920	1 025	1 105	1 180	1 250	1 325
	17	6 120	775	860	950	1 050	1 130	1 200	1 270	1 340
	18	6 480	800	890	970	1 075	1 150	1 230	1 290	1 360
	19	6 840	840	920	1 000	1 100	1 170	1 245	1 310	1 380
	20	7 200	860	950	1 040	1 125	1 190	1 265	1 330	1 400
Вентилятор № 5 Диаметр колеса 500 мм	12	6 900	480	580	670	7 10	820	895	960	1 030
	13	7 500	500	600	685	750	825	900	965	1 040
	14	8 065	525	620	700	765	835	905	970	1 050
	15	8 640	550	640	720	780	845	910	975	1 060
	16	9 215	575	660	735	795	855	917	985	1 070
	17	9 800	600	680	750	812	870	928	995	1 085
	18	10 950	625	710	770	830	885	940	1 005	1 100
	19	10 950	650	730	795	850	905	960	1 025	1 115
	20	11 620	670	750	820	870	925	980	1 050	1 130

	ш м/сек	h _с Q м ³ /час	10	20	30	40	50	60	70	80
			n - число об/мин							
Вентилятор № 6 1/2 Диаметр колеса 650 мм	12	11 664	366	444	510	567	620	668	712	755
	13	12 636	382	457	520	578	630	676	722	763
	14	13 508	400	470	533	590	640	686	730	771
	15	14 480	418	486	547	601	650	697	740	780
	16	15 452	436	503	563	615	665	709	750	790
	17	16 424	454	520	575	626	675	720	761	802
	18	17 396	475	536	592	642	690	732	773	812
	19	18 368	490	550	605	655	700	744	785	823
	20	19 340	512	570	622	670	716	757	797	835
	Вентилятор № 8 Диаметр колеса 800 мм	12	17 690	293	355	410	454	496	535	572
13		19 170	305	365	416	464	505	543	580	612
14		20 640	320	378	427	472	512	550	585	620
15		22 120	333	390	438	482	520	557	592	628
16		23 590	350	402	450	492	530	565	603	636
17		25 070	365	415	460	502	541	575	612	642
18		26 540	378	428	476	512	552	585	620	650
19		28 015	394	441	484	525	562	598	630	660
20		29 490	410	456	498	536	572	608	640	670
Вентилятор № 9 1/3 Диаметр колеса 950 мм		12	24 960	244	295	340	378	412	444	474
	13	27 040	255	304	346	384	419	450	480	508
	14	29 120	266	313	354	392	426	456	486	514
	15	31 200	278	324	363	400	434	463	493	520
	16	33 280	290	334	373	408	441	471	500	525
	17	35 360	302	344	383	417	448	479	507	533
	18	37 440	315	356	393	426	457	487	515	540
	19	39 520	327	368	403	435	468	495	521	548
	20	41 600	340	380	414	446	476	504	530	555
	Вентилятор № 11 Диаметр колеса 1100 мм	12	33 444	207	250	288	320	350	378	403
13		36 231	217	258	295	327	357	384	408	432
14		39 018	227	266	302	333	362	388	413	437
15		41 805	237	275	310	340	368	394	420	443
16		44 592	246	284	318	348	375	400	426	448
17		47 379	256	293	326	355	382	407	431	454
18		50 166	267	303	335	363	390	414	437	460
19		52 953	278	312	343	371	397	420	445	466
20		55 740	290	323	352	380	405	428	452	474

ского давления превращается диффузором в статическое давление, равное:

$$h'_s = \eta \left(\gamma \frac{\omega_1^2}{2g} - \gamma \frac{\omega_2^2}{2g} \right) \approx 0,06 \eta (\omega_1^2 - \omega_2^2) \text{ мм водяного столба,} \quad (116)$$

остальная часть пойдет на преодоление сопротивлений.

Коэффициент полезного действия диффузора определяется по формуле Билиа:

$$\eta = 1 - \frac{(f_2/f_1 - 1) \sin \alpha}{(f_2/f_1 + 1)}, \quad (117)$$

где α — угол конусности диффузора,

f_1 — сечение в начале диффузора,

f_2 — сечение в конце диффузора.

Чем меньше угол α , тем меньше будут сопротивления. Обычно диффузоры употребляются с углами конусности не более 20—25°.

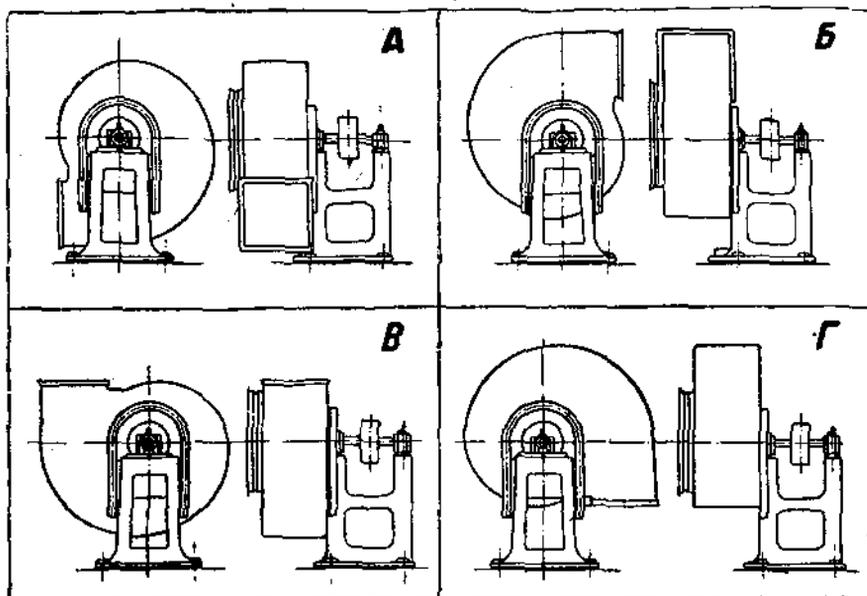
5. Подбор вентиляторов и монтажные схемы

Производительность центробежных вентиляторов низкого давления типа Сирокко дана в табл. 33, таблица типов изображена на фиг. 72, а монтажные схемы установок с мотором на одной оси на фиг. 73. Подробные характеристики центробежных и осевых вентиляторов приводятся в каталогах соответствующих объединений (ВОМТ и др.).

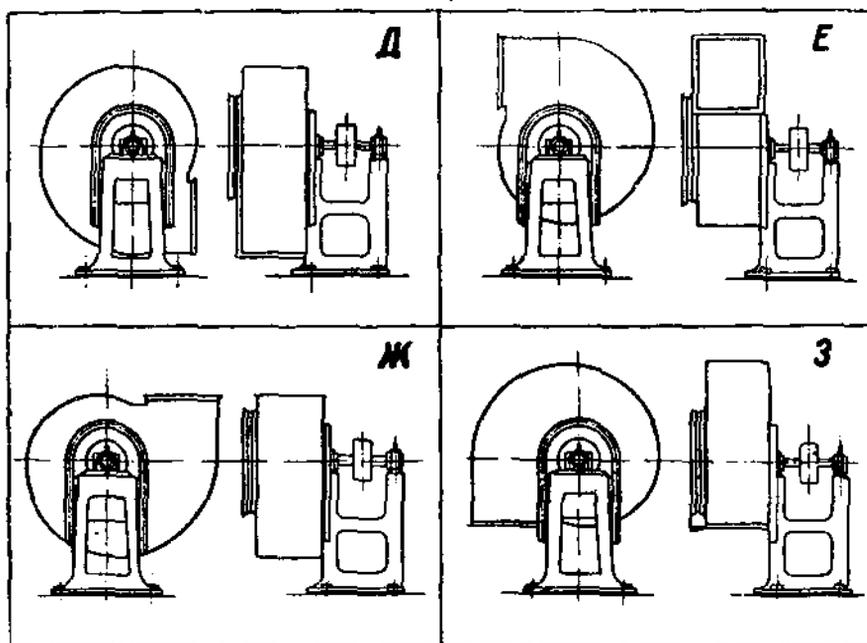
Схемы соединения вентиляторов с сушильными камерами в основных вариантах представлены на фиг. 74, где соблюдены следующие условные обозначения: СК — сушильная камера, В — вентилятор, Д — диффузор, Ф — фильтр, К — регулирующий дроссель-клапан (затворка). Схема I изображает установку, в которой вентилятор нагнетает воздух в камеру, пропустив его предварительно через калорифер. Схема II относится к сушилкам, где вентилятор ведет себя одинаково как в условиях нагнетания, так и в положении отсасывания. Однако с точки зрения процесса в самой камере имеются следующие различия между обеими схемами. По схеме I в сушильной камере от напора, создаваемого вентилятором, образуется давление большее 1 ат, что исключает присос через неплотности наружного воздуха, по схеме II этот присос может осуществиться за счет работы отсасывающего вентилятора, производящего в сушильной камере некоторое разрежение, способствующее явлениям присоса холодного воздуха извне. С другой стороны, преимущество схемы I перед II состоит в том, что удельный объем нагнетаемого холодного воздуха и количество влаги в нем меньше, чем те же величины после процесса сушки, т. е. в воздухе, уходящем из сушильной камеры. Так например, при $t_0 = 20$ и $\psi_0 = 100\%$ $d_0 = 15$ г/кг $\gamma_0 = 1,162$ кг/м³. При $t_2 = 50^\circ$ и $\psi_2 = 50\%$ $d_2 = 41,29$ г/кг и $\gamma_0'' = 1,044$ кг/м³. Таким образом, если вентилятор нагнетает 1000 кг/час сухого воздуха, то подаваемый им объем равен

$$V'' = \frac{L_1(1 + 0,001d_0)}{\gamma_0} = \frac{1000 \cdot 1,015}{1,162} = 880 \text{ м}^3/\text{час},$$

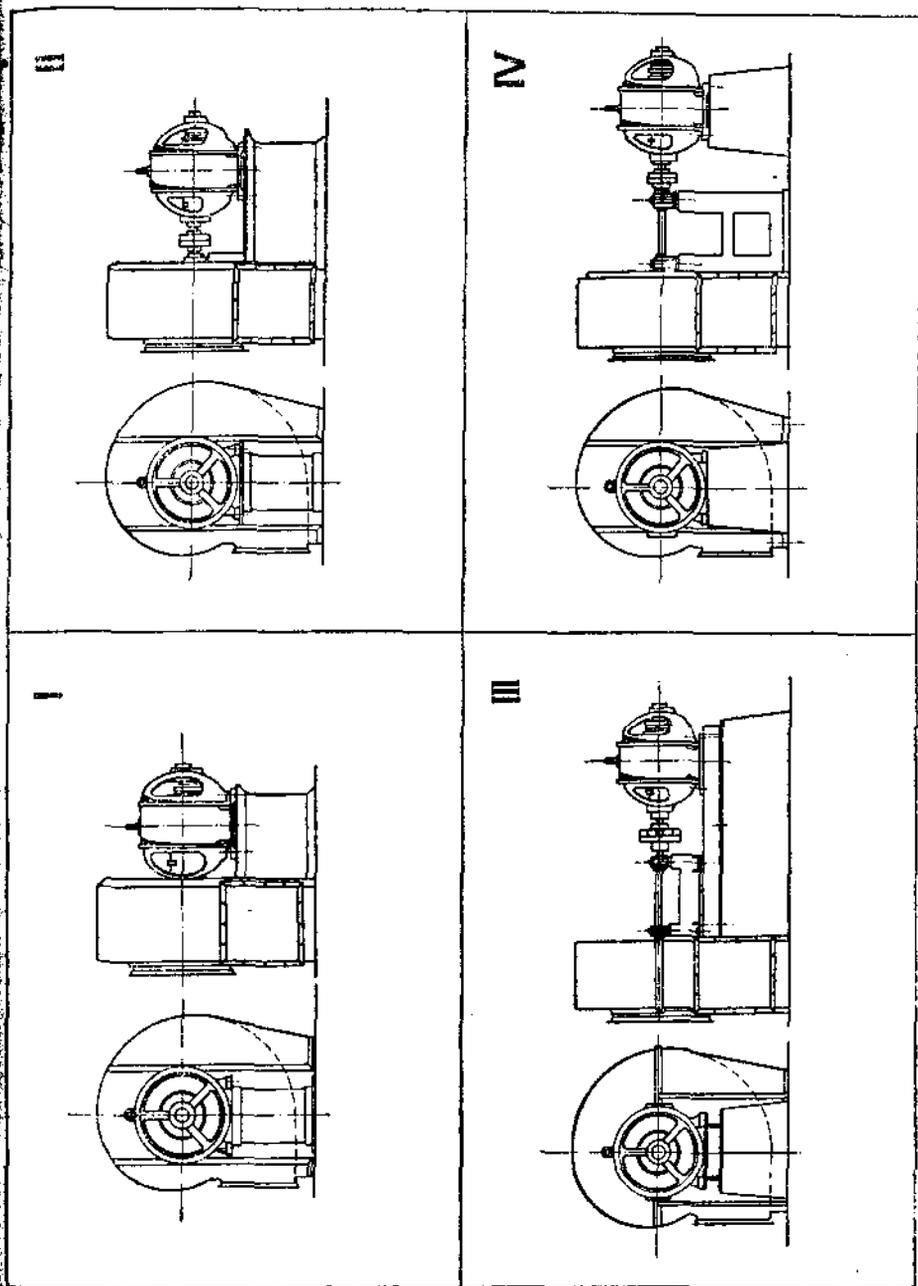
Правого вращения



Левого вращения



Фиг. 72. Типовые схемы вентиляторов Сирокко.



Фиг. 73. Схемы монтажа вентилятора на одной оси с мотором.

если же он будет отсасывать этот воздух после сушильной камеры, то количество такого составит

$$V'' = \frac{L(1 + 0,001d_2)}{\gamma_0} = \frac{1000 \cdot 1,0413}{1,0444} \approx 1000 \text{ м}^3/\text{час};$$

скорости потока и количество затраченной работы в последнем случае увеличатся ¹⁾. Схема III относится к тем установкам, в которых используется отработавший воздух.

Схема IV дает общий вид установки с двумя вентиляторами: один нагнетает, второй всасывает. Применение такой схемы вполне оправдывается, ибо дает возможность применять вентиляторы низкого давления: левый вентилятор израсходует весь напор на сопротивление в камере до определенного ее сечения, и не будь пра-

вого вентилятора, поток воздуха в этом месте остановился бы, движение его далее (по схеме) влево было бы равно нулю. Но отсасывающий вентилятор своей работой создает разрежение и обуславливает тем самым дальнейший поток воздуха и его выход из камеры.

Установка двух вентиляторов применяется в больших сушилках со значительными сопротивлениями при наличии ряда последовательно включенных calorиферов (последние ставятся с целью при малом давлении греющего пара получить высокие t_1). Наличие двойного числа задвижек (на обоих вентиляторах) обеспечивает широкие возможности регулирования сушильного процесса за счет изменения количества воздуха и статического напора.

Наконец схема V дает установку двух вентиляторов с использованием части отработанного воздуха.

В заключение обзора вентиляционной части сушильных установок приводим пример расчета выигрыша напора при постановке диффузора. Заметим, что биссектриса угла диффузора должна совпадать с средней линией расходящегося потока воздуха, нагнетаемого из кожуха.

Пример 30. Сечение выходного патрубка вентилятора $f_1 = 0,20 \text{ м}^2$, угол диффузора $\alpha = 20^\circ$ и длина диффузора выбрана так, что при

¹⁾ Главное в выборе схем — необходимость считаться с технологическими свойствами продукта, не всегда стойкого к высоким скоростям воздуха (гниение, окисление, пыление и т. д.).

этой величине угла сечение в конце диффузора $f_2 = 0,40 \text{ м}^2$. Определить полученный таким путем добавочный статический напор h'_s , если через вентилятор проходит в час $14\,400 \text{ м}^3$ воздуха с уд. весом $\gamma = 1,25 \text{ кг/м}^3$.

Решение. Секундная подача воздуха равна

$$V = \frac{14\,400}{3600} = 4 \text{ м}^3/\text{сек},$$

скорости у выходного патрубка вентилятора

$$\omega_1 = \frac{v}{f_1} = \frac{4}{0,2} = 20 \text{ м/сек},$$

в конце диффузора

$$\omega_2 = \frac{v}{f_2} = \frac{4}{0,4} = 10 \text{ м/сек}.$$

К. п. д. диффузора по форм. (117) будет:

$$\eta = 1 - \frac{(0,4/0,2 - 1)\sin 20^\circ}{0,4/0,2 + 1} = 1 - \frac{0,342}{3} = 0,886.$$

Добавочный статический напор, создаваемый действием диффузора, равняется по уравнению (116):

$$h'_s = 0,06 \eta (\omega_1^2 - \omega_2^2) = 0,06 \cdot 0,886 (20^2 - 10^2) = 16 \text{ мм водяного столба}.$$

Потеря в диффузоре составляет:

$$h = \frac{h'_s}{\eta} - h_s = \frac{16}{0,886} - 16 = 18 - 16 = 2 \text{ мм водяного столба};$$

оставшееся динамическое давление по выходе из диффузора

$$h_d = \gamma \frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{1,2}{19,62} \cdot 10^2 = 6 \text{ мм водяного столба}.$$

Если, например, потери в сушильной камере составляют $h_s = 30 \text{ мм}$, то получаем следующих два сравнительных баланса давлений:

1) в сушильной установке без диффузора между вентилятором и сушильной камерой:

$$H_1 = h_s + h_d = 30 + \frac{1,2 \cdot 20^2}{19,62} = 30 + 24 = 54 \text{ мм водяного столба};$$

2) в сушильной установке с диффузором:

$$H_2 = h_s + h_d + h_a = 30 + 2 + 6 = 38 \text{ мм водяного столба}.$$

Экономия в расходе энергии составит во втором случае:

$$\Delta W = \frac{(H_1 - H_2)V}{102 \eta \gamma_n} = \frac{(54 - 38) \cdot 4}{102 \cdot 0,5 \cdot 0,8} = 1,6 \text{ квт}$$

или

$$1,6 : \frac{38 \cdot 4}{102 \cdot 0,4} \times 100 = 17\%.$$

6. Очистка воздуха

При высушивании некоторых особенно чувствительных к пыли и подверженных порче химических продуктов, в особенности если

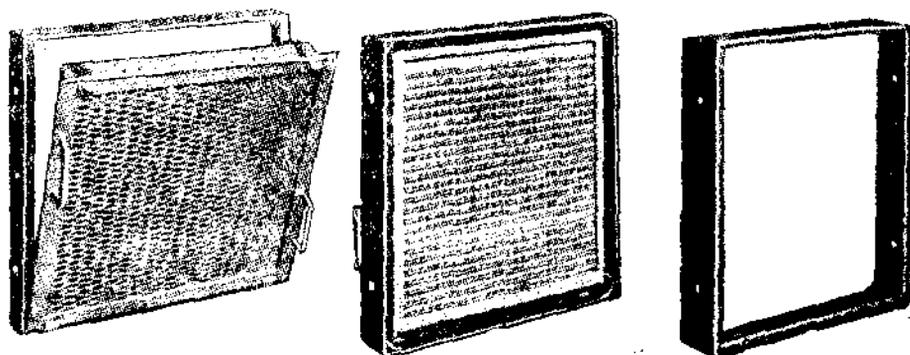
атмосфера прилегающего к сушильному цеху воздуха загрязнена газами с вредными примесями, что нередко имеет место в химической промышленности, возникает необходимость фильтрации воздуха, поступающего в сушильную камеру.

Фильтры для очистки воздуха подразделяются на:

1) пластинчатые дырчатые фильтры, состоящие из ряда перфорированных диафрагм, монтируемых в патрубке, присоединенном к входному отверстию вентилятора;

2) висциновые фильтры типа Дельбаг, представляющие собой сетчатую рамку, плотно наполненную небольшими металлическими кольцами или стружкой, смоченными маслом (последнее способствует осаждению пыли в фильтре) (фиг. 75);

3) матерчатые фильтры.



Фиг. 75. Фильтры Дельбаг.

Применение мокрых фильтров в сушилках недопустимо, электрофильтры рациональны, но дороги и в условиях воздушных сушилок должны занять площадь, превышающую все место, отведенное сушильному цеху (об электрофильтрах см. ч. II, главу о сушильных барабанах).

Сопротивление фильтров на основе опытов теплофикационной лаборатории ВТИ¹⁾ выражается следующими уравнениями:

а) для пластинчатого фильтра

$$h_{\Phi}^n = 2,5 \cdot 10^3 \frac{n}{N S} \omega^2 \text{ мм водяного столба,} \quad (118)$$

где h_{Φ}^n — сопротивление фильтра в мм водяного столба,

n — число пластин,

N — число отверстий в каждой пластинке,

S — площадь одного отверстия в м^2 ,

ω — скорость воздуха в $\text{м}/\text{сек}$;

б) для висцинового фильтра

$$h_{\Phi}^b = 0,5 \cdot D \omega^{1,8} \text{ мм водяного столба,} \quad (119)$$

¹⁾ Статья инж. Старокадомского в „Изв. тепл. ин-та“, № 5—6, 1932, стр. 613.

где D — толщина фильтра в см,
 ω — скорость воздуха в м/сек.

По Берловицу, сопротивление бумажных матерчатых фильтров

$$h_{\phi}^{\kappa} = 7,6 \omega^{1,86} \text{ мм водяного столба.} \quad (120)$$

Приводим таблицу показателей очистки воздуха по Баеру ¹⁾.

Таблица 34

Тип фильтра	Содержание пыли в воздухе, мг/м ³		h_{ϕ} мм водя- ного столба
	до фильтра	после фильтра	
Новый матерчатый	0,4	0,013	3÷10
То же, после долгого употребления	1÷3	0,8÷0,9	5÷10
Висциновый	0,65	0,18	5,3

8. Борьба с шумом в работе вентиляторов

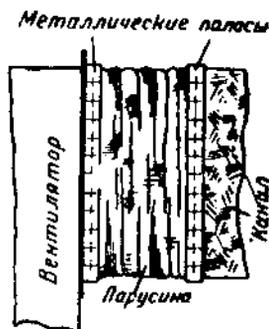
Шум, производимый вентиляторами, хотя и не является большой помехой, но все же не желателен и во всяком случае не приятен. Следует различать две категории шумов: „воздушный“ шум, образующийся при больших скоростях воздуха, и „машинный“, сопутствующий вибрациям вала вентилятора, его кожуха, фундамента и мотора. Для устранения воздушного шума рекомендуется работать со скоростями в выхлопном отверстии вентилятора порядка не выше 8÷9 м/сек (что достигается, как мы уже видели, соответствующим подбором размеров диффузора). При выполнении этих условий, по Томлинсону ²⁾ установка практически будет свободна от воздушных шумов.

Причинами машинного шума являются:

а) чрезмерно высокая скорость, б) плохое качество монтажа, в) отсутствие балансировки ротора вентилятора, г) ослабление подшипников, д) неустойчивость опор.

Помимо точной сборки, грамотно организованного монтажа и плано-проводимой текущего ремонта машин мерами для поглощения шумов являются:

1) установка вентилятора на звукопоглощающие прокладки-основания — из пробки, войлока и т. п.;

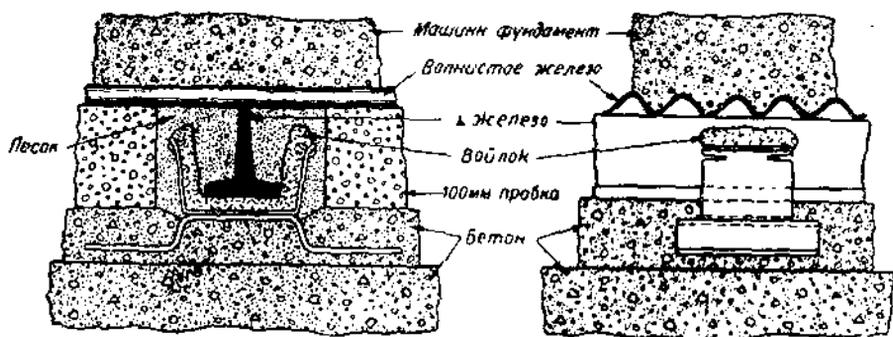


Фиг. 76. Гибкое соединение воздуховода с вентилятором.

¹⁾ Указатель литературы № 27.

²⁾ Указатель литературы № 41.

2) соединение кожуха вентилятора с трубопроводом через гибкий рукав из плотной парусины (фиг. 76);



Фиг. 77. Схема фундамента.

3) установка вентиляторов на специальные фундаменты (пример такого основания для большой вентиляторной установки в I этаже изображен на фиг. 77).

ГЛАВА 7

КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУШНЫХ СУШИЛОК

Обилие разнородных типов и методов сушки воздухом, уже отмеченное нами при классификации, сильно разрастается при охвате всех многочисленных разновидностей конструктивного порядка.

В настоящей главе по соображениям объема книги будут рассмотрены только следующие типы сушилок: 1) камерные и шкафные, 2) каналовые, 3) ленточные и 4) конвейерные.

1. Камерные сушилки

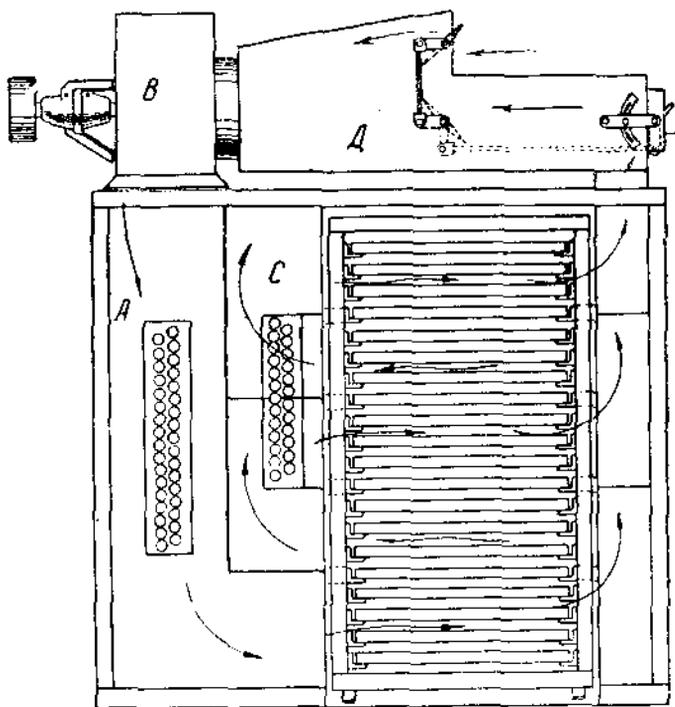
Камерные сушилки представляют собой агрегат, состоящий из одной или нескольких камер, в современных конструкциях которых осуществлен принцип многократной циркуляции теплоносителя с той или иной степенью механизации заполнения камеры высушиваемым продуктом.

Фиг. 78 представляет собой схему камерной сушилки системы Гордона, в которой высушиваемый продукт располагается на выдвижных полках, которые воздух омывает рядом последовательных продольных потоков: *A* — основной канал первичного нагрева воздуха, поступившего из вентилятора *B*. Дополнительный вторичный нагрев воздуха производится во втором калорифере *C*. Особенностью сушилки кроме того является рычажно-клапанное приспособление *D*, регулирующее подачу в вентилятор свежего и отработанного воздуха и выпускающее часть последнего наружу (направо).

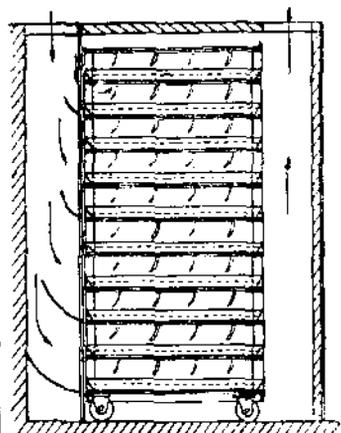
Подачу воздуха поперечным потоком с приспособлениями в виде направляющих лотков и щитков, как показано на фиг. 79, нельзя признать рациональной, так при этом сильно увеличиваются гидравлические сопротивления, и как показала практика, не обеспечивается равномерное омывание продукта воздухом.

Сушилка Гордона с загрузкой камеры двумя вагонетками с многократным использованием воздуха и дополнительным его подогревом по ходу движения, с регулирующим клапаном представлена схематически на фиг. 80. В этой сушилке обеспечен продольный поток теплого воздуха с хорошей циркуляцией, что видвигает подобные конструкции на одно из первых мест.

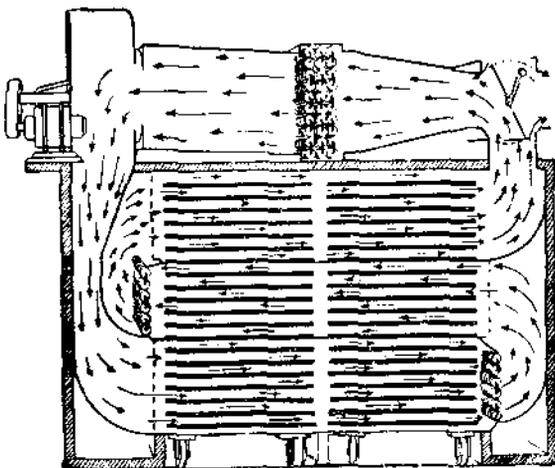
Рабочий чертеж общего вида двухкамерной сушилки типа Гордон в конструктивной разработке б. Анилтреста изображен на фиг. 81.



Фиг. 78. Сушилка типа Гордона.

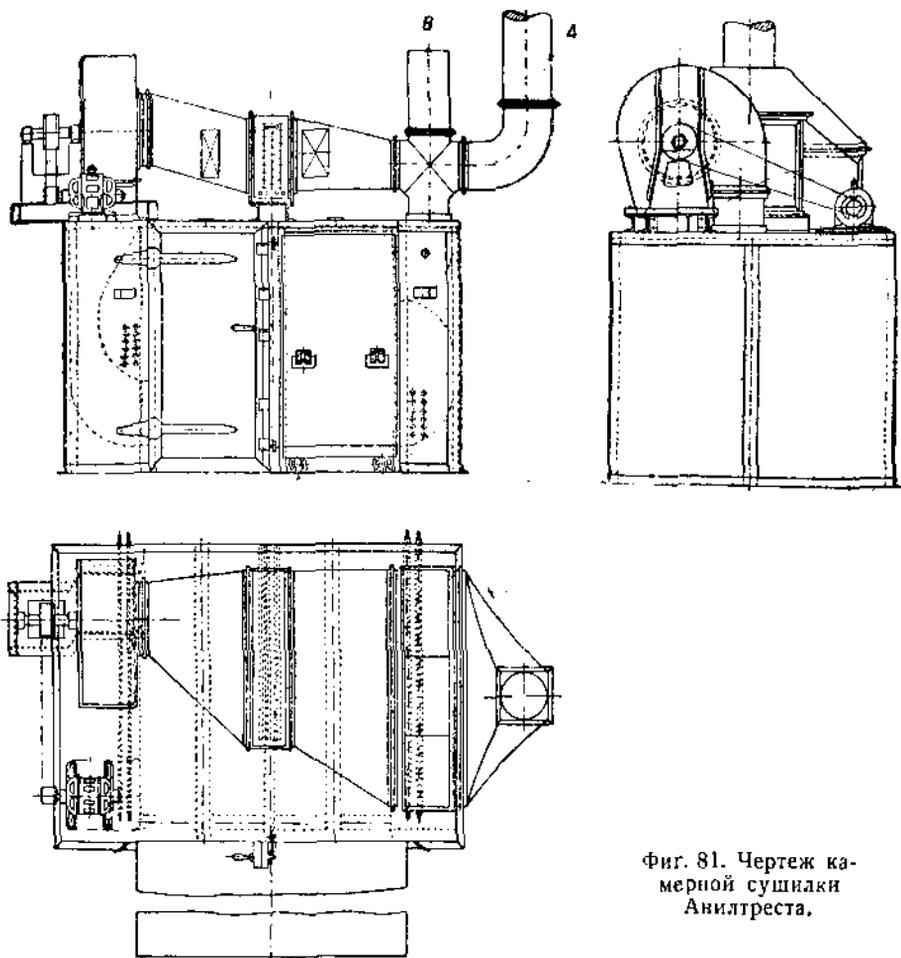


Фиг. 79. Схема неправильных потоков воздуха в камерной сушилке.



Фиг. 80. Усовершенствованная сушилка типа Гордона.

Поток нагретого в основном (наружном) пластинчатом калорифере воздуха направляется через вентилятор вниз в левый дугообразный канал, проходит вдоль нижней части обеих камер, вновь подогревается в нижнем правом внутреннем трубчатом калорифере, затем пересекает после поворота на 180° обе камеры в средней ее части. Далее, вновь подогреваясь во втором левом внутреннем трубчатом



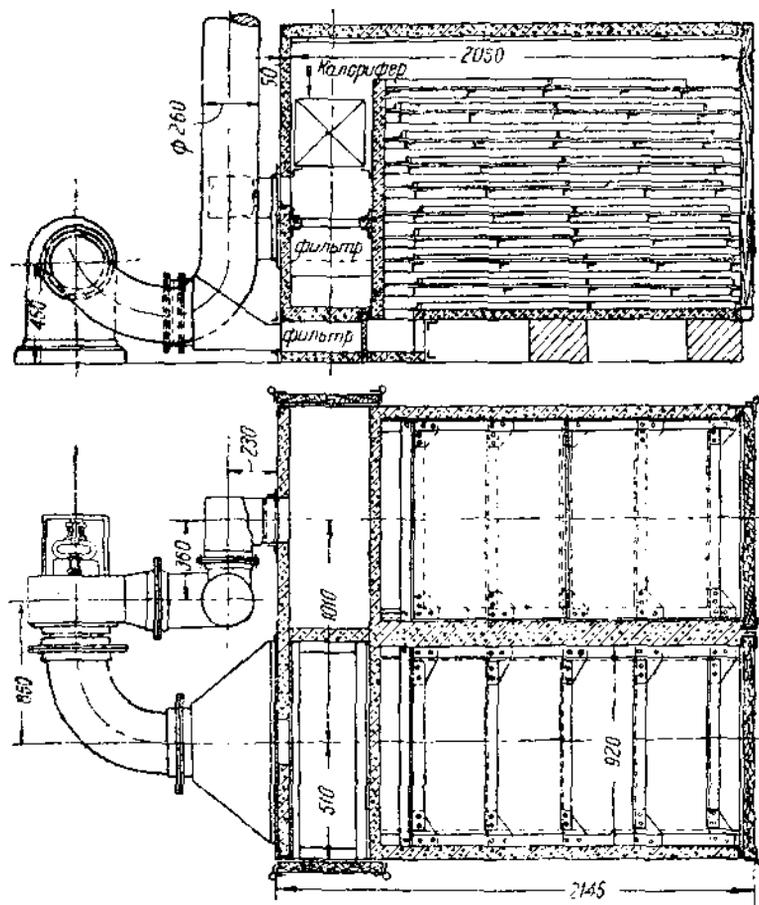
Фиг. 81. Чертеж камерной сушилки Авилтреста.

калорифере, воздух совершает последнее движение через верхнюю часть камер, после чего уходит наружу по правой выхлопной трубе А, причем часть воздуха при соответствующей установке регулирующего клапана может быть вновь направлена к вентилятору вместе со свежим воздухом, поступающим из вертикальной трубы В.

Конструкция двойного сушильного шкафа с выдвижными противнями в разработке ГНИИХМ с наружными ограждениями из бетона в железном каркасе представлена на фиг. 82 и имеет внутренние

рабочие размеры: длина 1640 мм, ширина 2×920 мм и высота 1155 мм.

Сушка красок и многих химических продуктов выдвигает перед сушильными устройствами требования точной регулировки температуры воздуха и экономичной работы сушилок при низких температурах. Для достижения поставленных задач наиболее подходящими являются сушильные камеры с кругооборотом воздуха, обеспечиваю-

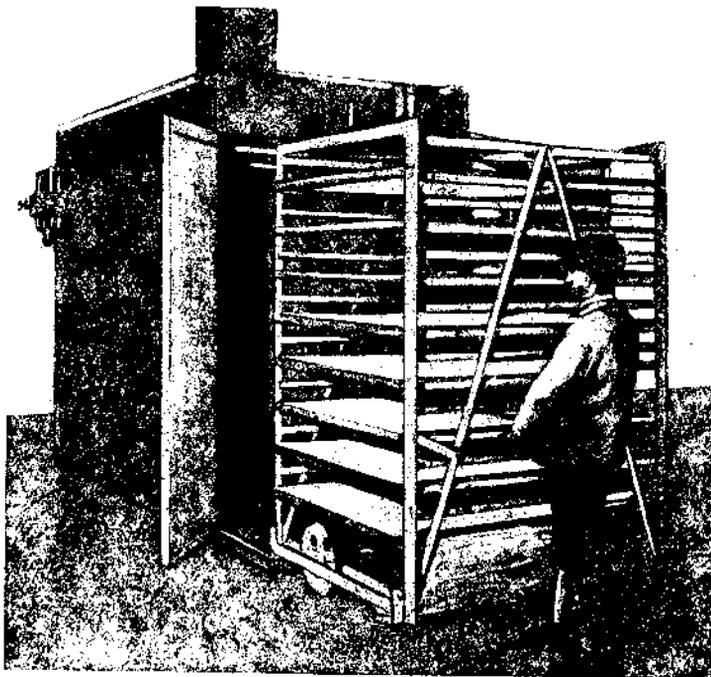


Фиг. 82. Чертеж камерной сушилки ГНИИХМ.

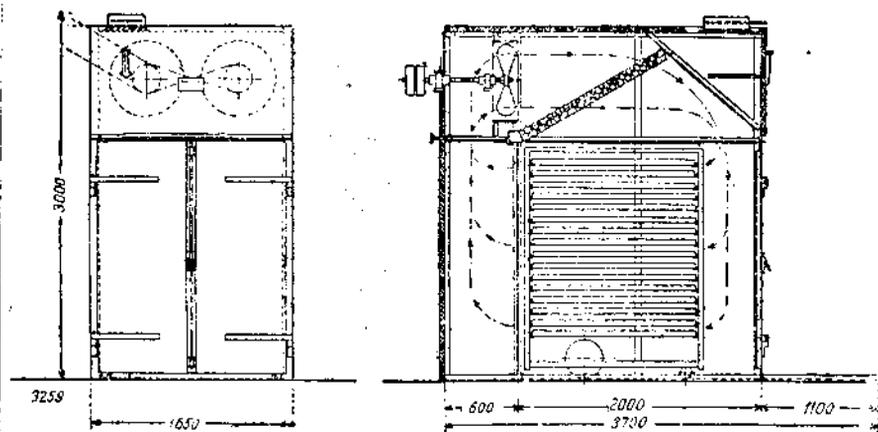
щим при относительно небольших размерах установки достаточно высокую производительность.

Примером такой сушилки может служить установка системы Шильде (фиг. 83 вид спереди, фиг. 84, схема).

Стенки камеры выполнены из теплоизоляционных плит, обделанных листовым железом и армированных прочным железным каркасом. Камера закрывается двойными дверками, воздушная прослойка между которыми служит изоляцией внутреннего помещения сушилки



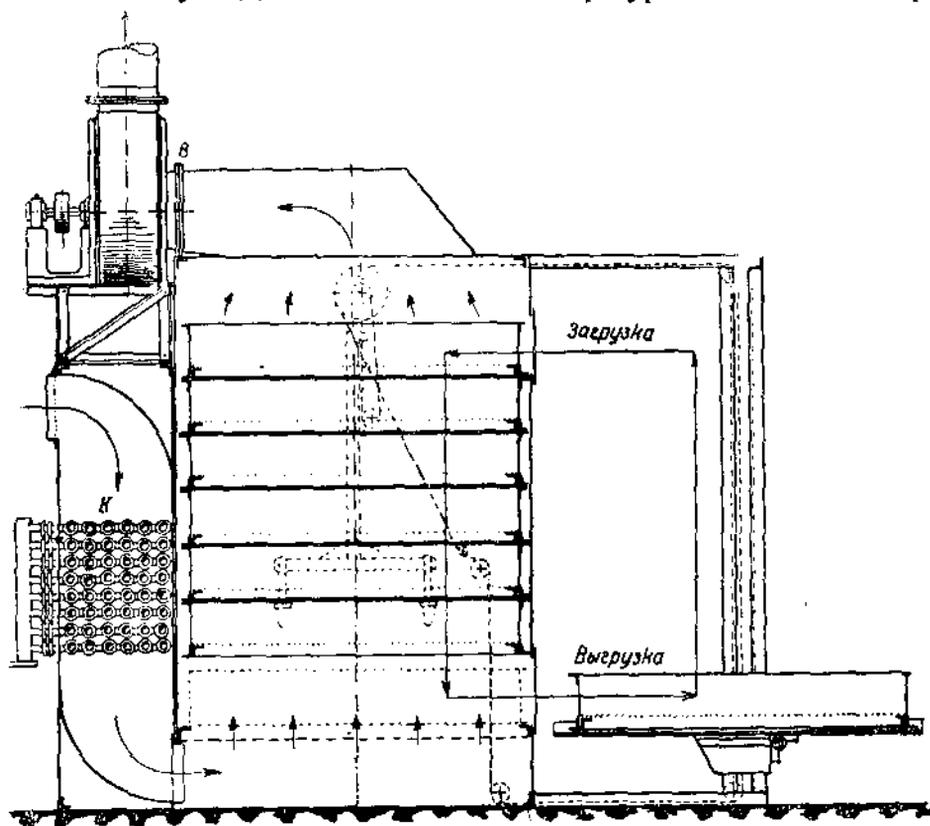
Фиг. 83. Вид спереди сушилки системы Шильде.



Фиг. 84. Схема сушилки системы Шильде.

от окружающей среды, препятствуя излучению тепла из сушильной камеры.

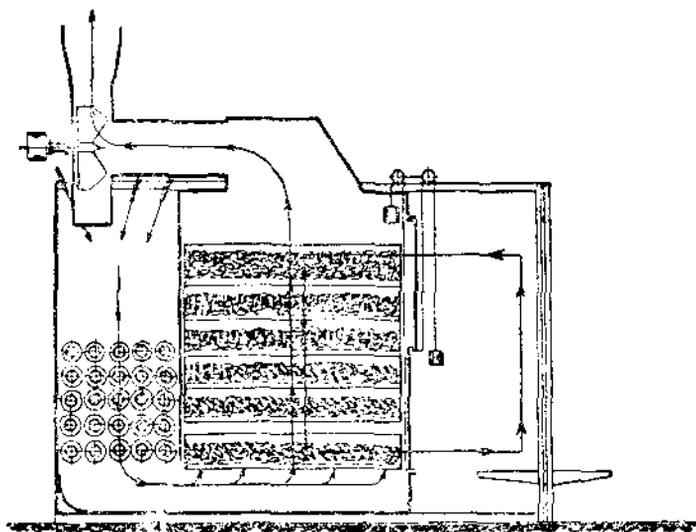
Ход процесса показан стрелками на фиг. 84. Подача свежего воздуха регулируется шибером, возврат отработанного воздуха регулируется особым клапаном, который может быть установлен на разную степень открытия в зависимости от заданной степени насыщения ψ_2 с попутным уменьшением количества засасываемого свежего воздуха. Для наблюдения за температурой и относительной



Фиг. 85. Камерная сушилка фирмы ТАГ.

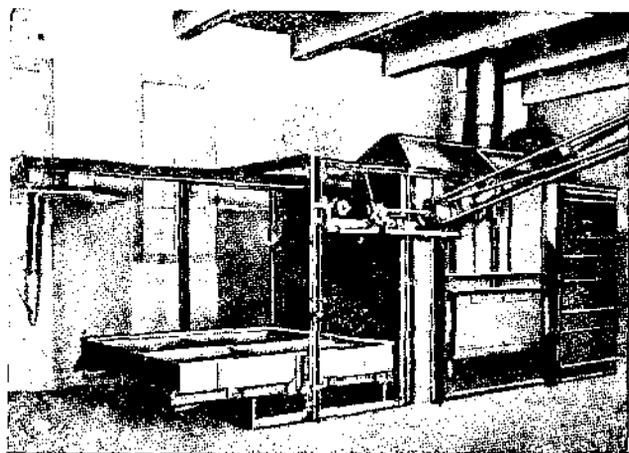
влажностью воздуха в соответствующих местах сушильной камеры установлены термометры и психрометры. Термометры могут быть оборудованы особым приспособлением, сигнализирующим допустимый максимум температуры. Нагревательный прибор состоит из агрегата в два ряда монтированных сварных ребристых труб. Циркуляция воздуха осуществлена винтовым центробежным вентилятором типа Блекман. Высушиваемый продукт размещается на стеллажах вдвигаемой в камеру вагонетки, а также может располагаться на противнях, вставляемых в неподвижные полки сушильного шкафа. Увеличение производительности достигается установкой нескольких параллельно работающих камер.

Камерная сушилка с передвижными стеллажами фирмы ТАГ (фиг. 85) остроумно разрешает передвижение загружаемых в верхней части ящиков-противней в вертикальном направлении сверху



Фиг. 86. Камерная сушилка системы Simplicior.

вниз навстречу потокам греющего воздуха, отсасываемого кверху вентилятором *В*. Движение ящиков осуществлено при помощи бло-



Фиг. 87. Общий вид сушилки Simplicior.

ного механизма. Выгрузка по одному ящику высушенного продукта происходит из нижней части камеры. Сушилка выполнена из железа и оборудована caloriferом из ребристых труб, размещенном

в боковом питательном воздушном канале К. Сушилка особенно пригодна для материалов волокнистой структуры.

Весьма сходна по конструкции и ходу процесса сушилка Симплициор (Simplicior) (фирмы Шильде), изображенная в схематическом разрезе на фиг. 86 и отличающаяся от описанного выше аппарата ТАГ тем, что построена на принципе непрерывной циркуляции воздуха с возвратом части обработанного воздуха обратно в калорифер.

Механизация выгрузки ящиков с полок шкафа выполнена при помощи блока, передвигающегося по балке (фиг. 87). Регулирование количества воздуха, выбрасываемого вентилятором наружу, осуществляется за счет задвижки, помещенной у всасывающего патрубка вентилятора. При помощи блочного механизма полки могут постепенно передвигаться в особых направляющих в вертикальном направлении сверху вниз навстречу потокам теплого воздуха.

Приводим таблицу основных размеров этих сушилок.

ТАБЛИЦА 35
Размеры сушильных шкафов Simplicior завода Шильде

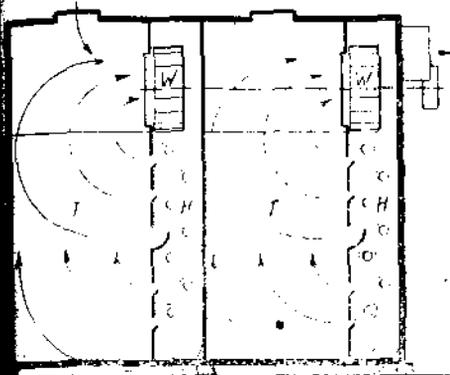
№ модели	Расход мощности, л. с.	Размеры сушильной камеры мм			
		длина	ширина	высота	Полная высота, включая вентилятор
S-10-VI	0,75	2850	1055	2105	2285
S-15-VI	1,00	3480	1285	2105	2285
S-20-VI	1,50	3855	1475	2105	2305
S-25-VI	2,25	4350	1630	2105	2305
S-30-VI	2,75	4835	1800	2105	2600
S-40-VI	3,25	5480	2050	2300	3070
S-50-VI	4,00	6115	2290	2300	3175
S-60-VI	4,75	7000	2290	2300	3285

К сушилкам с искусственной циркуляцией воздуха, осуществляемой путем постановки небольших центробежных винтовых вентиляторов в самой камере, относится ряд патентованных на Западе установок, из которых можно выделить сушилки завода Гааз (Haas), применяемые для сушки пастообразных химикатов, красок, вискозы и т. п.

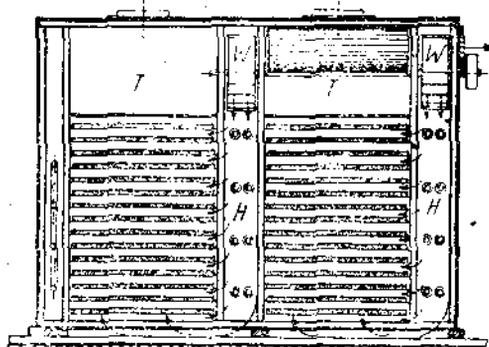
Принцип работы этих турбосушилок, обладающих резко выраженным турбулентным потоком, заключается в следующем (фиг. 88). Свежий воздух поступает сверху сушильной камеры и засасывается вентилятором W, который направляет воздух в калорифер H, откуда воздух вновь отсасывается продольными и затем завихренными потоками обратно в вентилятор. При помощи поворотной задвижки можно в соответствии с требованиями технологии данного продукта получить паровоздушную смесь соответствующих температуры и степени насыщенности. Вторая особенность заклю-

дается в агрегировании в одной установке нескольких камер, максимально до 8 единиц, причем каждая камера имеет свой независимо работающий калорифер и вентилятор.

На фиг. 89 представлена двухкамерная полочная сушилка, на фиг. 90 трехкамерная сушилка, обслуживаемая вагонетками. Опубликованные в германских технических журналах данные приводят следующие цифры производительности описываемых сушилок. Двухкамерная сушилка (типа фиг. 89), занимая площадь $7,5 \text{ м}^2$, испаряет в час $30-50 \text{ кг}$ воды при влажности материала до 65% , расходуя $1,5-2,3 \text{ кг}$ пара давлением 6 ат на 1 кг испаренной влаги при затрате энергии $2-3 \text{ квт}$. Стены и потолки камеры сделаны из двойных листов парсового железа с внутренней между ними прослойкой из изоляционной массы толщиной 40 мм .



Фиг. 88. Схема турбо сушилки ГАЗ.



Фиг. 89. Схема двухкамерной турбо-сушилки.

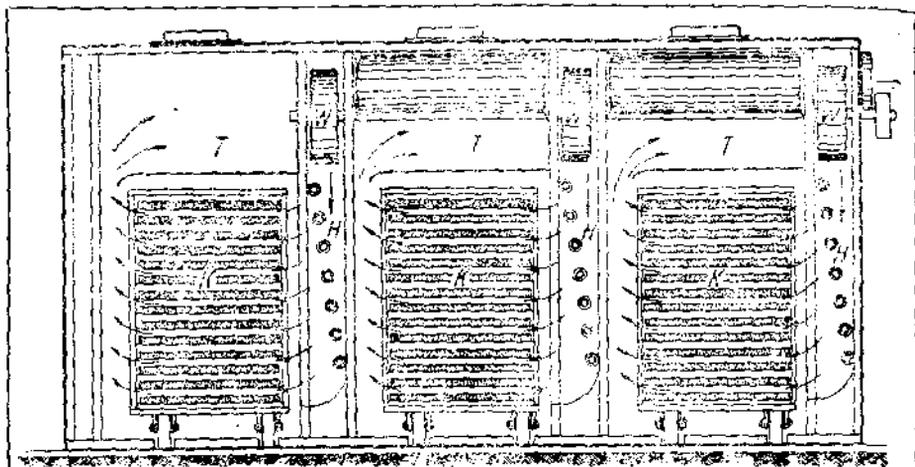
Фиг. 91 представляет внешний вид двухкамерной сушилки (типа газ) для брусков туалетного мыла.

Приводим основные размеры подобных сушилок для кускового мыла по данным завода Леман.

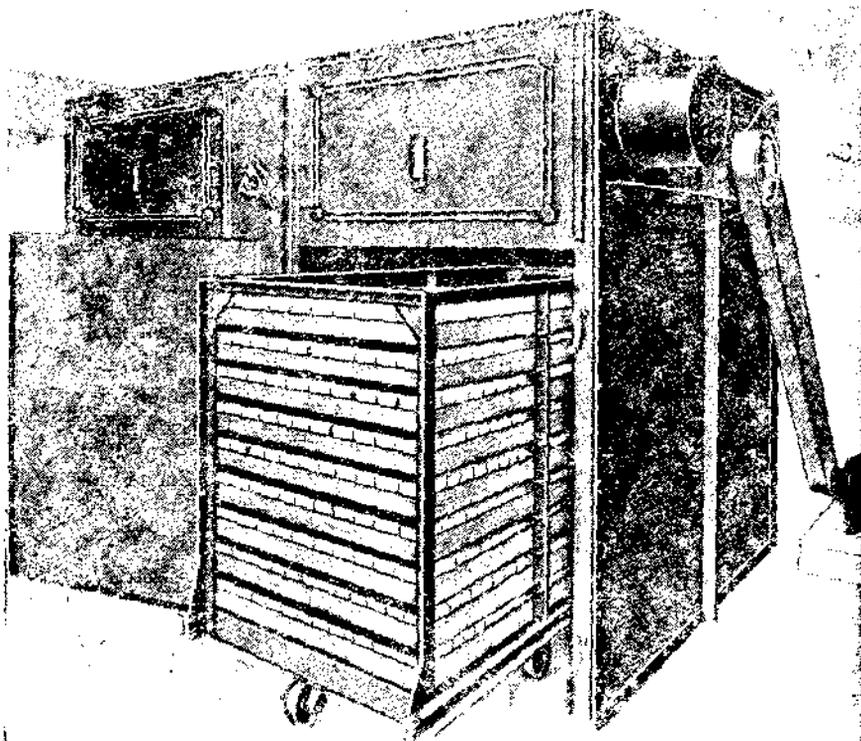
Таблица 36
Характеристика шкафных сушилок завода Леман

Загрузка		Часовая производительность кг/час	Габаритные размеры мм			Полный вес, кг	Приводной шкив вентилятора			Мощность л. с.
число полок	кг		длина	ширина	высота		диаметр, мм	ширина мм	число об/мин	
24	50	25	1300	800	2500	550	120	75	1500	0,5
48	100	50	2300	800	2600	825	120	75	1600	1
72	150	75	3300	800	2700	1250	150	100	1200	1,5
96	200	100	4300	800	2800	1550	150	100	1400	2

Процесс сушки в трехкамерной турбосушилке последовательно описан в трех стадиях на фиг. 92 и протекает в таком порядке.



Фиг. 90. Схема трехкамерной турбосушилки.

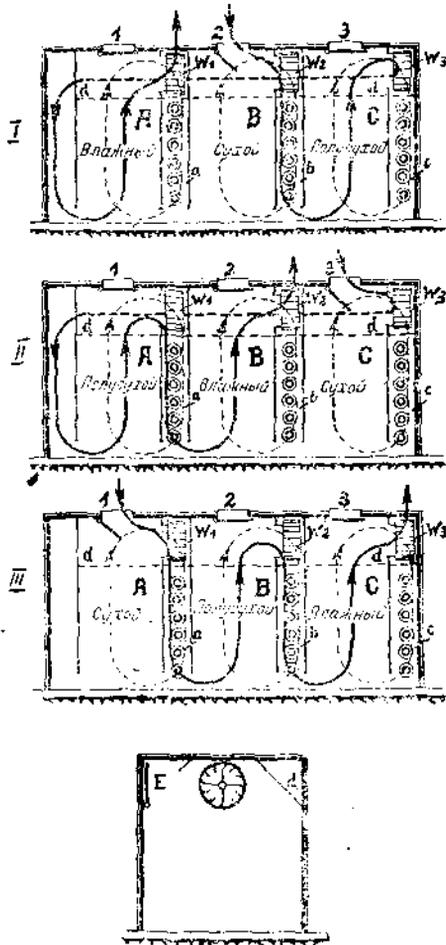


Фиг. 91. Общий вид двухкамерной турбосушилки.

I период. Сушильная камера А загружается влажным продуктом и при закрытии ее дверей открывается автоматически воздушный клапан 2 (фиг. 92, I). От действия вентилятора W_1 , засасывающего теплый воздух со всех трех калориферов c, b, a в камеру А, высушиваемый продукт, имеющий в этот период максимальную влажность и поэтому устойчивый к восприятию высокой температуры и большого количества тепла, быстро сохнет, отдавая влагу воздуху, уходящему наружу. Этот период длится некоторый (устанавливаемый опытом) промежуток времени.

II период. Влажным (новая порция) продуктом наполняется сушильная камера В, причем в это время (фиг. 92, II) закрывается автоматически клапан 2 и в момент захлопывания дверей камеры В открывается автоматически воздушный клапан 3. Теперь вентилятор W_2 засасывает воздух с максимальным теплосодержанием из калориферов c, a, b в камеру В с максимальным влажным продуктом, где снова происходит интенсивное испарение и выпуск насыщенного влагой воздуха наружу. В камере А в это время уже образуется полусухой продукт — предварительно подсушенный в периоде II и в течение данного периода II обогреваемый только 2-3 приборами своей секции. По прошествии известного количества времени наступает период III.

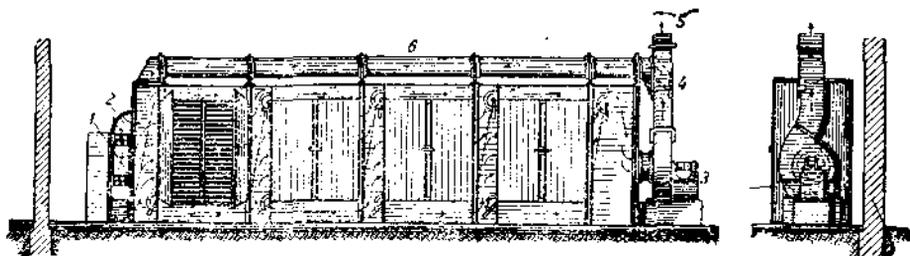
III период. Теперь влажный материал загружается в камеру С (фиг. 92, III), воздушный клапан 3 автоматически закрывается, а клапан 1 открывается. Вентилятор W_3 отсасывает теперь теплосодержащий воздух из калориферов a, b, c к заполненной самым влажным продуктом камере С (путь воздуха показан черной линией). В камере А теперь находится продукт дважды высушенный (периоды I-II) и обогреваемый несколькими трубами. После окончания периода III продукт из камеры А, будучи полностью высушен, выгружается, и цикл в этой камере начинается сначала. Такой же



Фиг. 92. Схема процесса в трех-камерной турбосушилке.

оборот совершают последовательно камеры В и С (фиг. 92, IV) изображает в поперечном разрезе боковой выходной канал *d* для отработанного воздуха и соответствующий клапан *E*.

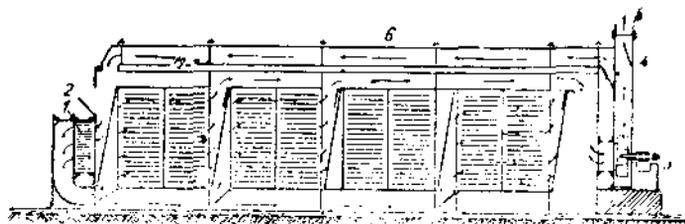
Многокамерная сушилка шкафного типа с принужденным продольным потоком циркулирующего воздуха и многократным его использованием разработана в конструкциях фирмы Igetro, изображенных с внешнего фасадного и бокового вида на фиг. 93 и в продольном разрезе на фиг. 94, где: 1 — калорифер, 2 — вход свежего



Фиг. 93. Фасад и боковой вид многокамерной сушилки.

воздуха, 3 — вентилятор типа Сирокко, 4 — клапан, регулирующий возврат части отработанного воздуха, 5 — выхлопная труба для отработанного воздуха, 6 — трубопровод для подачи используемой части отработанного воздуха, 7 — стеллажи.

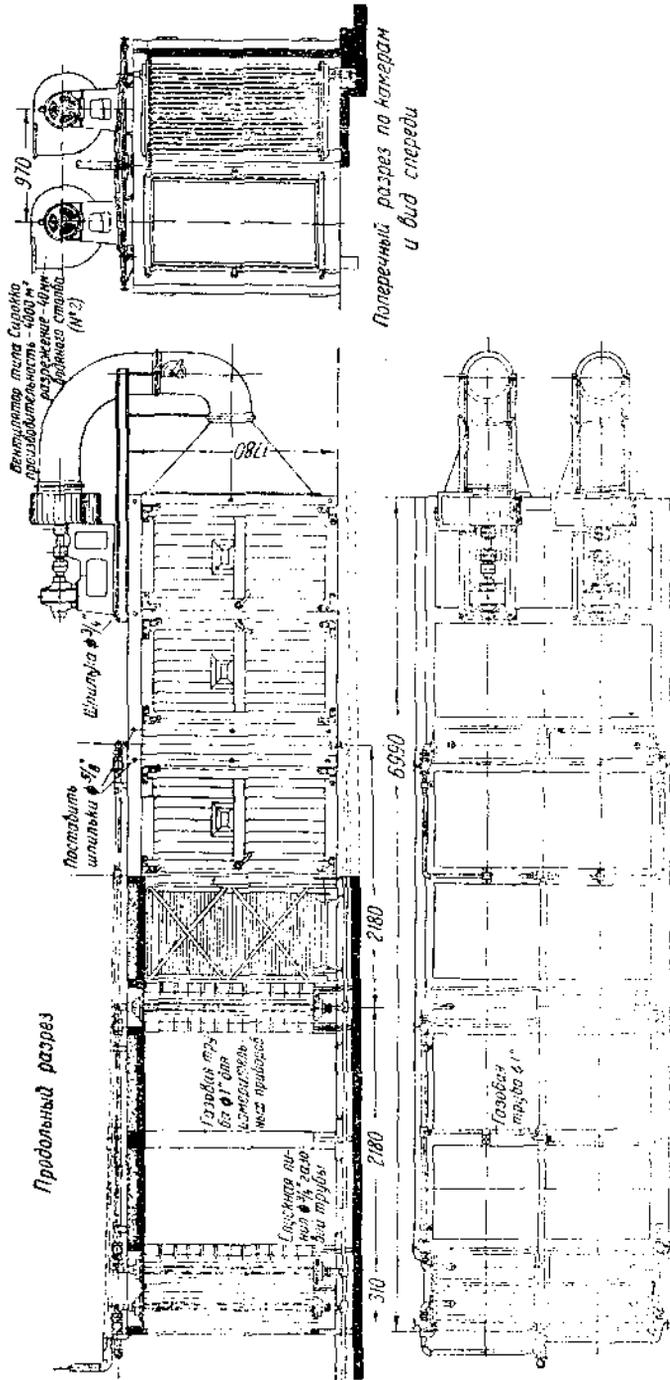
Камеры представляют ряд стеллажей с полками или заполняются вагонетками. Подача воздуха-теплоносителя происходит параллельно, так как для вывода воздуха из каждой камеры имеется



Фиг. 94. Продольный разрез многокамерной сушилки.

верхний сборный воздуховод. При разгрузке или загрузке каждая камера может быть выключена из общей системы, причем избыточный воздух пропускается по нижнему сборному каналу, как это показано на фиг. 94 для третьей слева камеры. Характеристика сушилок Igetro дана в табл. 37.

Необходимо заметить, что, как показала практика сушки преципитата на одном желатиновом заводе, организация под углом направленных искусственно потоков воздуха в роде описанной выше, не приводит к строго продольному движению воздуха, и фактически имеет место завихрение воздушных потоков, создающее мертвые углы в камерах, несмотря на наличие направляющих плоскостей



Фиг. 95. Чертеж многокамерной сушилки ВТИ для типографских красок.

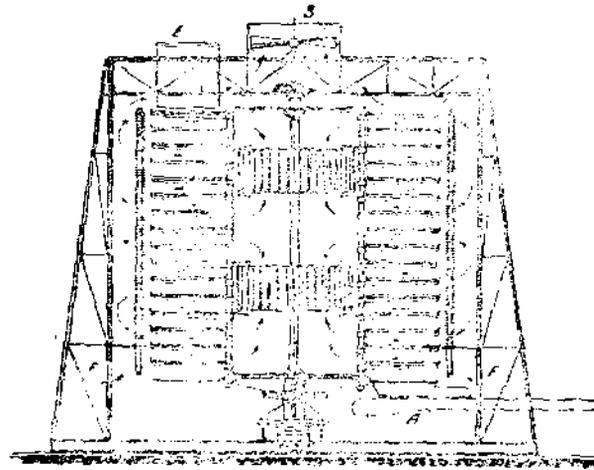
Характеристика сушилок типа Jgetro (фиг. 91)

Тип	Число камер	Число полок в камере	Габаритные размеры аппарата, мм			Вес кг
			длина	глубина	высота	
S-1	1	40	3950	1250	2650	1250
S-2	2	80	5800	1250	2650	1750
S-3	3	120	7650	1250	2650	2450
S-4	4	160	9500	1250	2650	3300

и регулирующих задвижек. Поэтому наиболее быстрая диффузия влаги с поверхности материала осуществима при строго продольном движении параллельных струй теплоносителя.

Приводим еще один пример многокамерной сушилки с промежуточным подогревом, запроектированной и построенной ВТИ в 1927 г. для сушки типографских красок и изображенной в общем виде на фиг. 95.

Даем вкратце описание этой сушилки⁴⁾. Она состоит из двух самостоятельных секций, работающих параллельно и имеющих каждая три отдельных



Фиг. 96. Схема турбосушилки Бютнера.

зоны, куда входят по две вагонетки с 24 полками. На полках на дощечках толщиной около 10—12 мм разложены нарезанные куски отжатой типографской краски. Воздух проходит вдоль сушильных камер через вагонетки и calorиферы и, совершив рабочий процесс, отсасывается вентилятором в атмосферу. С двух сторон сушилки имеются раздаточные платформы, при помощи которых вагонетки подводятся и разгружаются у любой камеры. Выгрузка сухого материала и заполнение сушилки влажным продуктом происходят независимо от протекания сушки в соседних камерах. Техническая характеристика описанной сушилки по данным приемочных испытаний вкратце представлена в табл. 38.

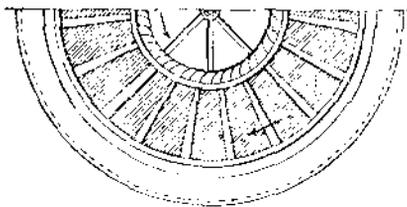
⁴⁾ См. указатель литературы № 10.

Характеристика сушилки ВТИ для типографских красок.

1. Производительность сушилки (на 1 секцию) $G_2 = 52,3$ кг/час.
2. Средняя начальная влажность (приведенная ко всем сортам) $\omega_1 = 70\%$.
3. Конечная (средняя) влажность $\omega_2 = 0,3-0,5\%$.
4. Давление греющего пара $p_0 = 3,25$ атм.
5. Расход тепла на 1 кг испар. влаги $q = 1,2$ Ккал/кг
6. Параллельный расход тепла на 1 кг сухих материалов $q_n = 2,8$ Ккал/кг
7. Характеристика воздуха.
 $t_0 = 22,5$, $\psi_0 = 65\%$, $d_0 = 10,8$ г/кг, $I_0 = 12$ Ккал/кг,
 $t_{cp} = 70-72$,
 $t_2 = 50,9$, $\psi_2 = 30\%$, $d_2 = 25,25$ г/кг, $I_2 = 27,8$ Ккал/кг
8. Расход сухого воздуха $L = 8145$ Кг/час.
9. Сопротивление сушилки калорифера и вентиляционной системы $\Sigma h_s = 32$ мм водяного столба.
10. Среднее испарение с 1 вагонетки влаги 8,48 — 12,25 Кг/час.

Вертикальная турбосушилка системы Бютнера (тип Ус) оригинальной конструкции (фиг. 96) действует следующим образом¹⁾.

Высушиваемый продукт проходит через сушильную камеру в вертикальном направлении, передвигаясь из питательного бункера E сверху вниз по плоским дискам-полкам кольцевого сечения, жестко соединенным при помощи металлического каркаса с общим ведущим валом. Эти диски разделены на ряд сегментных пластин так, что между каждыми двумя соседними сегментами оставлена щель для перегрузки продукта с полки на полку, причем под каждой щелью данной полки расположена сплошная полка следующего ряда. Регулируемое дозирующее приспособление распределяет влажный продукт тонким слоем по сегментам верхнего кольцевого диска. После каждого поворота всей системы полок при помощи эластичного сбрасывания продукт спадает через щель на сплошной сегмент следующей полки. Это явление происходит в соответствии с числом оборотов системы постепенно последовательно до последней нижней полки, с которой высушенный продукт удаляется по ленте A наружу. Поперечный разрез сушилки изображен на фиг. 97, где видны сегменты со щелями и кольцевая парораспределительная труба T . Система дисков оmyвается теплым воздухом, нагретым в калорифере из расположенных кольцеобразно ребристых труб, причем циркуляция воздухом происходит за счет вращения двух вентиляционных роторов-турбинок, расположенных на том же общем вертикальном валу. Благодаря вращению турбинок воздух, вступив через окна F , затем увлекается рядом продольных потоков, быстро оmyвая в продольном направлении поверхность размещенного в дисках продукта. На фиг. 96 движение воздуха показано



Фиг. 97. Поперечный разрез турбосушилки Бютнера.

¹⁾ См. указатель литературы № 446 и 51.

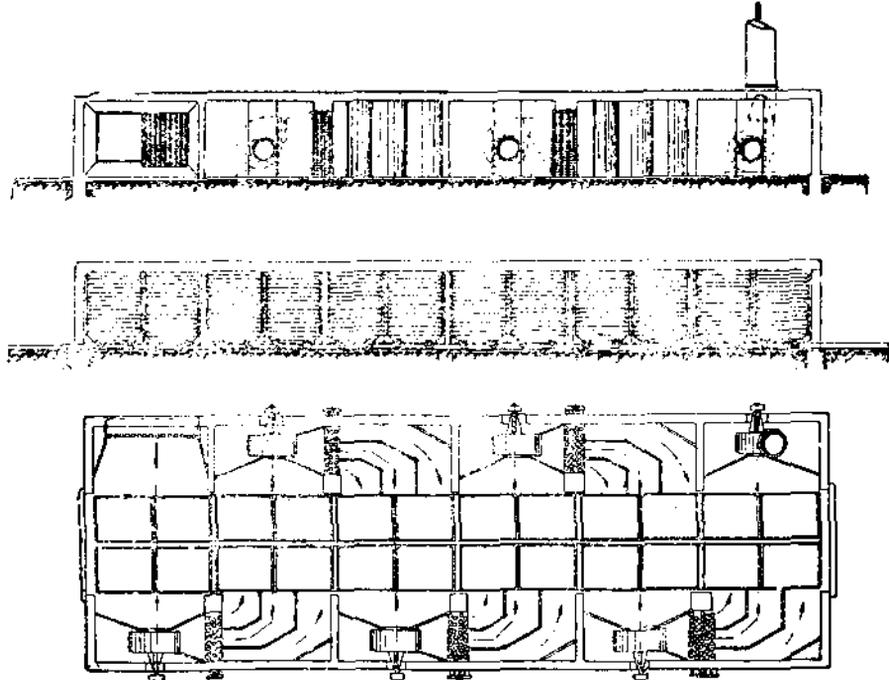
стрелками. Пройдя постепенно весь объем сушильной камеры — сверху вниз — воздух отсасывается осевым вентилятором *S* наружу. Описанная сушилка пригодна для порошкообразных и мелкозернистых химических веществ, например солей сульфат-аммония, и имеет ряд достоинств, из которых можно отметить следующие:

- 1) расположение высушиваемого продукта в тонком слое, чем достигается большая поверхность испарения;
- 2) равномерное омывание продукта воздухом;
- 3) равномерное использование тепла;
- 4) малая занимаемая площадь;
- 5) небольшой расход энергии.

Подобные сушилки пригодны для обезвоживания кристаллических продуктов и солей, в особенности таких, где под действием повышения температуры происходит распад вещества на мелкие частицы.

2. Каналовые сушилки

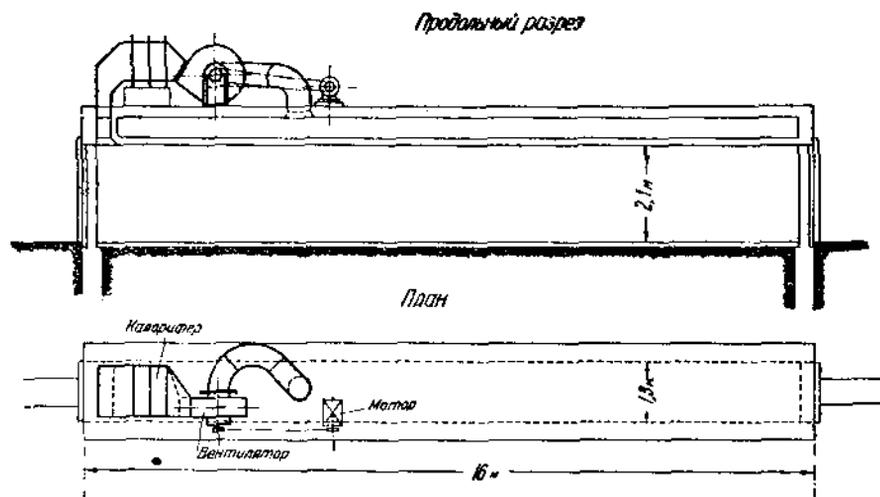
Каналовые сушилки представляют развитие камерного типа, направленное в сторону количественной интенсификации.



Фиг. 98. Каналовая сушилка ТАГ.

Примером каналовой сушилки с ступенчатым многократным нагревом продукта может служить изображенная на фиг. 98 в плане и двух разрезах сушилка системы ТАГ. Основными составными частями этой сушилки являются: ограждения (стены, пол и потолок),

выполненные из бетона или изоляционных плит с железной арматурой, вентиляторы, транспортные вагонетки со стеллажами, и наконец, нагревательные приборы парового отопления. Рабочий канал с двойными путями с двух сторон обрамлен камерами, где расположены вентиляционно-нагревательные агрегаты. Размещение их предусматривает последовательную циркуляцию воздуха поперек канала, вдоль стеллажей параллельными потоками со ступенчатым подогревом в 5 калориферах. При этом, учитывая, что по мере приближения процесса к концу (по чертежу — слева направо) воздух все более увлажняется и для повышения влагоемкости должен повысить свою температуру — в калориферах 3 и 4 число труб увеличено до 28 (на 25%), а у калорифера 5 до 35 (на 50%). Этого требуют и более тяжелые условия для диффузии влаги из самых глубинных слоев материала к поверхности, имеющие место в конце процесса, когда



Фиг. 99. Каналовая сушилка для карандашных дощечек.

первая влага уже удалена в предшествующем этапе, и приходится извлекать последние количества влаги из материала.

Предварительный прогрев оборудования и материала осуществляется „первичным“ теплом, переданным воздуху в однорядном трубчатом калорифере О.

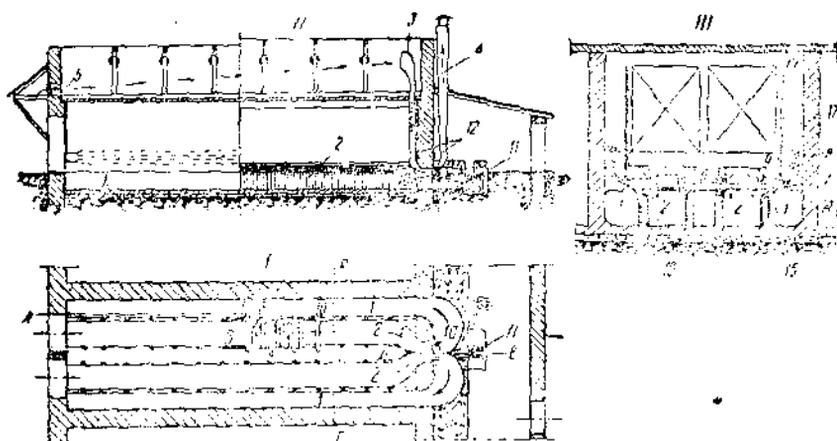
Недостатком описанной сушилки является установка вентиляторов в один ряд с параллельными линиями приводных шкивов.

Осуществляя это положение с целью упрощения техники привода и некоторого выигрыша занимаемой площади, конструктор допустил вместе с тем крутые повороты потоков воздуха, ведущие к повышению статического напора, и следовательно и к лишнему расходу энергии. Более конструктивна расстановка вентиляторов так, чтобы их нагнетательные патрубки были направлены перпендикулярно линии движения вагонеток, т. е. подавали воздух строго прямыми потоками. Сомнительна также конфигурация диффузоров с их

большим углом раствора конуса, значительно уменьшающим к. п. д. диффузора.

Каналовая сушилка нормального типа с поступательным движением вагонеток и продольным противотоком высушивающего воздуха представлена на рис. 99, где схематически изображена сушилка для карандашных дощечек фирмы MAN. Воздух из вентилятора через калорифер нагнетается в сушило и выходит оттуда через отверстия в потолке, откуда по сборному горизонтальному каналу может быть в отрегулированном количестве вновь забран во всасывающую трубу вентилятора. Подача воздуха в калорифер снизу, в принципе вполне правильная, вносит иногда некоторые трудности в проектирование аппарата и вызывает необходимость размещения вагонеток на некоторой высоте, что приводит к конструкции специального наклонного рельсового пути для спуска вагонеток.

В заключение описания данной категории сушильных установок отметим каналовую сушилку с многократным использованием и много-



Фиг. 100. Сушилка многократного насыщения системы Костромива.

кратным подогревом воздуха, представленную на фиг. 100, изображающей сушилку системы Н. И. Костромива (советский патент 17116, 1930 г. ¹⁾). (I — горизонтальный разрез сушилки, II — разрез ее по линии АБВГДЕ, III — поперечный разрез по РС.)

Сушилка состоит из камеры с бетонным перекрытием и чердаком с теплой крышей. Под полом камеры расположены по бокам подводящие воздух каналы 1, 1', а посредине — под высушиваемым материалом — вытяжные каналы 2. Последние сверху накрыты поперек досками 16 с образованием щелей 6 между ними таким образом, что щели эти по направлению к вытяжному вентилятору 10 суживаются. Подлежащий высушиванию материал располагается в вагонетках 9 над вытяжными каналами 2, 2' и изолируется с боков от непосредственного воздействия нагревательных элементов

¹⁾ Заявочное свид. № 16925. 1927 г.

8 щитами 13, которые со стенками сушилки образуют пространства 17 для нагревания воздуха. Нагревательные элементы выполнены в виде ребристых или гладких труб 8 и установлены вдоль стен сушилки в пространствах 17, которые сверху сообщаются с высушиваемым материалом а в нижней части — с низом камеры для сушки. Нагреваемый элементами 8 воздух поступает из проводящих каналов 1 в пространство 17 через продольные щели 7, образованные фигурными выступами 14 и козырьками 15, причем воздух, поступающий через щель 7, частично увлекает с собой в пространство 15 также увлажненный воздух из камеры для высушиваемого материала. Щели 7 имеют переменное сечение, т. е. расширяются по мере удаления от вытяжного вентилятора 10, установленного под полом в одном конце сушилки и приводимого в действие через подшипники 11 от мотора.

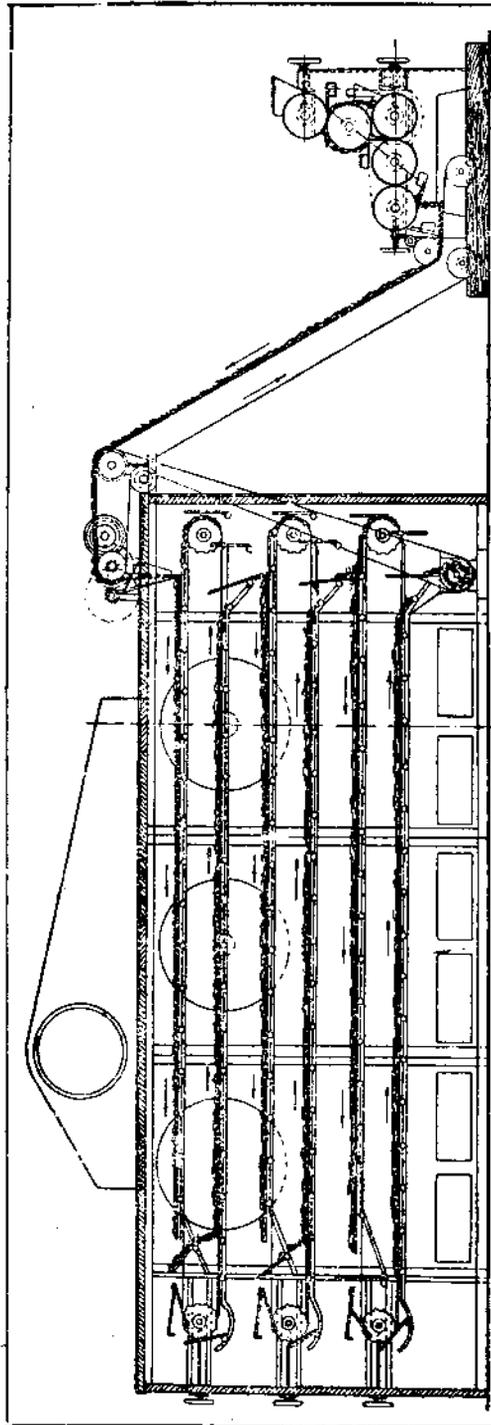
Вентилятор 10 забирает воздух из вытяжных каналов 2 и частично через канал 3 известное количество добавочного свежего воздуха, который проникает снаружи через жалюзи 5 в противоположном конце чердака. Этот добавочный воздух проходит по чердаку, где нагревается над камерами, поступает в раструб канала 3 и, пройдя через вентилятор 10, смешивается с циркуляционным воздухом. Здесь же, у вытяжных каналов 2, имеется отверстие вытяжной трубы 4, которая работает естественной тягой и от скоростного напора в каналах 2. Вентилятором 10 воздух возвращается в камеру через проводящие каналы 1, причем при прохождении через нагревательные элементы он нагревается и, в случае необходимости увлажняется при помощи установленных над элементами 8 паровых трубок с мелкими отверстиями. Поднявшись вверх, нагретый в пространстве 17 воздух направляется на высушиваемый материал, проходит через него сверху вниз и вновь попадает в вытяжные каналы 2, завершая таким образом цикл своей циркуляции.

3. Ленточные сушилки

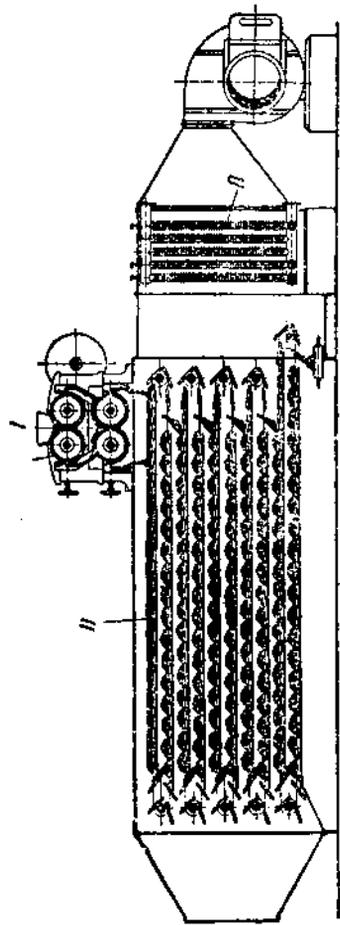
Ленточные сушилки представляют распространенный тип высокой производительности, так как являются воплощением подлинно непрерывного процесса сушки.

Схема ленточной сушилки для мыльной стружки типа Крейсоньер, широко распространенной на наших заводах туалетного мыла, представлена в продольном разрезе на фиг. 101. Справа от сушильной камеры видна вальцовка, измельчающая предварительно бруски мыльной основы в стружку, которая затем по наклонному ленточному транспортеру подается на первый ярус ленты. Далее стружка движется поступательно по ленте, спадает на вторую ленту и т. д. Подача воздуха в нормальных сушилках этого типа происходит в продольном к движению ленты направлении по принципу противотока.

Сушилки эти работают при средней температуре воздуха около 45°, причем температура эта зависит от свойств обрабатываемой мыльной стружки. Размеры и производительность этих сушилок даны в табл. 38а.



Фиг. 101. Продольный разрез ленточной сушилки.



Фиг. 102. Ленточная сушилка усовершенствованного типа.

Характеристика ленточных сушилок типа Крейсоньер завода Рост

Производительность кг/час		Длина сушилки при по- становке вальцовки, мм		Высота сушилки при по- становке вальцовки, мм		Ширина су- шилки мм	Расход элек- трической энергии л. с.
сухой мыльной стружки	пилированного мыла	на камере	над камерой	на камере	над камерой		
75	60	3 400	6 480	3 600	2 500	2 500	5
150	125	5 650	8 950	3 600	2 500	2 500	6
230	200	6 150	9 650	4 400	2 750	2 500	8
300	250	7 050	10 550	4 400	2 750	2 600	10
475	375	7 850	11 650	4 700	3 050	2 600	12
620	500	9 400	13 200	4 700	3 050	2 600	14
780	620	9 950	13 950	5 000	3 550	2 600	17
940	750	10 650	15 250	5 000	3 550	2 600	20
1 500	1 250	14 000	19 500	6 000	3 850	2 600	32

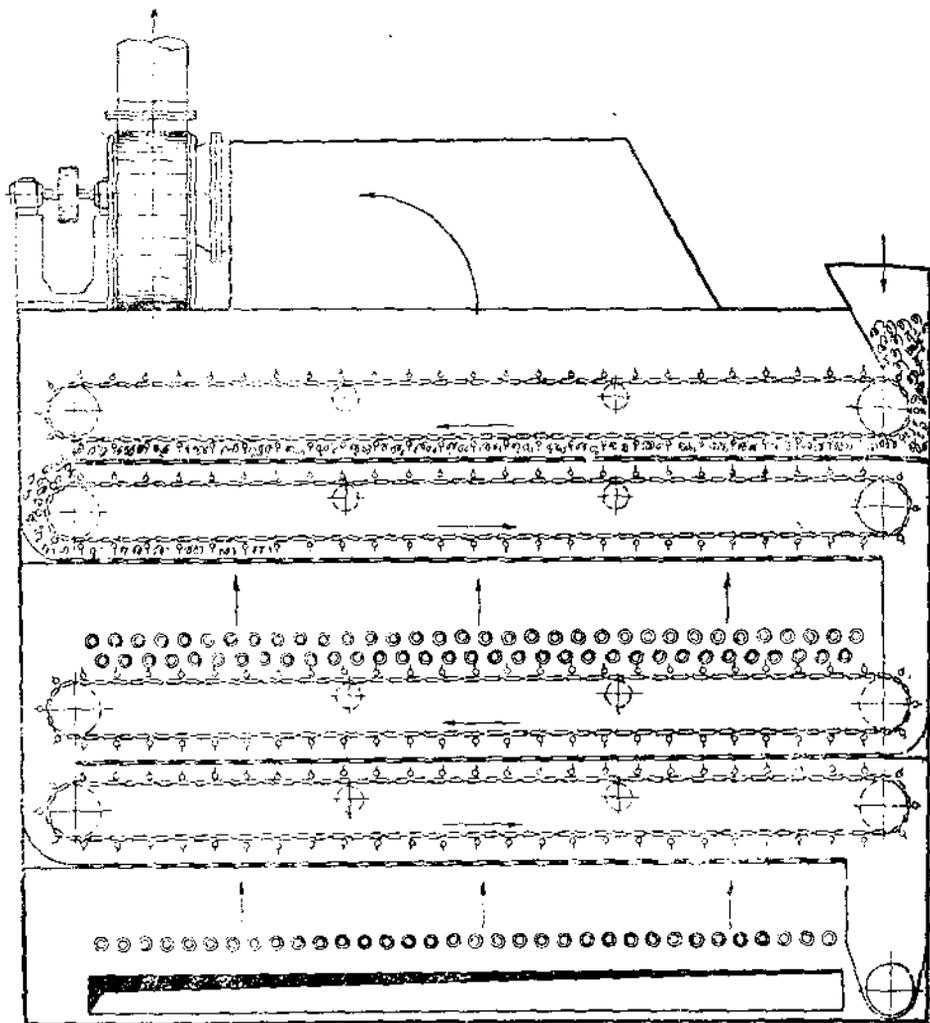
Сушилка для мыльной стружки более новой конструкции (фиг. 102) состоит из трех основных частей: охлаждающих вальцев I, собственно сушильной камеры II и воздухонагревательного аппарата III.

Охлаждающая вальцовка содержит 4 литых чугунных вала внутреннего водяного охлаждения с регулируемой толщиной снимаемого слоя мыльной основы.

Сушильная камера монтирована на раме из фасонного железа, к которой прикреплены в передней и задней частях боковых продольных стенок чугунные листы, служащие опорным креплением для подшипников всех ведущих и натяжных роликов ленты. Все боковые и торцевые стенки камеры сделаны из тонкого листового железа, выполнены двойными с внутренней прокладкой из асбестовых плит, и местами оборудованы смотровыми окнами. Поверхность, на которой располагается высушиваемая стружка, выполнена в виде плоских пластин из проволочной сетки, обрамленных металлической рамкой и шарнирно укрепленных сбоку к тяговой цепи. Таким образом вся бесконечно движущаяся лента состоит из отдельных звеньев, могущих поворачиваться вокруг оси на 90°, чем достигается, как видно из чертежа, полное использование всех продольных рядов транспортера в отличие от обычных ленточных сушилок, где на каждый рабочий ход приходится по одному обратному незагруженному (холостому) ходу транспортера (герм. пат. 448575). Следующее достоинство описываемой конструкции заключается в неизбежном небольшом встряхивании продукта при его падении с одного ряда на нижний, что способствует усилению извлечения влаги. Необходимо впрочем отметить, что подобная конструкция требует загрузки транспортера достаточно сыпучим (не цепким и не вязким) материалом, так как в противном случае мыльная стружка будет у места поворота пластин сильно спутываться, нарастать в виде комка и т. д. Привод цепи через ведущие звездочки осуществлен редуктором с 3 переменами скорости для

лучшей регулировки скорости хода транспортера, а с ней и самого процесса высушивания.

Воздухонагревательный аппарат представляет обычную комбинацию ребристого калорифера с вентилятором типа Сирокко среднего давления. Фирма ТАГ считает, что ленточные сушилки



Фиг. 103. Ленточная сушилка системы ТАГ.

должны обслуживаться не бесконечной цепью, а выполняться в виде отдельных одноярусных транспортеров и приводит пример выполнения такой сушилки (фиг. 103), отличительными свойствами которой являются: а) размещение нагревательных приборов внутри самой камеры, б) конструкция транспортерной части в виде отдельных скребковых транспортеров, в) вертикальный поперечный

поток воздуха. В целесообразности последнего можно усомниться; здесь, очевидно, конструктор больше заботился о выигрыше в площади, занимаемой установкой, в ущерб хорошему омыванию поверхности материала теплоносителем. Загрузка сушилки производится из верхнего бункера, а опорожнение — через винтовой транспортер, расположенный внизу камеры. Сушилка описанного типа применяется для сушки ваты, шерсти, а также для всевозможных слоистых и пушистых химических материалов.

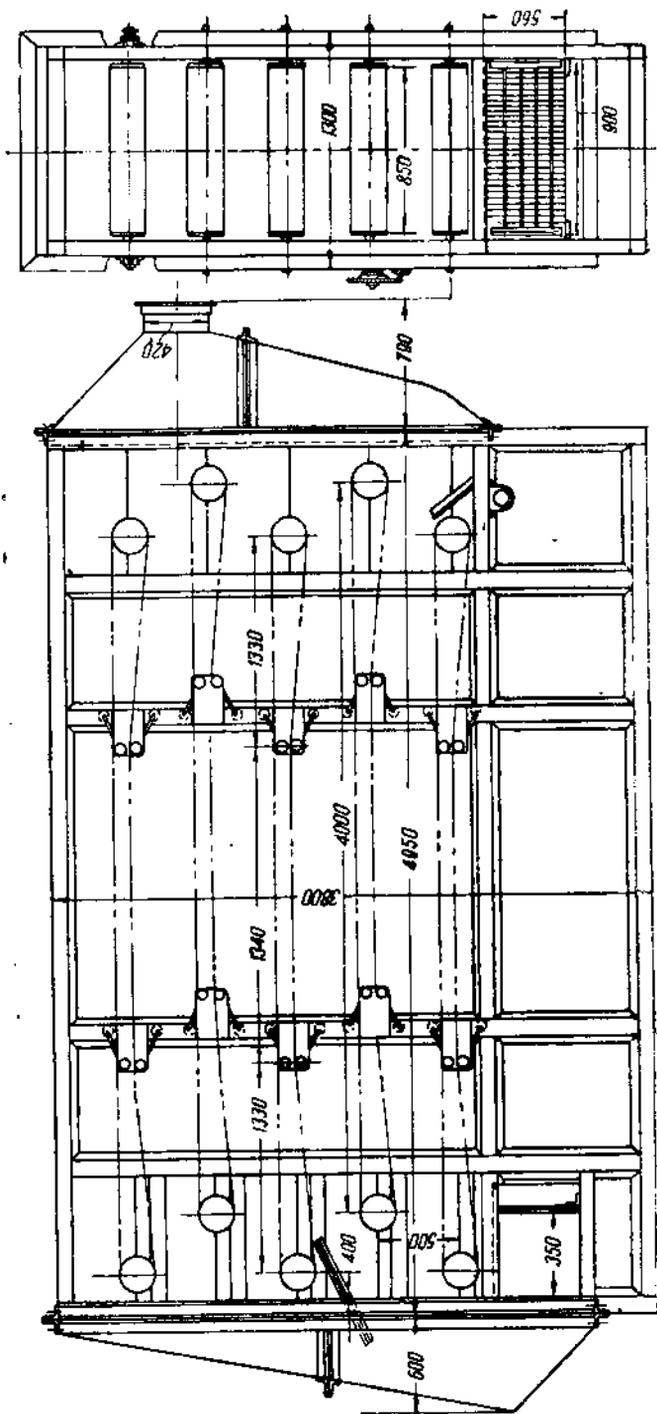
Фиг. 104 изображает ленточную сушилку ГНИИХМ для сушки мела. Сушилка эта выполнена с деревянными стенками, металлическими патрубками для воздухопроводов и регулируемыми заслонками 3, с размерами каркаса $1950 \times 1300 \times 3800$ мм. Материал транспортируется по прорезиненной ленте шириной 850 мм и разгружается в шнек Ш. Сушилка обогревается пластинчатым калорифером типа БН-36. Мосэлектротрома, расположенным в нижней части камеры.

В заключение приводим оригинальные советские сушилки ленточного типа.

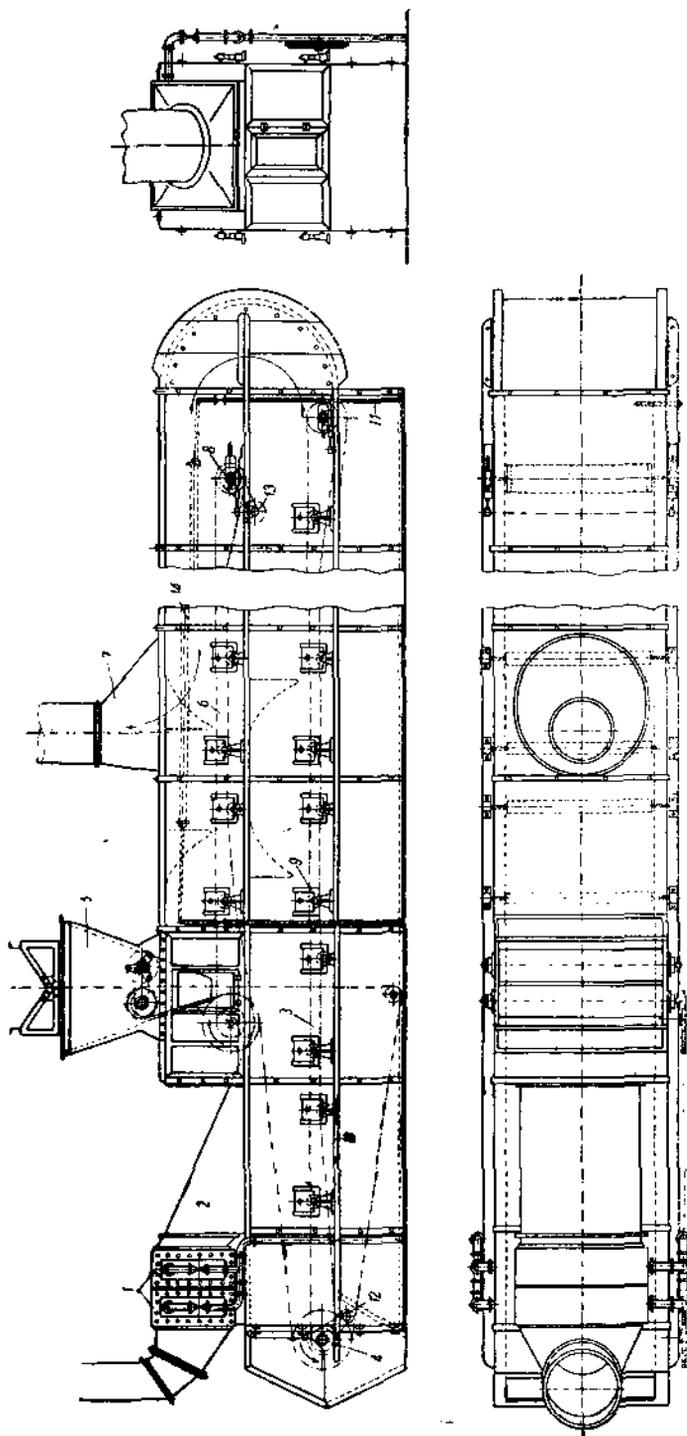
Ленточная сушилка системы инж. К. Зейденберга (Анилтрест) изображена на фиг. 105. Сушилка предназначена для сушки бета-нафтола и бета-нафтиламина и вообще для сушки тех органических веществ, которые не выдерживают продолжительного нагрева и консистенция которых не обладает липкими мажущими свойствами¹⁾.

Все ленты сушилки получают движение от одного мотора через трансмиссию, редуктор и бесконечные цепи Галля, перекинутые через зубчатые шестерни (обозначены на чертеже пунктиром). Вентилятором типа Сирокко с электромотором в 4 л. с. воздух нагревается последовательно через два калорифера 1 типа Юнкерс и при температуре 80° попадает через нагнетательный воздухопровод 2 в нижнюю камеру, в которой навстречу по бесконечной ленте 3 движется почти уже сухой продукт; этот продукт, минуя ведущий ролик 4, ссыпается по воронке в (непоказанный на чертеже) железный бункер, а из него прямо в бочки. Продукт загружается в распределительный аппарат 5 специальными тележками. Из аппарата 5 продукт попадает на ленту 6 верхней камеры и на ленте движется навстречу горячему воздуху, уже почти насыщенному влагой, прошедшему обе камеры (этот влажный воздух при $50-60^\circ$ выбрасывается через воздухопровод 7 вентилятором Сирокко с электромотором 3 л. с. наружу), а затем навстречу к все более и более сухому и нагретому воздуху. Пройдя ролик 8, продукт спадает на нижнюю ленту сушилки. В этом же месте воздух плавно поворачивает на 180° и, придя с нижней камеры, переходит на верхнюю. Продукт пересыпается на нижнюю ленту и по ней движется в обратную сторону опять навстречу воздуху и доходит, наконец, до ролика 4. Как нижняя, так и верхняя бесконечные ленты в нагруженном и холостом направлениях опираются на поддерживающие ролики 9, состоящие из трех газовых труб (можно заменить

¹⁾ См. Указатель литературы, № 32.



Фиг. 104. Ленточная сушилка ГНИИХМ.



Фиг. 105. Ленточная сушилка для бета-нафтола системы Зейденберга.

деревянными) и отстоящие друг от друга на 1 м. Все шарко-подшипники роликов выведены в целях доступности осмотра наружу камеры, где укреплены на общем продольном уголке 10, связывающем все железные рамы 11 сушилки. Деревянные щиты из фанеры на сплошной деревянной раме с засыпкой пробковой мелочью или заполнением торфяными плитами сделаны все одинаковыми — по 1 м длиной и около 0,5 м высотой — и вставляются в пазы между клепаными рамами каркаса, а для плотности края щитов обшиты полосами седельного войлока. Щели между щитами покрыты полосами из того же войлока и накрыты железными планками, изготовленными в виде коробок, которые натяжными барашками на болтах, вдавливаясь в войлок, не только уничтожают щели между щитами, но и прижимают последние к угловому железу каркаса через войлок. Для натяжки лент на каждой из них существует по одному натяжному ролику 12 и 13, которыми регулируется правильный ход ленты. Так как предварительные опыты выявили полезность максимального повышения температуры в начале сушки, то с этой целью в верхнюю камеру сушилки введены по всей длине паровые нагревательные трубы 14. Также осуществлено перемешивание воздуха в камерах (что на модели очень способствовало скорости сушки) путем введения так называемых отбойников 15 из кровельного железа, которые заставляют воздух в камерах смешиваться и непосредственно обдувать пробку.

Материал ленты — плотная, но тонкая и гибкая ткань типа Бельтинг (пригодно также так называемое фильтровальное полотно).

По произведенным обследованиям производительность сушилки составляла 1870 кг сухого продукта за 24 часа (78 кг/час), средние величины влажности $w_1 = 35\%$, $w_2 \approx 0,1 \div 0,5\%$, расход пара с начальной температурой 124° и температурой конденсата 100° равнялся 1,9 кг на 1 кг сухого продукта. Расход воздуха при $t_0 = 25^\circ$, $t_1 = 80^\circ$ и $t_2 = 55^\circ$, скорости $\omega = 3,2$ м/сек составил 4600 м³/час, количество испаренной влаги 40,6 кг/час, расход тепла 77 200 Кал/час, из коих полезно использовано для сушки $Q_1 = 28 750$ кал/час. К. п. д. сушилки составил:

$$\eta = \frac{28750}{77200} = 0,37.$$

4. Конвейерные сушилки

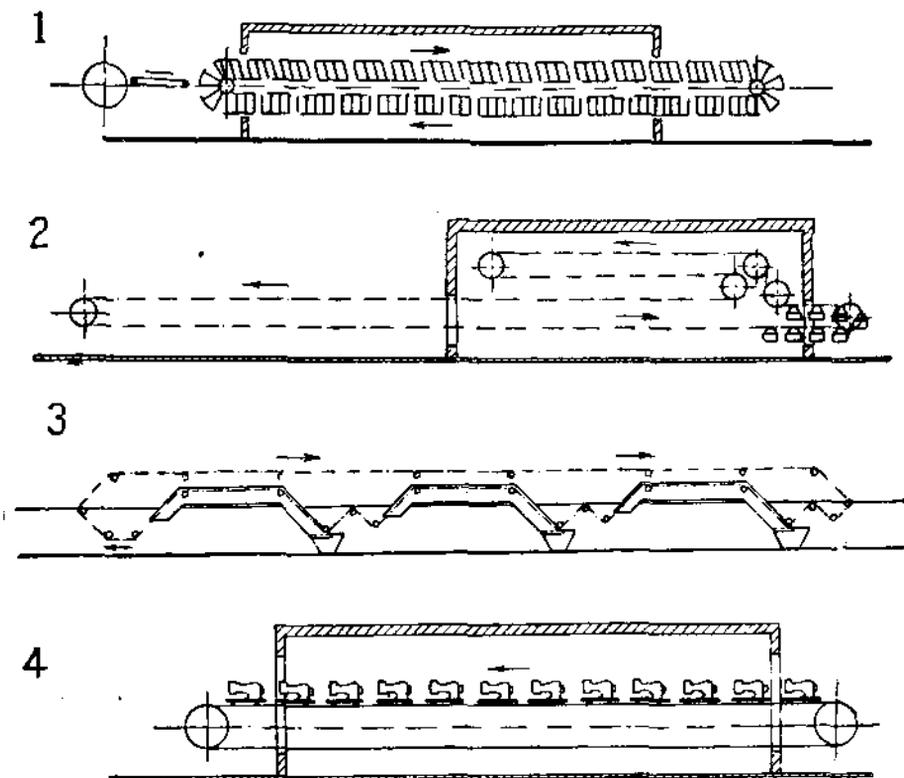
Конвейерные сушилки, являющиеся дальнейшим развитием ленточного типа, используют все возможности, с которыми современная техника осуществляет идеи непрерывной обработки химических продуктов. В конвейерных сушилках механизация продвижения продукта через греющую-высушивающую среду разработана с максимальной полнотой и превращается порой в сложное устройство, значительно превышающее иногда по числу механизмов, их громоздкости и занимаемой площади орудия собственно сушильного процесса.

С другой стороны, такие сушилки неразрывной единой цепью включаются в общее течение технологического процесса, образуя

таким образом столь характерный для химической промышленности непрерывный производственный цикл работы всего оборудования.

Фиг. 106 дает 4 схемы конструктивного выполнения конвейерных сушилок:

1) в виде продольной ленты, применяемой для сушки жестяных и картонажных коробок (тары) после их обработки на печатно-лакировочной машине;



Фиг. 106. Схемы конвейерных сушилок.

2) в виде подвешного люлечного транспортера для загрузки штучными товарами (применение в керамической промышленности);

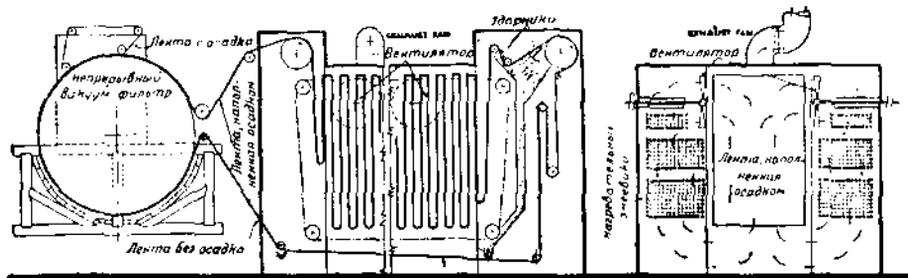
3) в виде трижды повторяющегося процесса лакировки и последовательной сушки изделий;

4) в виде ленты для штучных товаров (например сушка металлических изделий после лакировки).

Сушильная петлевая установка завода Проктор и Шварц изображена на фиг. 107. Здесь процесс сушки неразрывно связан с работой барабанного вакуумфилтра, с поверхности которого слой материала непосредственно по ленте транспортируется в сушильную камеру. В последней механическим встряхивателем

высушенный продукт сбрасывается в транспортный шнек, а разгруженная лента обратно передвигается к фильтру. Поверхность нагрева выполнена в виде серии гладких труб, симметрично размещенных по бокам камеры, а два вентилятора создают необходимую циркуляцию воздуха-теплоносителя.

Сушилка конвейерного типа, представляющая сочетание канальной конструкции с непрерывно-поступательным движением высушиваемого материала, представлена на фиг. 108, изображающей сушилку для кож завода Проктор. Особенностью этой сушилки является многократная циркуляция воздуха, обеспечиваемая, помимо центробежного вентилятора, вынесенного на крышу камеры, действием осевого вентилятора типа Блекман. Вентилятор приводится во вращение от общего трансмиссионного вала через шестеренную коническую передачу и делает около 40—60 об/мин, содействуя повышению интенсивности циркуляции воздуха, проходящего через камеру.



Фиг. 107. Петлевая сушилка Проктор и Шварц.

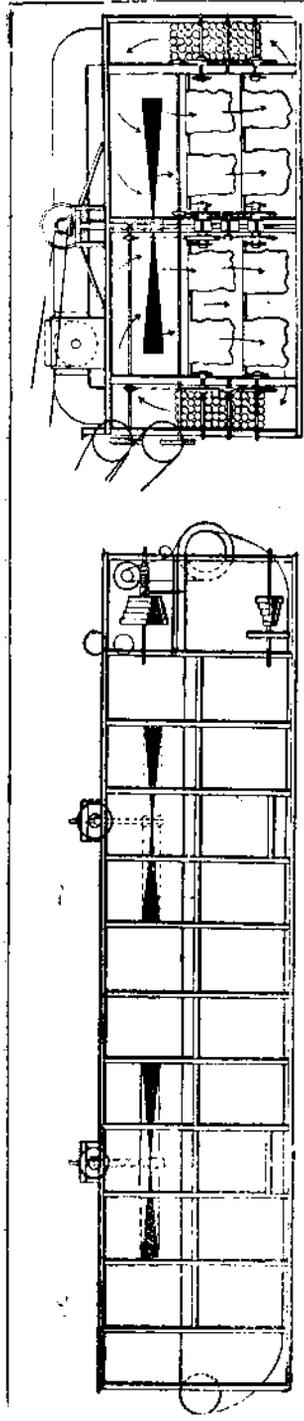
Фиг. 109 изображает в схематическом разрезе конвейерную сушилку ВТИ для легких и тяжелых тканей.

5. Потенциал сушики. Сравнение основных систем сушилок

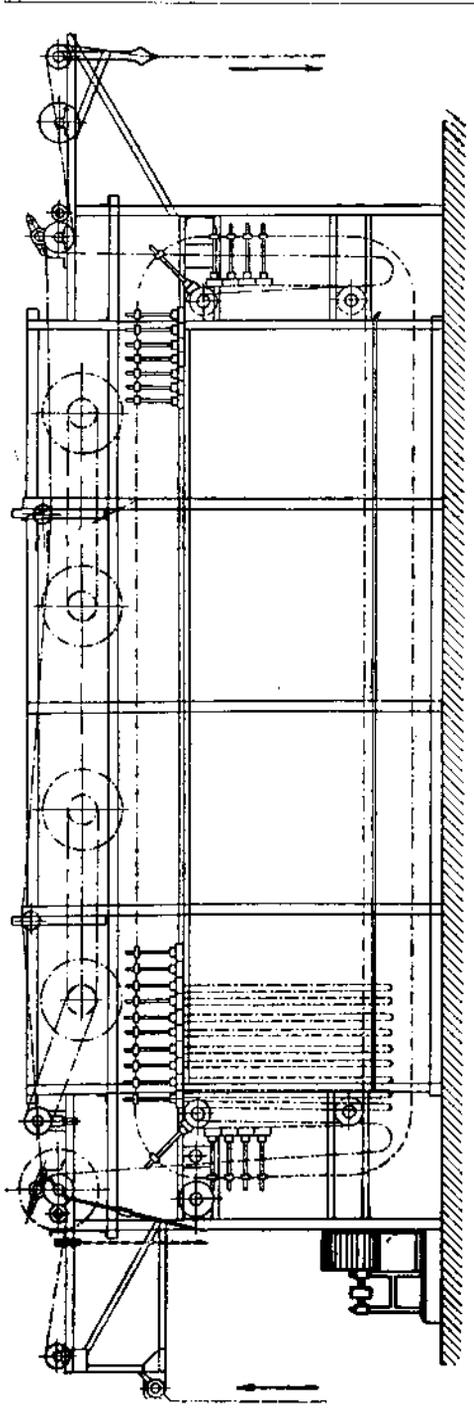
В подавляющем большинстве случаев процесс испарения влаги при установившемся состоянии протекает адиабатически, т. е. без добавления и расхода тепла. Последнее добавляется вне сушильной камеры. При установившемся процессе адиабатического насыщения воздуха определенного содержания, температуры мокрого термометра (см. подробно ниже, гл. 11) и влажного материала совпадают и остаются неизменными. Температура воздуха понижается с увеличением влагосодержания, совпадая при $\psi = 1,0$ с температурой мокрого термометра. Эта температура названа в русском переводе книги Гирша пределом охлаждения (*Kühlgrenze*).

Обозначим эту температуру испаряющейся воды, совпадающую с температурой мокрого термометра и равную температуре, которую принял бы воздух данного теплосодержания при адиабатическом насыщении, через t .

Способность воздуха высушивать, как уже известно, зависит от его влагоемкости, т. е. возможности поглотить определенное



Фиг. 108. Сушилка для кож Проктор.



Фиг. 109. Сушилка ВТИ для тканей.

количество водяных паров, и от скорости, с которой это поглощение происходит. При установившемся процессе адиабатического испарения тепло отдается воздухом материалу и полностью расходуется на потери. Это количество тепла, переходящего от воздуха к материалу, равняется

$$Q = \alpha F_{\text{м}} (t_{\text{ср}} - \Theta_{\text{ср}}) \text{ Кал/час,} \quad (121)$$

где F — поверхность материала, входящая в соприкосновение с воздухом, в м^2 ;

α — коэффициент передачи тепла от газа к материалу в $\text{Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$;

$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$ — средняя температура воздуха;

$\Theta_{\text{ср}} = \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{2}$ — средняя температура материала.

В каждый данный момент сушки величины α и F можно считать постоянными. При установившемся процессе (адиабатическое испарение) $\Theta_{\text{ср}} = \tau$ и мерой сушильной способности воздуха может служить разность $t_{\text{ср}} - \tau$, т. е. разность температуры воздуха и температуры адиабатического насыщения, или депрессия мокрого термометра, названная Гиршем потенциалом сушки.

Интенсивность испарения определяется количеством воды, испаряемой со свободной поверхности. Согласно закону Дальтона (гл. 1) она равна:

$$W_o = c (P_H - P_n) \frac{760}{B} \text{ г/м}^2 \text{ час.}$$

Скорость сушки определяется скоростью движения влаги от центра материала к его поверхности, а не скоростью поверхностного испарения, но и последняя, как мы видим, влияет на скорость процесса. Поскольку повышение температуры облегчает продвижение влаги, сушка при высоких температурах ускоряется. Поэтому сушку ведут при тех максимальных температурах, которые допускают свойства материала.

Естественная циркуляция создается за счет разности удельных весов воздуха в самой сушилке. Введенный в камеру подогретый и более сухой воздух, отбирая влагу материала, охлаждается, становится более тяжелым и опускается. Это основное направление циркуляции — сверху вниз — всегда имеет место при сушке воздухом, но в различной степени.

В сушилках вентилируемых, с искусственной циркуляцией, но при малой скорости движения воздуха надо учитывать то положение, что естественная циркуляция может значительно отклонить

действительные пути потоков от намеченных при проектировании.

Достоинство правильно построенных сушилок с естественной циркуляцией — их свойство саморегулирования. При неравномерной влажности материала воздух, попадая на более влажные места, быстро охлаждается, насыщается влагой и опускается. У рядом расположенных более сухих частей воздух медленно насыщается влагой, и циркуляция будет слаба. Другими словами, там, где влажность материала больше, потоки более интенсивны, и сушка пойдет энергичнее. Сушилка сама стремится выровнять ход процесса. Это является громадным преимуществом сушилок с естественной циркуляцией воздуха сверху вниз. Второе достоинство сушилок с естественной циркуляцией — отсутствие вентиляторов и связанная с этим экономия в энергии, занимаемой площади, рабсиле и других эксплуатационных расходах.

С другой стороны, эта категория сушилок требует специального размещения высушиваемого продукта в камере, главным образом, в вертикальном положении с передвижением материала в вертикальном направлении, что при больших количествах продукта увеличивает высоту сушильной камеры и самого здания и вносит ряд серьезных трудностей конструктивного порядка, не всегда преодолеваемых при учете местных условий данного предприятия (высота этажей здания и т. п.). Скорость циркуляции воздуха, достижимая при практически проверенных перепадах температур, порядка $0,2-0,3$ м/сек, для многих химических продуктов является недостаточной для удаления влаги с поверхности материала. Далее, в местностях с обилием ветров может получить обращение потока воздуха и срыв до известной степени хода сушки.

Основные преимущества сушилок с искусственной циркуляцией следующие:

1) свобода маневрирования любых практически заданных объемов воздуха, — независимо от того, каким прибором вызвана циркуляция;

2) большая независимость в расстановке высушиваемого продукта, обеспечивающая широкую механизацию движения продукта;

3) сравнительная независимость от наружных метеорологических условий;

4) значительный диапазон регулировки процесса (изменение L , t , ψ в зависимости от количеств продукта и его влажности);

5) работа сушилки высокими скоростями увеличивает интенсивность поверхностного испарения влаги и кроме того дает лучший эффект отдачи тепла воздухом высушиваемому материалу, так как коэффициенты теплопередачи с увеличением скорости возрастают;

6) вентилируемые сушилки, работающие по сравнению с сушилками естественной циркуляции со скоростями порядка $1-8$ м/сек (а иногда и более), по указанной в п. 5 причине достигают большой производительности при относительно малых объемах занимаемого помещения.

Решающее значение в выборе естественной или искусственной циркуляции при проектировании сушилки имеют соображения и

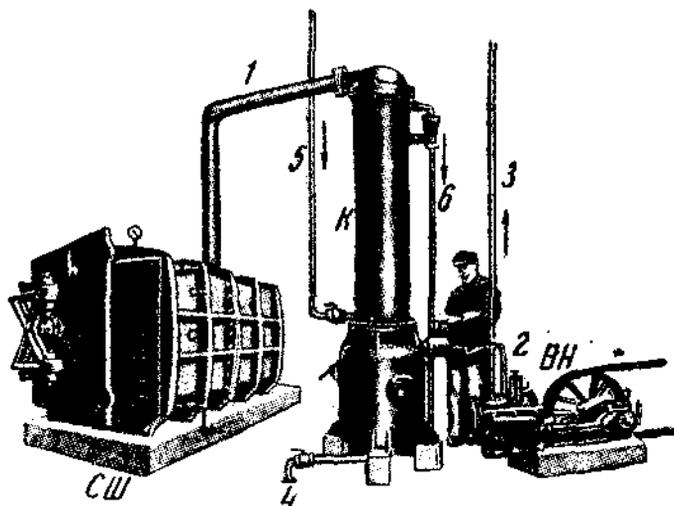
учет возможностей, какие представляются со стороны данного продукта в смысле стойкости к восприятию горячего воздуха при запроектированной скорости. Другими словами, решение вопроса здесь зависит от того, не повлияет ли высокая скорость циркуляции воздуха соответствующей температуры и влажности на качества высушиваемого продукта. Есть много продуктов, которые требуют в смысле сушки особой „выдержки“ времени для диффузии влаги, и слишком быстрое проведение процесса вызывает серьезные нарушения структуры вещества, не всегда допустимые с технологической стороны производства. Опытная сушка, поставленная с различными скоростями воздуха, вносит необходимую ясность, выявляя динамику процесса для ее учета в общем расчете сушилки.

ВАКУУМ-СУШИЛКИ

1. Общее описание процесса. Классификация аппаратуры

Высушивание при пониженном против барометрического давления в замкнутом сосуде является весьма распространенным в практике химических заводов процессом, представляя собой достаточно экономичную разновидность сушильных установок.

Вакуум-сушилки получили применение в тех производствах, где материал не переносит высоких температур или подвержен

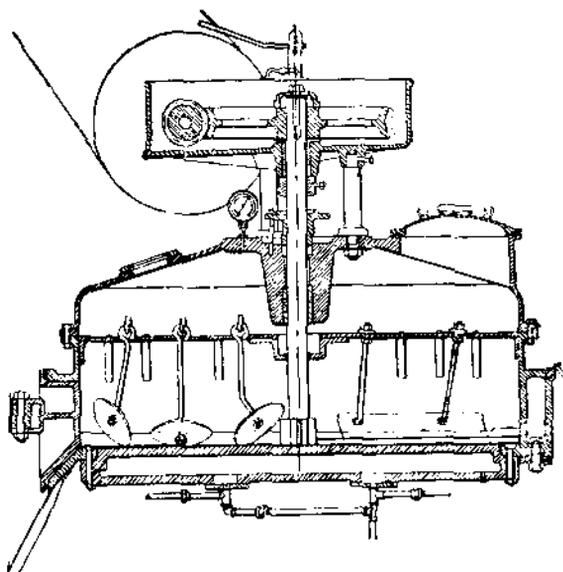


Фиг. 110. Схема вакуум-сушильной установки.

окислению, а также где ход сушки протекает недостаточно интенсивно по физико-химическим свойствам обрабатываемого продукта.

Схема процесса представлена на фиг. 110. Главными частями установки являются: 1) сушильный шкаф *СШ*, обогреваемый паром или иным теплоносителем и загружаемый высушиваемым продуктом, 2) конденсатор *К*, в который по трубопроводу *1* поступает и конденсируется паровоздушная смесь, так называемые вторичные пары), 3) сухой вакуум-насос *ВН*, создающий по линии *2* разрежение в конденсаторе и сушильном шкафу и вы-

брасывающий воздух по трубе 3 в атмосферу. Спуск конденсата осуществляется по линии 4. Охлаждающая вода вступает в конденсатор по трубе 5 и стекает по линии 6.

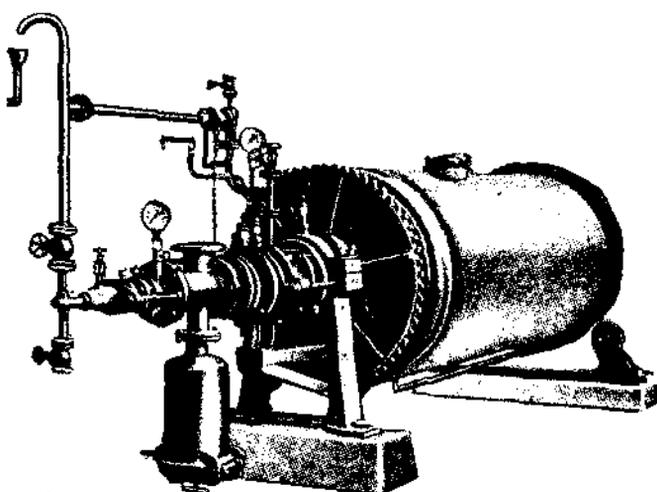


Фиг. 111. Вакуум-сушилка с мешалкой.

Специфические конструктивные особенности аппаратуры составляют: а) сочетание сушильной камеры и нагревательного прибора в одном компактном агрегате и б) максимальная герметичность камеры, осуществляемой в виде литого чугунового шкафа с плотными дверцами или массивного сварного цилиндра с надежно закрывающимися торцевыми крышками.

Встречающиеся типы вакуум-сушильных установок промышлен-

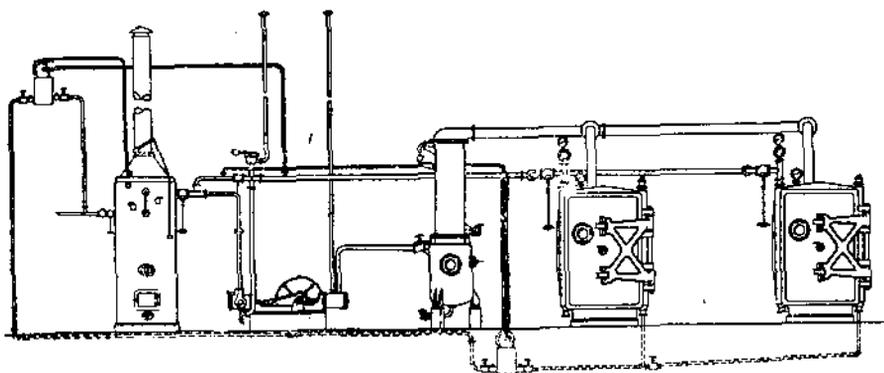
ного назначения можно подразделить на следующие основные группы:



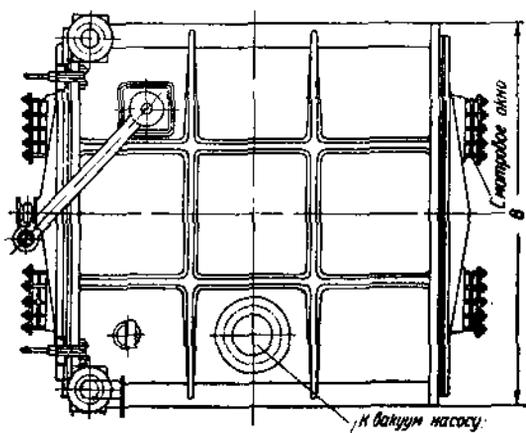
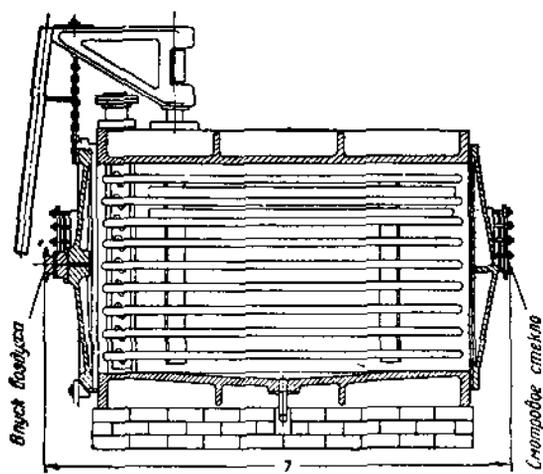
Фиг. 112. Барабная вакуум-сушилка завода Мако.

I. Вакуум-сушильные шкафы прямоугольной и цилиндрической формы.

II. Вакуум-сушилки с мешалками (гребки, лопатки), в которых



Фиг. 113. Схема установки вакуум-сушильных шкафов.



Фиг. 114. Чертеж вакуум-сушильного шкафа ГНИИХМ.

процесс сушки протекает при одновременном механическом перемешивании высушиваемого продукта (фиг. 111)

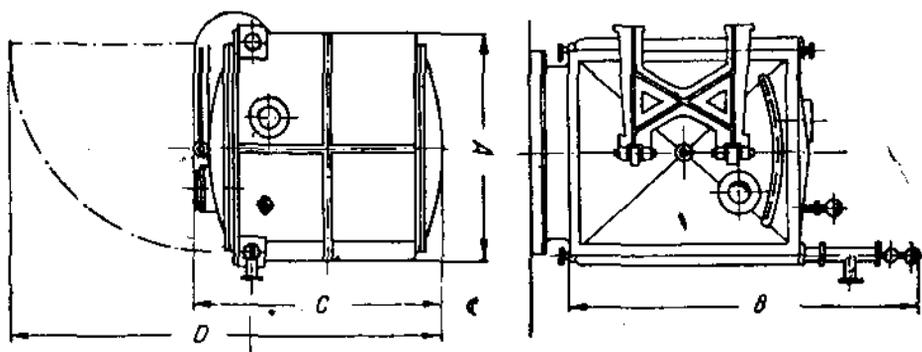
III. Вакуумсушилки вальцевые (вальцы сушильные), которые строятся для сушки материала в тонком слое одно- и двухвальцевыми.

IV. Полуавтоматические и автоматические вакуумсушилки с вращающимся цилиндром (фиг. 112).

V. Сушилки специальных и комбинированных конструкций. Общий вид применяемой в резиновой промышленности установки двух вакуумсушильных шкафов, обогреваемых отдельным паровым котлом, с системой возврата конденсата—изображен на фиг. 113.

2. Характеристика отдельных конструкций

1. Вакуум-сушильные шкафы состоят из прямоугольного чугунного или цилиндрического железного корпуса с одной или двумя дверцами, укрепленными на петлях или на поворотном крановом механизме. Из теплоносителей преимущественно применяется насыщенный пар давлением 2—4 ата, отработанный пар из паросиловых установок, конденсат, горячая вода, реже минеральное масло. Поверхность нагрева выполняется следующим образом:



Фиг. 115. Схема вакуумсушилки Prometheus-Werke (с 1 дверцей).

а) в виде двойных стенок (паровая рубашка);

б) в виде горизонтальных параллельно расположенных плоских полых плит, обогреваемых изнутри паром или горячей водой. Подача теплоносителя происходит через сборный коллектор, который ответвленными трубками соединен с каждой нагревательной плитой, чем достигается равномерная температура во всех рядах плит. Верхняя наружная сторона полок имеет прямую ровную поверхность, на которую ставятся противни или (реже) перфорированные листы с высушиваемым материалом. Противни выполняются из листового металла, преимущественно железа, с соответствующим при надобности антикорродирующим покрытием (оцинковка, полудка, эмалирование и т. д.). Примером сушильного шкафа с плитами может служить изображенная на фиг. 114 сушилка ГНИИХМ, нормализованные размеры которой приведены в табл. 39.

Таблица 39

Размеры вакуумсушильных шкафов по нормалам ГНИИХМ (фиг. 114).

№	Число плит	Расстояние между плитами мм	Поверхность нагрева м ²	Загружаемая поверхность м ²	Противни		Число дверей	Ø штуп. для вторичных паров	Габариты в мм			Приблизительный вес кг
					число	высота мм			ширина	длина	высота	
1/ 4	4	110	3,27	1	6	70	1	70	0,9	1	0,6	600
1/ 5	5	80	4,1	1,35	8	60	1	70	0,9	1	0,6	650
1/ 6	6	60	4,9	1,7	10	45	1	70	0,9	1	0,6	700
1/ 7	7	46	5,7	2	12	35	1	70	0,9	1	0,6	750
2/ 4	4	100	12	4	9	70	1	90	1,6	1,7	0,7	1 900
2/ 5	5	80	15	6,3	12	60	1	90	1,6	1,7	0,7	2 030
2/ 6	6	60	18	6,7	15	45	1	90	1,6	1,7	0,7	2 160
2/ 7	7	46	21	8	18	35	1	90	1,6	1,7	0,7	2 300
3/ 7	7	91	24,1	8	18	70	1	150	1,6	1,7	1,1	2 950
3/ 8	8	75	27,1	9,3	21	55	1	150	1,6	1,7	1,1	3 080
3/ 9	9	60	33,2	10,7	24	45	1	150	1,6	1,7	1,1	3 210
3/11	11	45	27,1	13,3	30	35	1	150	1,6	1,7	1,1	3 470
4/ 9	9	92	30,2	10,7	24	70	1	150	1,6	1,7	1,4	3 800
4/10	10	75	36,2	12	27	55	1	150	1,6	1,7	1,4	3 930
4/12	12	60	42,2	14,7	33	45	1	150	1,6	1,7	1,4	4 190
4/14	14	45	33,2	17,3	39	35	1	150	1,6	1,7	1,4	4 450
5/11	11	92	39,2	13,3	30	70	1	150	1,6	1,7	1,7	4 500
5/13	13	75	45,3	16	36	55	1	150	1,6	1,7	1,7	4 760
5/16	16	60	54,3	18,6	42	45	1	150	1,6	1,7	1,7	5 020
5/18	18	45	45,3	22,6	51	35	1	150	1,6	1,7	1,7	5 400
6/15	15	90	51,3	18,6	42	70	1	175	1,6	1,7	2,1	5 800
6/17	17	75	60,3	21,3	48	55	1	175	1,6	1,7	2,1	5 960
6/20	20	60	72,4	25,3	57	45	1	175	1,6	1,7	2,1	6 350
6/24	24	45	57,3	30,6	69	35	1	175	1,6	1,7	2,1	6 900
7/19	19	92	66,4	24	54	70	1	200	1,6	1,7	2,5	8 600
7/22	22	75	78,4	28	63	55	1	200	1,6	1,7	2,5	9 300
7/26	26	60	93,5	33,3	75	45	1	200	1,6	1,7	2,5	9 800
7/31	31	45	66,4	40	90	35	1	200	1,6	1,7	2,5	10 600
8/11	11	92	78,4	26,6	60	70	2	2/150	1,6	3,3	1,7	10 500
8/13	13	75	90,6	32	72	55	2	2/150	1,6	3,3	1,7	11 000
8/15	15	60	108,6	37,3	84	45	2	2/150	1,6	3,3	1,7	11 500
8/18	18	45	90,6	45,3	102	35	2	2/150	1,6	3,3	1,7	12 300
9/15	15	90	102,6	37,3	84	70	2	2/175	1,6	3,3	2,1	12 500
9/17	17	75	120,7	42,6	96	55	2	2/175	1,6	3,3	2,1	13 000
9/20	20	60	144,8	50,6	114	45	2	2/175	1,6	3,3	2,1	13 800
9/24	24	45	144,8	61,3	138	35	2	2/175	1,6	3,3	2,1	14 800
10/19	19	92	114,7	47,9	108	70	2	2/200	1,6	3,3	2,5	14 900
10/22	22	75	132,8	55,9	126	55	2	2/200	1,6	3,3	2,5	15 700
10/26	26	60	156,9	66,6	150	45	2	2/200	1,6	3,3	2,5	15 700
10/31	31	45	187	80	180	35	2	2/200	1,6	3,3	2,5	18 000

Размеры нагревательных плит № 1/4 до 2/4—600×650 мм

Размеры нагревательных плит № 2/5 до 7/31—1200×1200 мм

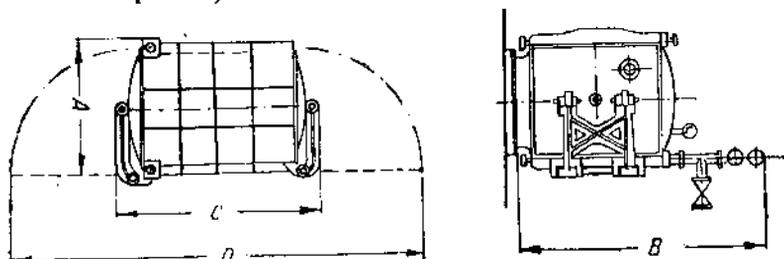
Размеры нагревательных плит № 8,11 до 10/31—1200×2400 мм

Размеры противней № 1/4—2/4 650×260 мм

Размеры остальных № 1200×370 мм

Высота слоя материала колеблется в пределах 30—60 мм в зависимости от влагосодержания, вязкости и тому подобных свойств сушеного продукта.

Техническая характеристика вакуумсушильных шкафов завода Prometheus-Werke представлена в табл. 40, соответствующей сушилкам по фиг. 115 (тип с одной дверцей) и фиг. 116 (с двумя торцевыми дверцами).



Фиг. 116. Схема вакуумсушилки Prometheus-Werke (с 2 дверцами).

Таблица 40

Техническая характеристика вакуумсушилок завода Prometheus-Werke

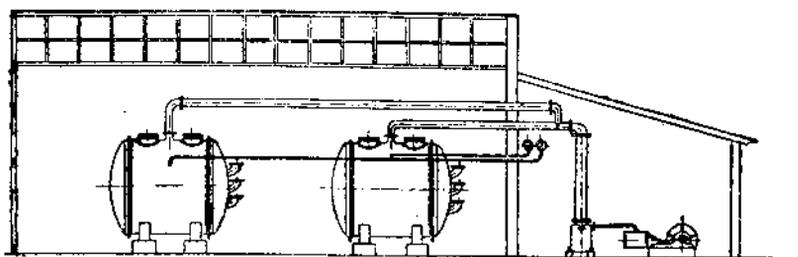
Тип	Полная поверхн. нагрева м ²	Сварные плиты толщиной 25 мм			Расстояние в свету между плитами мм	Число полок для сушек	Приблизительные размеры мм				Приблизительный вес кг
		число	ширина мм	длина мм			A	B	C	D	
I	3,4	3	500	1000	100	2	900	900	1300	2000	725
I	4,5	4	500	1000	80	3	900	900	1300	2000	770
I	5,6	5	500	1000	60	4	900	900	1300	2000	815
II	9,3	4	1100	1000	110	9	1600	1700	1600	2600	1600
II	11,4	5	1100	1000	80	12	1600	1700	1600	2600	1700
II	13,8	6	1100	1000	60	15	1600	1700	1600	2600	1800
III	25,5	11	1100	1000	93	30	1500	2300	1600	2700	3550
III	30,5	13	1100	1000	80	36	1500	2300	1600	2700	3750
III	35,0	15	1100	1000	60	42	1500	2300	1600	2700	3950
IV	34,6	15	1100	1000	93	42	1500	2600	1600	2700	4450
IV	39,2	17	1100	1000	80	48	1500	2600	1600	2700	4650
IV	46,1	20	1100	1000	60	57	1500	2600	1600	2700	4950
V	51,0	11	1100	2000	93	60	1500	2300	2600	4800	6000
V	60,0	13	1100	2000	80	72	1500	2300	2600	4800	6400
V	70,0	15	1100	2000	60	84	1500	2300	2600	4800	6800
VI	69,2	15	1100	2000	93	81	1500	2600	2600	4800	7600
VI	78,4	17	1100	2000	80	96	1500	2600	2600	4800	8000
VI	92,2	20	1100	2000	60	114	1500	2600	2600	4800	8600
VII	94,0	15	1500	2000	93	112	1900	2600	2700	5600	9800
VII	106,4	17	1500	2000	80	128	1900	2600	2700	5600	10400
VII	125,1	20	1500	2000	60	152	1900	2600	2700	5600	11300
VIII	141,5	15	1500	3000	93	168	1900	2600	2700	6600	14500
VIII	160,2	17	1500	3000	80	192	1900	2600	2700	6600	15800
VIII	188,4	20	1500	3000	60	228	1900	2600	2700	6600	17500

Специальной разновидностью вакуумсушилок шкафного типа является цилиндрическая сушилка, предназначенная для взрыв-

чатых или легко воспламеняющихся веществ, снабженная многочисленными штуцерами для мгновенного вывода наружу образующихся газов. Схема установки двух таких сушильных шкафов с изолированным помещением для насоса показана на фиг. 117.

Сравнивая прямоугольную форму сушильного шкафа с цилиндрической, надо отдать предпочтение первой как лучше использующей располагаемую поверхность нагрева.

Важной частью вакуумсушилок является конденсатор, в котором происходит конденсация вторичного пара (называемого так в отличие от первичного, греющего пара). Применяется преимущественно поверхностный трубчатый вертикальный конденсатор с чугунным корпусом и железными трубками. Характеристика таких конденсаторов, с указанием основных габаритов и производительности приведена в табл. 41.



Фиг. 117. Вакуумсушилка для воспламеняющихся веществ.

Таблица 41
Размеры вертикальных поверхностных конденсаторов завода Prometheus-Werke

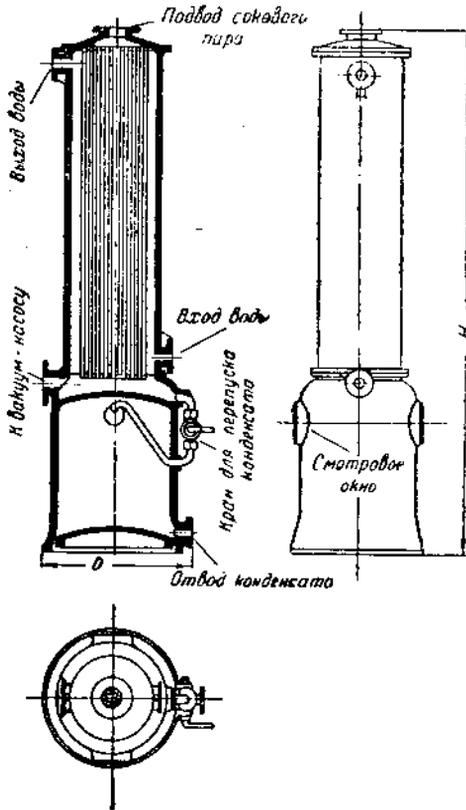
Тип	Поверхностное охлаждение м ²	Производительность конденсатора кг/час	Диаметр штуцеров в свету, в мм			Полезная емкость в л конденсата	Полная высота мм	Прибл. издельный вес кг
			спуск влаги	охлаждение воды	отсос воздуха			
K-1	0,25	3—4	80	25	40	25	2200	240
K-2	0,50	5—8	80	25	40	25	2200	245
K-3	0,75	8—12	80	25	40	25	2200	250
K-4	1,5	15—23	90	25	40	50	2400	440
K-5	2,0	20—30	90	25	40	50	2400	450
K-6	3,6	35—50	125	25	60	120	2600	815
K-7	5,0	50—75	125	40	60	120	2600	850
K-8	7,5	75—110	125	40	60	200	2800	1150
K-9	10,0	100—150	150	50	60	200	3300	1300
K-10	15,0	150—225	150	60	80	500	3625	1850
K-11	20,0	200—300	200	60	80	500	3625	1950
K-12	25,0	250—375	250	80	100	500	4150	2250
K-13	30,0	300—450	250	100	100	500	4650	2450
K-14	40,0	400—600	300	100	125	850	5000	3600
K-15	50,0	500—750	300	100	125	850	5000	3750

Фиг. 118 изображает вертикальный чугунный цилиндрический конденсатор по нормам ГНИИХМ а табл. 42 дает его основные размеры.

Таблица 42

Характеристика чугунных конденсаторов ГНИИХМ (фиг. 118)

№ аппар.	Трубы		Охлажде- ние поверх- ности, м ²	Прибл. произв. кг/час	Диаметр шту- цера для вто- ричного пара мм	Габарит в м		Приблиз- ительный вес кг
	Колоче- ство труб	20/23 мм высота, м				D	H	
вк. 0,5	7	1 230	0,5	5,5	100	0,6	2,3	390
" 1	14	1 230	1	11	100	0,6	2,3	400
" 1,5	21	1 230	1,5	17	100	0,6	2,3	410
" 2	26	1 230	2	22	100	0,6	2,3	420
" 3	30	1 620	3	33	150	0,9	3	830
" 4,5	45	1 620	4,5	50	150	0,9	3	850
" 5,5	55	1 620	5,5	60	150	0,9	3	860
" 7,5	75	1 620	7,5	83	150	0,9	3	900
" 10	100	—	10	110	150	0,9	3	930
" 14	109	2 170	14	155	200	1,2	3,7	1 630
" 19	151	2 170	19	210	200	1,2	3,7	1 680
" 25	199	2 170	25	275	200	1,2	3,7	1 780
" 32	199	2 560	32	355	350	1,5	4	3 190
" 42	263	2 560	42	470	350	1,5	4	3 300
" 50	313	2 560	50	550	350	1,5	4	3 400



Помимо обычных штуцеров для охлаждаемой воды, вторичных паров и воздуха, конденсатор снабжен смотровым стеклом и кранами для перелива и слива конденсата.

Производительность вакуумсушильных шкафов колеблется в зависимости от разности температур теплоносителя и сушильной камеры, составляя в среднем 1—3 кг воды, испаряемой в час с 1 м² поверхности нагревательных плит, считая таковую с одной загруженной продуктом стороны. Кроме того, на производительность оказывает влияние начальное содержание влаги в материале. В среднем на 1 м² плит можно загрузить до 10 кг сырого материала, время сушки составляет при $w_1 = 20\%$ — 1 час, при $w_1 = 30 - 40\%$ — 2 часа и при $w_1 = 50 - 60\%$ — 3 часа.

Количество воздуха, на которое необходимо рассчиты-

Фиг. 118. Чугунный конденсатор ГНИИХМ.

вать вакуумнасосы, не поддается точному расчету, так как определенное влияние здесь оказывает величина присоса через неплотности дверок, штуцеров и фланцев воздухопровода. Обычно считают, что на испарение 5—10 кг влаги в час расходуется 1 м³ воздуха. В целях максимальной герметизации, дверки шкафа снабжаются резиновой уплотнительной прокладкой и закрепляются значительным числом болтов или во всяком случае надежным и плотным механическим затвором. Воздухопровод от шкафа и конденсатора должен иметь диаметр порядка 100—200 мм (и более), дабы свести к минимуму столь вредные при вакууме гидравлические сопротивления в трубах. Кроме того, на размеры трубопровода влияет большой объем вторичных паров, имеющий место при высоком вакууме. Подробно этот вопрос рассмотрен ниже.

II. Вакуум-сушилки с перемешивающим устройством представляют собой неподвижный цилиндрический корпус, внутри которого устроен механизм для перемешивания, выполняемый либо в виде комплекта лопаток, укрепленных на вертикальном валу и вращающихся вместе с последним, либо (чаще всего) в виде лопаток или гребков, монтированных на горизонтальном полом валу, внутрь которого дается греющий пар. Во втором типе кожух обычно состоит из паровой рубашки, приклепываемой или привариваемой к внутреннему цилиндру. Каждый такой аппарат имеет один или несколько паровых колпаков (для вторичных паров), снабженных загрузочными люками. Последние могут быть непосредственно установлены на обечайке цилиндра. Кроме того, сушилка имеет один или несколько нижних разгрузочных люков.

Мешалка, расположенная внутри вакуумцилиндра, представляет собой ряд гребков, которые при помощи державок насажены на обогревающую трубу, служащую валом мешалки. По краям трубы приклепаны полые стальные или чугунные цапфы, имеющие опоры в крышках сушилки. В аппарате больших размеров, кроме обогревающей трубы, имеется возможность пристроить пучок нагревательных труб, что значительно повышает производительность аппарата.

На фиг. 119 показана вакуумсушилка со скребками и внутренней обогревающей трубой.

Привод к сушилкам может быть осуществлен через зубчатые колеса, червячную передачу, причем передача может быть выполнена непосредственно от мотора или от трансмиссии.

По приведении мешалки в движение материал, подлежащий сушке, в течение нескольких минут загружается в аппарат, затем загрузочное отверстие закрывается и в аппарате создается вакуум; одновременно ведется обогрев паром. Вторичный пар отсасывается при помощи вакуумнасоса и через пылеуловитель поступает в конденсационную установку. За несколько минут до конца сушки пар включается, затем прекращается вакуум, и после впуска воздуха в аппарат, высушенный материал выгружается.

Сходную с описанными конструкцию имеет вращающийся вакуумсушильный агрегат завода вакуумаппаратов (Chemical Vacuum Machinery Co Inc. Buffalo N—Y) (фиг. 120).

Таблица 43

Техническая характеристика вакуумсушилок с гребками по нормам ГНИИХМ (фиг. 119)

№ по порядку	Марка аппарата ГНИИХМ	Размеры цилиндра		Продуктивность кг/час	Продуктивность кг/сут	Колпак для вторичных паров				Разгрузочные шпунцы			Габариты		Продуктивность кг/сут	
		Диаметр, мм	Длина, мм			Число	Диаметр штулера для вторич. паров, мм	Высота мм	Диаметр штулера для вторич. паров, мм	Число	Ширина мм	Длина мм	В	Н		
1	1 072	1 000	7 000	3 900	45,2	2	420	800	300	2	450	250	1,4	9	2,4	9,1
2	1 251	1 200	5 000	4 200	24	1	500	1 000	350	2	650	350	1,7	7	2,8	8,4
3	1 252	1 200	5 000	4 100	45	1	500	1 000	350	2	650	350	1,7	7	2,8	9,8
4	1 261	1 200	6 000	5 000	30	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	8	2,8	9,4
5	1 262	1 200	6 000	4 900	55	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	8	2,8	11,0
6	1 271	1 200	7 000	5 800	36	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	9	2,8	10,6
7	1 272	1 200	7 000	5 800	65	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	9	2,8	12,2
8	1 281	1 200	8 000	6 650	40	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	10	2,8	11,8
9	1 282	1 200	8 000	6 650	75	2	500	1 000	350	2	650	350	1,7	10	2,8	13,6
10	1 291	1 200	9 000	7 500	45	2	500	1 000	350	3	650	350	1,7	11	2,8	13,2
11	1 292	1 200	9 000	7 400	85	2	500	1 000	350	3	650	350	1,7	11	2,8	15,0
12	12 101	1 200	10 000	8 350	51	2	500	1 000	350	3	650	350	1,7	12	2,8	14,6
13	12 102	1 200	10 000	8 250	95	2	500	1 000	350	3	650	350	1,7	12	2,8	16,0
14	1 591	1 500	9 000	10 000	60	2	650	1 100	400	3	650	450	2	11	3,3	27
15	1 592	1 500	9 000	11 000	133	2	650	1 100	400	3	650	450	2	11	3,3	25
16	15 101	1 500	10 000	11 000	67	2	650	1 100	400	3	650	450	2	12	3,3	24
17	15 102	1 500	10 000	12 000	149	2	650	1 100	400	3	650	450	2	12	3,3	27
18	15 111	1 500	11 000	12 000	75	2	650	1 100	400	3	650	450	2	13	3,3	26
19	15 112	1 500	11 000	13 000	165	2	650	1 100	400	3	650	450	2	13	3,3	29
20	1 891	1 800	9 000	74	13 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	11	3,7	31
21	1 892	1 800	9 000	175	15 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	11	3,7	37
22	18 101	1 800	10 000	83	15 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	12	3,7	34
23	18 102	1 800	10 000	196	17 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	12	3,7	34
24	18 111	1 800	11 000	92	16 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	13	3,7	35
25	18 112	1 800	11 000	217	19 000	2	750	1 200	500	3	750	500	2,3	13	3,7	35
26	20 101	2 000	10 000	95	17 000	2	850	1 250	550	3	850	550	2,6	12,5	4	44
27	20 102	2 000	10 000	235	23 000	2	850	1 250	550	3	850	550	2,6	12,5	4	38
																46

Таблица 44.

Размеры вакуум-сушилок с гребками по нормам ГНИИХМ

Марка аппарата	Размеры цилиндра		Диаметр внутренней нагревательной трубы, мм	Боковые нагревательные трубы		Приблизительная поверхность нагрева, м ²	Приблизительная полезная емкость, л	Габариты в мм			Нормальный расход энергии в ч. с.	Приблизительный вес, кг
	диаметр, мм	длина, мм		число	диаметр, мм			B	L	H		
5030	500	3000	—	—	—	3,7	560	0,8	4,5	1,5	1	1800
5040	500	4000	—	—	—	5,2	750	0,8	5,5	1,5	1,25	2000
5050	500	5000	—	—	—	6,8	940	0,8	6,5	1,5	1,5	2200
7530	750	3000	—	—	—	5,5	1200	1,1	5	1,8	1,75	3200
7531	750	3000	273	—	—	8,1	1120	1,1	5	1,8	1,75	3400
7540	750	4000	—	—	—	8	1600	1,1	6	1,8	2	3500
7541	750	4000	273	—	—	11,3	1490	1,1	6	1,8	2	4400
7550	750	5000	—	—	—	9,8	2000	1,1	7	1,8	2,5	4000
7551	750	5000	273	—	—	1,4	1860	1,1	7	1,8	2,5	4900
7560	750	6000	—	—	—	12	2400	1,1	8	1,8	3	4400
7561	750	6000	273	—	—	17,2	2280	1,1	8	1,8	3	5300
1030	1000	3000	—	—	—	7,2	2250	1,4	5	2,4	3,5	4300
1031	1000	3000	426	—	—	10,9	1950	1,4	5	2,4	3,5	5100
1032	1000	3000	426	8	108	17,9	1680	1,4	5	2,4	4	5900
1040	1000	4000	—	—	—	10,4	2950	1,4	6	2,4	4	4700
1041	1000	4000	426	—	—	15,3	2550	1,4	6	2,4	4	5600
1042	1000	4000	426	8	108	25	2250	1,4	6	2,4	4,5	6600
1050	1000	5000	—	—	—	13	3650	1,4	7	2,4	5	5100
1051	1000	5000	426	—	—	19,2	3150	1,4	7	2,4	5	6200
1050	1000	5000	426	8	108	31,6	2800	1,4	7	2,4	5,5	7300
1060	1000	6000	—	—	—	16,1	4400	1,4	8	2,4	6	5600
1061	1000	6000	426	—	—	23,5	3800	1,4	8	2,4	6	6900
1062	1000	6000	426	8	108	38,7	3370	1,4	8	2,4	6,5	8200
1070	1000	7000	—	—	—	18,7	5100	1,4	9	2,4	7	6100
1071	1000	7000	426	—	—	27,4	4400	1,4	9	2,4	7	7500

Аппарат этот состоит из полого горизонтального цилиндра с паровой рубашкой и двумя отверстиями для загрузки и разгрузки, снабженными откидными крышками. Через этот цилиндр проходит нагревающая труба, снабженная особыми хомутами. Эти хомуты так изогнуты, что лопасти, прикрепленные к ним, работают под углом к образующей цилиндра. Лопасти плотно соприкасаются с внутренней поверхностью цилиндра, имеют форму спирали и приближаются к типу геликоидальных мешалок. Из каждого комплекта лопастей, прикрепленных к нагревательной трубе, две из лопастей работают в противоположном направлении. Продвижение материала уравнивается таким образом, что нет давления на крышки, так как имеется одинаковое количество лопастей, работающих в противоположном направлении. Благодаря наклону и спиральному положению лопастей продукт проходит сверху их, поднимается на высоту около 75 мм, короткое время продвигается в сторону и потом снова смещается на поверхность стенок. Действие лопастей напоминает собой работу лезвия ножа, который прорезает материал под углом к линии горизонта. Все указанные особенности исключают возможность образования пыли и уменьшают расход энергии на перемешивание, так как в данном

случае лопасти прорезают материал, а не проталкивают его и не поднимают на излишнюю высоту.

Разновидность данного класса сушилок представляет собой вакуумсушилка с гребками системы Венулет (фиг. 121). Аппарат состоит из неподвижно установленного корпуса с паровой рубашкой, с торцевыми крышками, внутренней мешалкой, привода и автоматического переключателя.

Вакуумцилиндр и паровая рубашка железные (сварные или клепаные). Крышки чугунные. В особых случаях корпус и паровая рубашка изготавливаются из чугуна, меди, алюминия или стали.

Гребки мешалки насажены на квадратный вал, причем одна половина гребков имеет правое направление, другая — левое. Гребки изготавливаются из чугуна, а в тех случаях, когда приходится перемешивать очень вязкие материалы, — из литой стали.

Привод от трансмиссии осуществляется через набор шестерен или индивидуальным — от мотора через редуктор.

Автоматический переключатель для перемены направления вращения мешалки может быть:

- 1) при индивидуальном приводе от мотора — электрический;
- 2) при приводе от трансмиссии — грузовой или гидравлический.

Характеристика приведена в табл. 45.

Работа на сушилках Венулет протекает в следующем порядке. Приводится в движение мешалка. Затем загружается материал, который гребками распределяется по сушилке. Создается вакуум — одновременно ведется обогрев паром. Вращение мешалки через 5-8 мин. меняется, что содействует основательному перемешиванию материала, уменьшая время сушки. После того как материал высушен, его выгружают, предварительно прекратив вакуум и обогрев паром и включив переключатель.

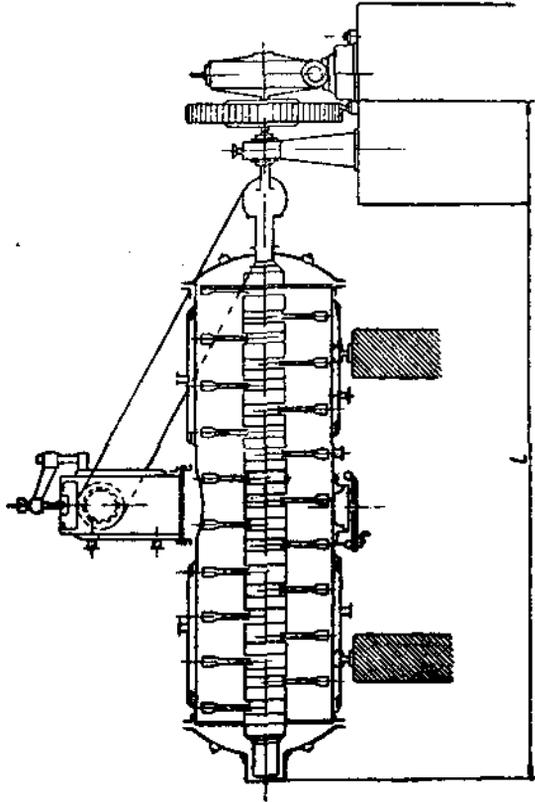
В сушилках с мешальным аппаратом напряжение поверхности нагрева колеблется в зависимости от влажности материала и средней температуры сушки (т. е. от высоты вакуума). По данным Э. Пассбурга при $\omega_1 = 40\%$, $\omega_2 = 20\%$; при давлении греющего пара 2 ат. и остаточном давлении в аппарате 0,082 кг/см² (вакуум ~ 700 мм. ртутного столба) испарение влаги доходит до 5—6 кг/м² в час.

ТАБЛИЦА 45

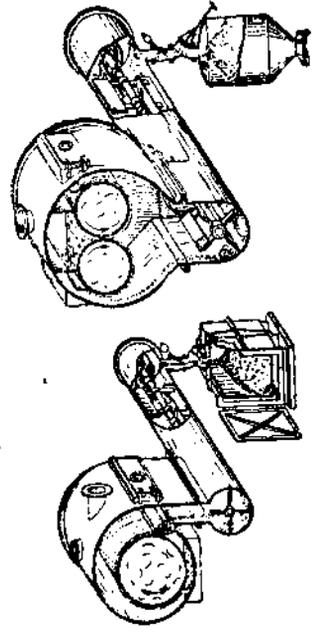
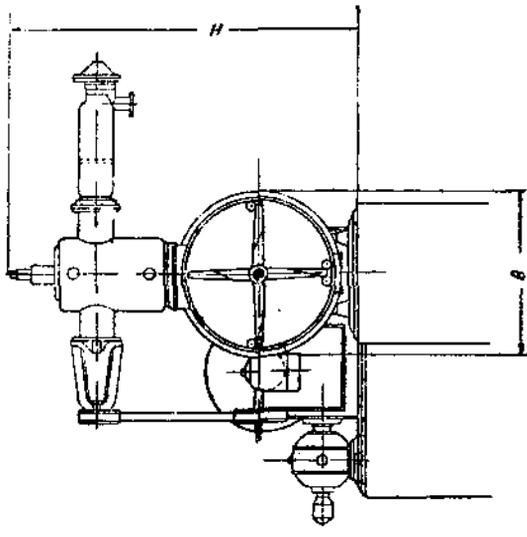
Техническая характеристика сушилок Венулет (фиг. 121)

Цилиндр		Емкость, л		Поверхность нагрева м ²	Вес железного корпуса кг	Габарит в мм		
диаметр мм	длина мм	общая	полезная			B	L	H
700	4000	1545	500	7,5	5600	1,0	5,7	1,8
800	4000	2010	700	8	6400	1,1	6,2	2,1
1000	4000	3135	1000	11	8000	1,30	6,2	2,9
1200	4000	4520	1500	13	9600	1,55	6,25	3,25
1250	4000	4900	1650	14	1000	1,6	6,4	3,3

Примечание. Число оборотов равно 5—6 в минуту.



Фиг. 121. Разрез барабанной сушилки Велулет.

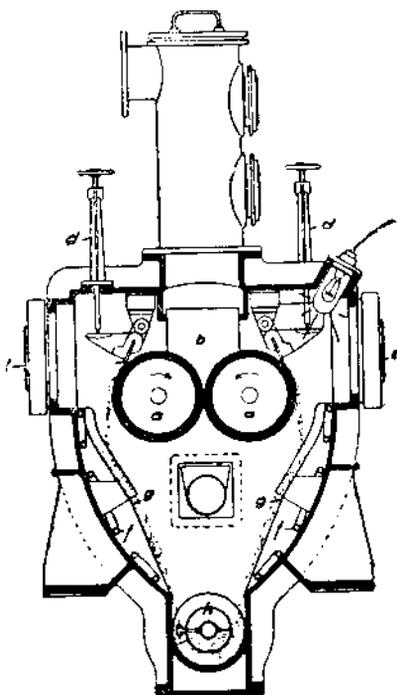


Фиг. 122. Схема вакуум-сушильных валцев.

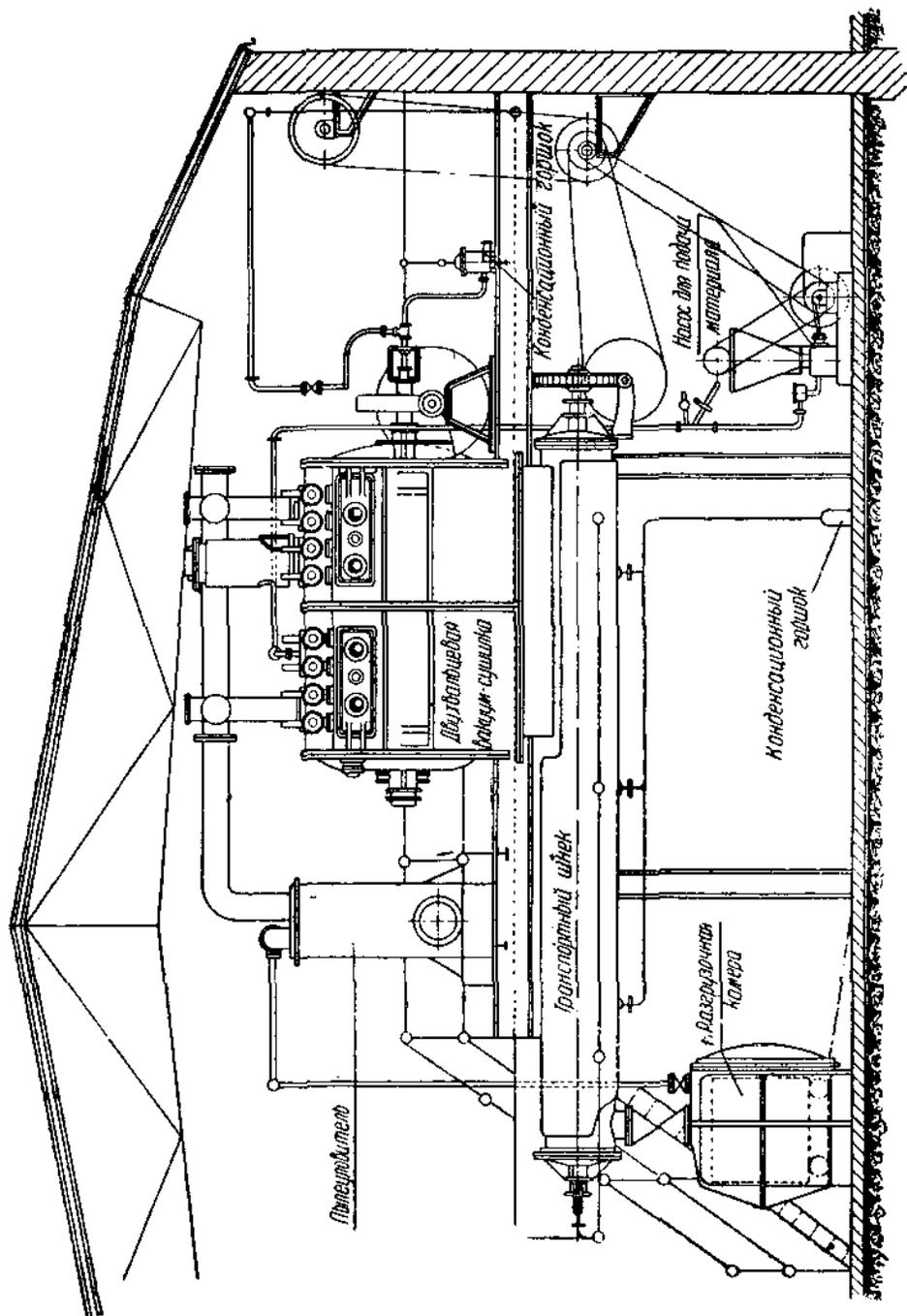
III. Вальцевые вакуум-сушилки строятся в виде одновальцевых, двухвальцевых аппаратов и в виде сушилок пленочного типа (тонкий слой материала). Принцип работы первых двух схематически показан на фиг. 122; разгрузка высушенного продукта осуществляется в замкнутых сосудах под вакуумом.

Одновальцевая вакуумсушилка состоит из корпуса с торцевыми крышками, сушильного вальца с цапфами, ножевого механизма, привода и прочих мелких деталей. Корпус и крышка — из непористого чугуна. Внутри корпуса по стенкам помещены змеевики в верхней части нагревающие — для предупреждения конденсации паров, в нижней охлаждающие — для охлаждения раствора или нагревающие — в зависимости от свойств высушиваемого материала. В тех случаях, когда высушиваемый материал может претерпеть химические реакции от соприкосновения с чугуном или железом, корпус выкладывается листами меди, алюминия или стали марки V2A. Вдоль корпуса по сторонам устроены дверцы со смотровыми окнами. Кроме того, корпус снабжен штуцерами, смотровыми окнами, лазами и прочими деталями. Валек внутри полый, сделан из высокосортного непористого чугуна или из бронзы, обточен и отшлифован. Привод от трансмиссии — через ступенчатый шкив или индивидуальный от мотора через редуктор, причем для регулирования числа оборотов между мотором и редуктором устанавливается специальный прибор для изменения числа оборотов в пределах 1—10 об/мин. Ход работы протекает следующим образом. По достижении необходимого вакуума засасывается подлежащий сушке жидкий шлам. На вращающемся сушильном валке, погруженном в раствор, образуется тонкий равномерный слой, который высушивается до желаемого влагосодержания за время одного оборота валка. Высушенный материал, снятый с поверхности валков особыми ножами, поступает непосредственно в вакуум-разгрузочный ящик или при помощи транспортнх шнеков, устанавливаемых в корпусе сушилки, подводится к разгрузочным аппаратам и аппаратам последующей суши. Один квалифицированный рабочий может обслужить 1-2 установки.

Технические данные одновальцевых вакуумсушилок приведены в табл. 46 (нормали ГНИИХМ).



Фиг. 123. Схема двухвальцевой вакуумсушилки.



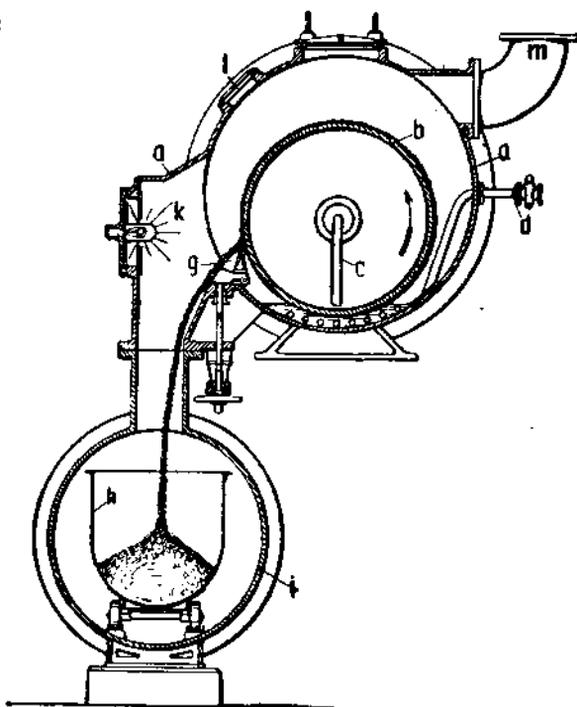
Фиг. 124. Чертеж механизированной вальцевой вакуумсушильной установки.

Таблица 46

Характеристика одновальцовых вакуум-сушилок

№ аппарата	Сушильные вальцы		Поверхность нагрева м ²	Габарит в м			Приближительный расход энергии л. с.	Приближительный вес кг
	диаметр мм	длина мм		ширина	длина	высота		
1 В-5507	550	700	1,2	1	1,8	1,8	3,4	3400
1 В-5514	550	1400	2,4	1	2,5	1,8	1	4600
1 В-5521	550	2100	3,6	1	8,3	1,8	1,5	6000
1 В-7521	750	2100	4,9	1,5	3,5	2,5	2,5	7000
1 В-7528	750	2800	6,6	1,5	4,3	2,5	3,5	8000
1 В-7535	750	3500	8,2	1,5	5,2	2,5	4,5	9000
1 В-10035	1000	3500	11	1,8	5,3	3	5	1400
1 В-10042	1000	4200	13,2	1,8	6,1	3	6	1600
1 В-13042	1300	4200	17,1	2,2	6,1	3,5	7	2000

Двухвальцевые сушилки конструкции Э. Пассбург, работающие при разрежении, представлены на фиг. 123. Сушильные валки *a* вращаются в разные стороны (по нормам ГНИИХМ — один валок неподвижный). Специальные регулирующие винтовые приспособления *d* направляют и регулируют съём продукта с валков. Отсос воздуха происходит через верхние приемные колпаки: с двух сторон в *l* устроены смотровые стекла, освещенные изнутри электрической лампой. Пар подается через наружные сальники в полые валики, кроме того в нагревательные трубки *f*. Подача продукта осуществляется из коробки *b*. Высушенный продукт спадает



Фиг. 125. Схема вакуумсушилки пленочного типа.

тонким слоем по наклонным плоскостям *g* и уводится наружу по шнеку *h*. Нормальное число оборотов 1-6 об/мин. Способ работы тот же, что и в описанных выше одновальцевых аппаратах. Общая монтажная схема всей установки с подобным оборудова-

нием изображена на фиг. 124 причем показанное на ней обильное применение ременной передачи вряд ли может быть рекомендовано. Габариты и прочие цифровые показатели нормализованных двух-вальцевых вакуумсушильных аппаратов приведены в табл. 47.

Таблица 47

Характеристика двухвальцевых сушилок по нормам ГНИИХМ

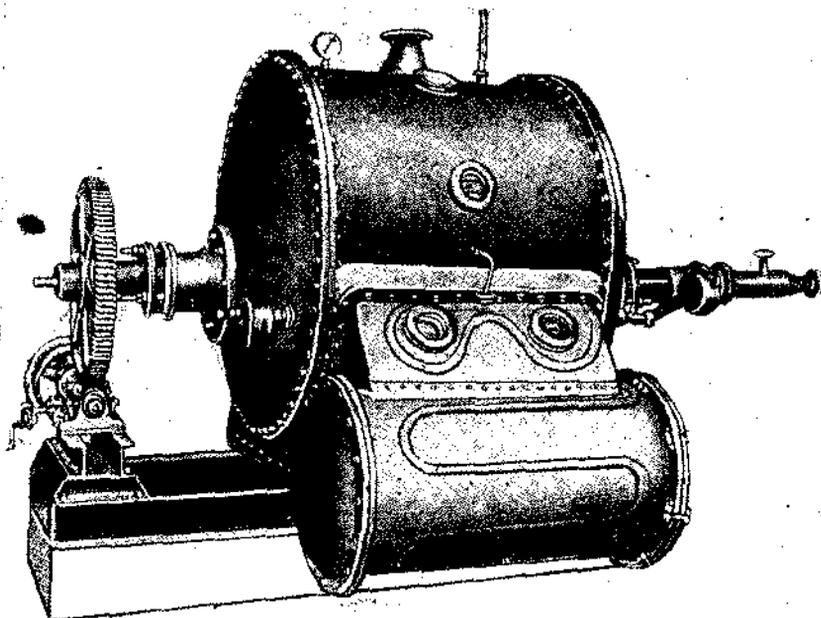
№ аппарата	Сушильный валок		Поверхность нагрева, м ²	Габарит, в м			Приблизительный расход энергии л. с.	Приблизительный вес, кг
	Диаметр мм	длина мм		ширина D	длина F	высота H		
2В-3007	300	700	1,3	1,2	1,8	2,6	1	4000
2В-3014	300	1400	2,6	1,2	2,5	2,6	1,8	4800
2В-3021	300	2100	3,9	1,2	3,3	2,6	2,5	5600
2В-5514	550	1400	4,8	1,9	2,5	3,3	3	9000
2В-5521	550	2100	7,2	1,9	3,3	3,3	4	11000
2В-7521	750	2100	9,9	2,5	3,5	4	4 1/2	15000
2В-7528	750	2800	13,2	2,5	4,3	4	6	18000
2В-10026	1000	2800	17,5	3	4,5	4,6	7	24000
2В-10035	1000	3500	22	3	5,3	4,6	8	28000

Близко примыкают к вальцевым сушилкам аппараты пленочного метода сушки, два примера которых приведены ниже. Фиг. 125 изображает сушилку системы Пассбург. Здесь в неподвижном цилиндрическом корпусе *a* медленно вращается полый валек *b*, в нижней своей поверхности слегка погруженный в высушиваемый раствор и изнутри подогреваемый через трубу *c* паром. Обрабатываемый раствор также дополнительно подогревается змеевиками, питаемыми через кран *d*. Отсос паров производится через штуцер *m*. Смотровое стекло *l* и электролампа *k* позволяют вести контроль за ходом сушки и регулируя нижний вентиляльный клапан, снимать определенный слой сухого продукта, спадающего в корытообразный подвижный сборник *h*, заключенный в изолированный цилиндр *i*. По наполнении этой корытообразной тележки процесс приостанавливается для ее разгрузки. Внешний вид аппарата в выполнении завода Dinsckels u. Sohn показан на фиг. 126.

Еще большей эффективности достиг конструктор Нейбаккер, используя до предела идею тонкослойной высушки. Предложенный им аппарат, изображенный в общем виде на фиг. 127 и в схематическом разрезе на фиг. 128, предназначен для высушивания растворов в весьма тонком слое и работает непрерывным процессом.

Время нагрева обрабатываемой жидкости колеблется в пределах 1—2 мин., что предохраняет продукт от порчи (например свертывания белка). Применение вакуума понижает температуру в аппарате. Процесс протекает следующим образом. В питательном баке *A* (фиг. 128) поддерживается постоянный уровень жидкости. Бак этот соединен с корытообразным сосудом *B*, в котором жидкость находится на том же постоянном уровне. В сосуд *B* погружен сушильный барабан *C*, нагреваемый изнутри через полый вал паром.

Барaban *C* при медленном вращении по часовой стрелке захватывает тонкий слой жидкости, который быстро высыхает и снимается сбоку скребком с противоположной (правой) стороны. Готовый высушенный продукт собирается в приемнике *D*, рассчитанном на 3-часовой запас. Таким образом через каждые 3 часа процесс приостанавливается для разгрузки резервуара *D*. Пары растворителя поступают в конденсатор *E* и оттуда стекают в сосуд *F*. Простота ухода дает возможность обслуживать 4 аппарата одним человеком. Техническая характеристика и габариты сушилки даны в табл. 48.

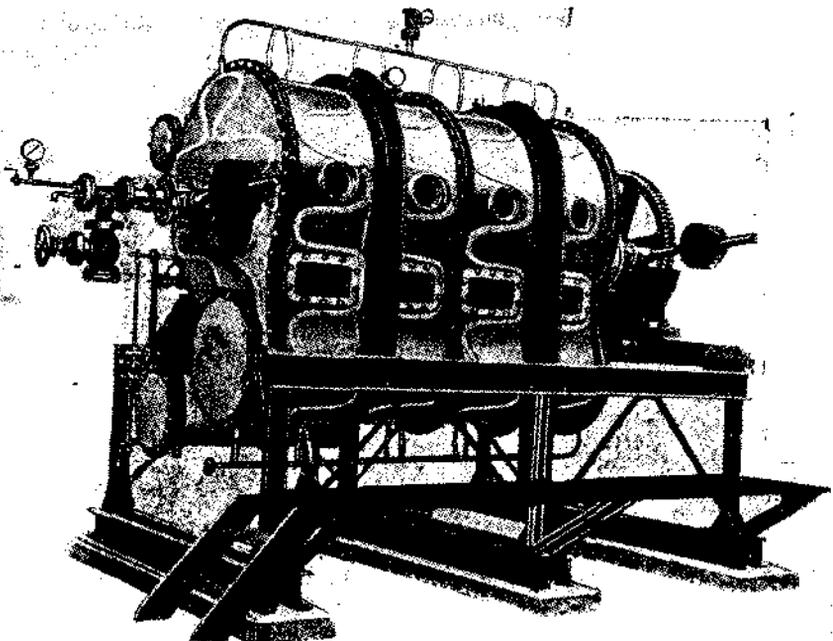


Фиг. 126. Общий вид вакуумсушилки плечного типа.

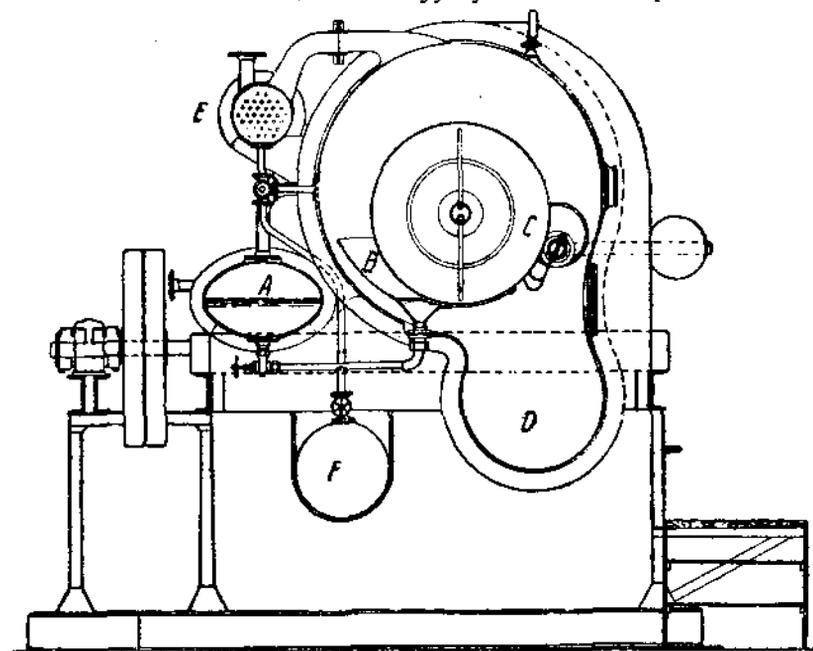
Таблица 48
Характеристика сушилки Нейбаккера

Длина, мм	Ширина мм	Высота мм	Сушильный барабан		
			поверхность нагрева м ²	диаметр мм	длина, мм
3100	2000	2300	2,29	500	1500
3900	2800	2700	4,70	750	2000
5400	3600	3200	9,40	1000	3000

По данным Нейбаккера аппарат с диаметром цилиндра 750 мм длиной 2000 мм. и поверхностью нагрева 4,7 м² испаряет в час



Фиг. 127. Общий вид вакуумсушилки Нейбакера.

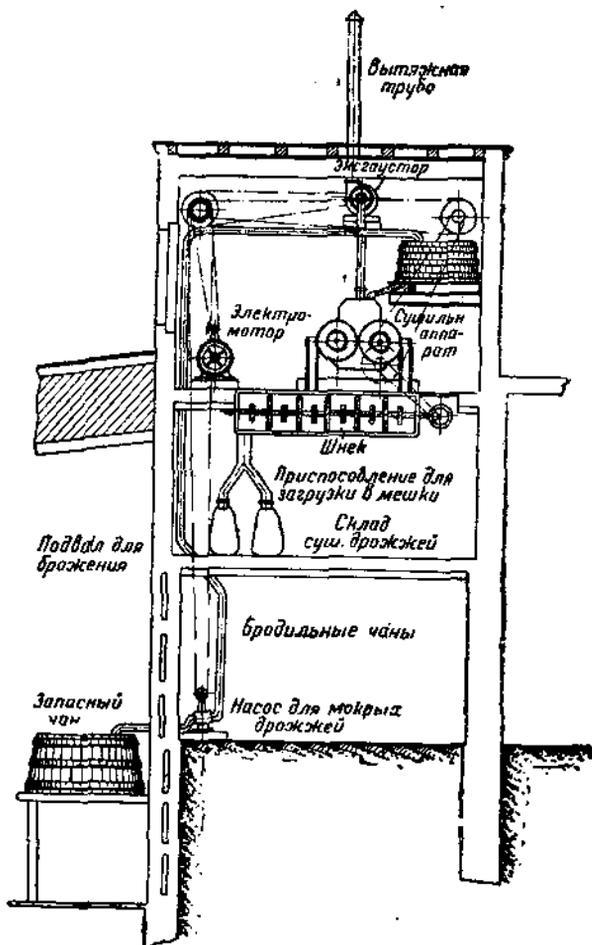


Фиг. 128. Схематический разрез сушилки Нейбакера.

80—300 кг воды, расходуя 1,35 кг пара на 1 кг испаренной воды и затрачивая при этом 2,5-3 л. с.

Интересный пример применения вальцевой вакуумсушилки системы Э. Пассбурга встречаем в процессе сушки дрожжей (фиг. 129)¹. Сушильный аппарат состоит из чугунного кожуха, в котором имеются отверстия и патрубки для точного наблюдения за работой аппарата. В кожухе помещается чугунный цилиндр, обогреваемый паром.

Жидкие дрожжи непрерывно всасываются вследствие вакуума в барабанный кожух. Барабан погружен в дрожжи, и на верхней поверхности его образуется тонкий дрожжевой слой, который просыхает с вращением барабана и снимается скребками. Сухие дрожжи, измельченные специальным крылом, попадая на два шнековых транспортера, из которых первый находится в барабанном кожухе, а второй под кожухом, передаются в специальный загрузочный ящик, также находящийся вместе с соединяющим шнеком под вакуумом. В загрузочном ящике находится специальный сосуд для приема сухих дрожжей. Как только этот сосуд наполнится, закрывают вентиль, находящийся между загрузочным



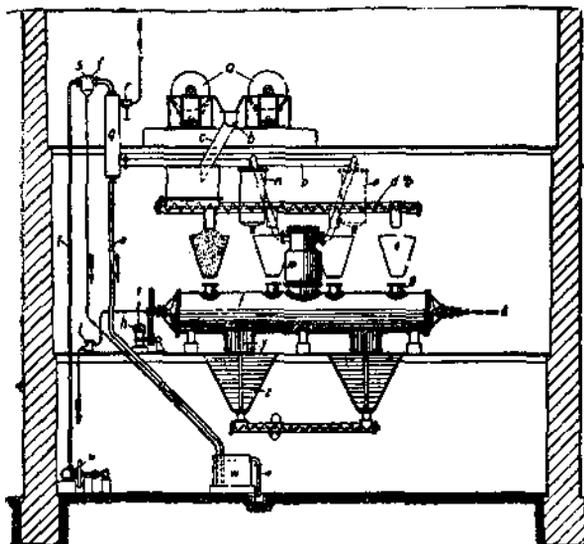
Фиг. 129. Схема вакуумсушильной установки для сушки дрожжей.

ящиком и вторым шнеком, и в ящик впускают воздух, дверцу открывают и вынимают сосуд с сухими дрожжами, на место которого ставят пустой. Дверцу чугунного загрузочного ящика вновь закрывают и через особый трубопровод в ящике снова создается вакуум.

¹) Журн. „Хим. пром.“, 1925, № 11.

Сушка в барабане протекает непрерывно. Сухой продукт собирается во втором шнеке. Когда в нижнем загрузочном ящике создается такое же разрежение, как и в самом сушильном барабане, открывается вентиль, и сухие дрожжи снова попадают в деревянный сосуд.

Фиг. 130 изображает схему установки для высушивания под вакуумом системы Э. Пассбург и Б. Блок, где обозначены: *a* — вакуумфильтры, *b* — сборный шнек, *c* — спускной лоток, *d* — распределительный шнек, *e* — мерники-бункера, *f* — вакуумсушилка с лопатками, *g* — приемный загрузочный штуцер, *h* — редуктор, *i* — мотор, *k* — штуцер для входа пара, *l* — конденсационный горшок, *m* — сборник вторичных паров, *n* и *o* — конденсаторы, *p* — трубопровод, соединяющий их со сборным барометрическим конденсатором *q*, *r* — впускной кран для охлаждающей воды, *s* — водоотделитель, *t* — воздушная всасывающая магистраль, *u* — сухой вакуумнасос, *v* — труба для спуска конденсата, *w* — бак для конденсата, *x* — сливная труба, *y* — шлюзовой затвор, *z* — бункер готового высушенного продукта.



Фиг. 130. Схема автоматической вакуумсушильной установки по Пассбургу и Блоку.

Описанный тип сушилки является переходной конструкцией к аппаратам автоматического действия.

IV. Автоматические вакуум-сушилки. Изображенная на фиг. 131 автоматически вращающаяся вакуумсушилка представляет собой вращающийся цилиндр (в котором создается вакуум) с паровой рубашкой, крышками и внутренней мешалкой с гребками. Вращаются мешалка и цилиндр или только цилиндр.

Передача осуществляется посредством набора шестерен от трансмиссии или непосредственно от мотора с редуктором. В больших аппаратах вал мешалки сконструирован в виде трубы и обогревается паром. Для увеличения поверхности нагрева ставят также боковые нагревательные трубы. Аппарат имеет один или несколько люков, которые одновременно служат для загрузки и выгрузки материала. В остальном по конструкции автоматически вращающаяся вакуумсушилка сходна с вакуумсушилкой с гребками, описанной выше.

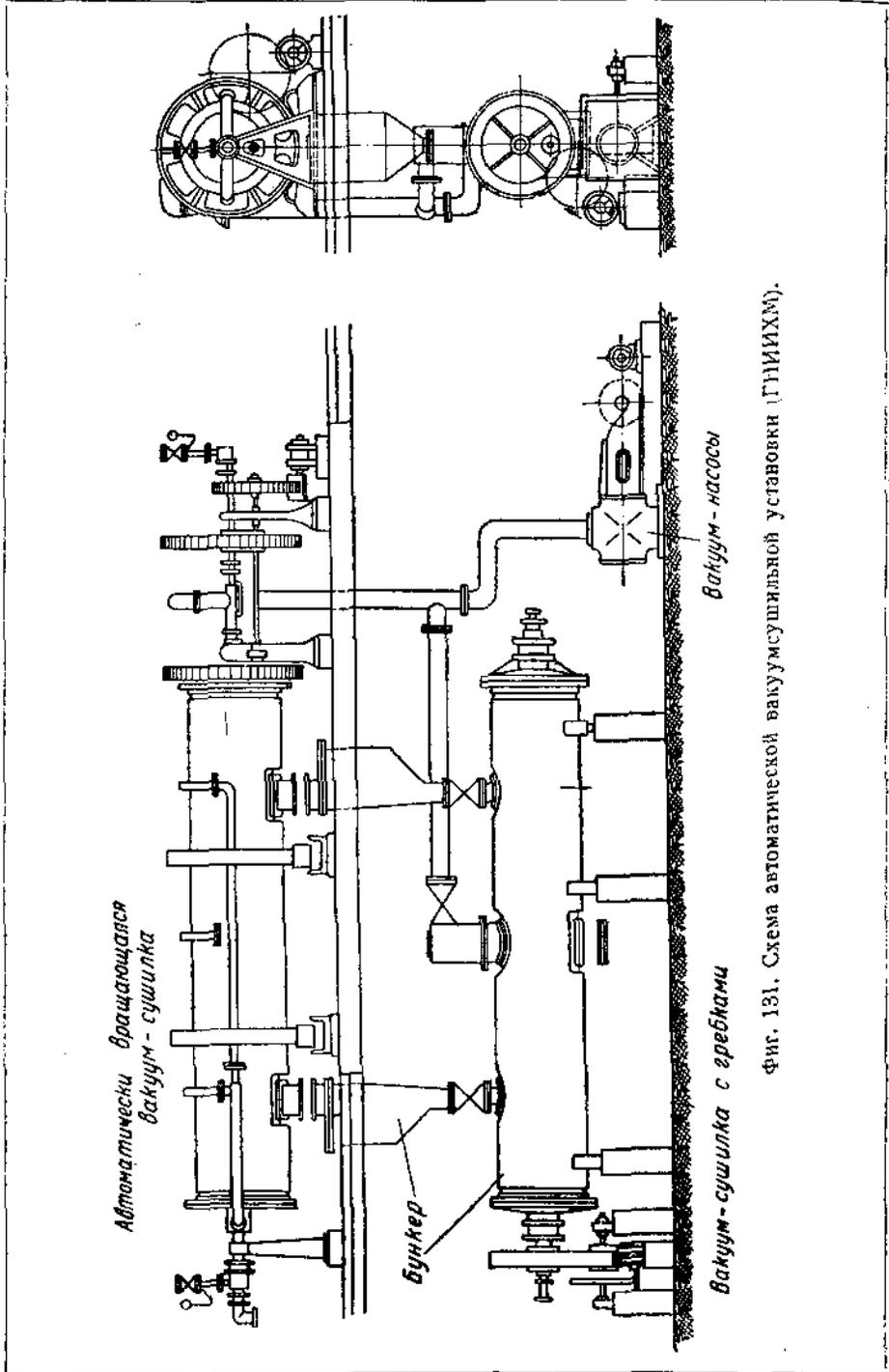
Работа протекает так. При загрузке аппарат устанавливается

Т а б л и ц а 49

Характеристика автоматических вращающихся вакуум-сушилок с числом 5 об/мин.

Марка аппарата по ГИНИИМ	Размеры цилиндра		Диаметр внутренних нагревательных труб (мм)	Боковая нагревательная труба		Приближенная высота поверхности нагрева (м)	Приближенная емкость (л)	Тяго для загрузки		Габариты		Приближенный расход энергии (к. с. вч)	Приближенный вес кг
	диаметр мм	длина мм		число	диаметр мм			число	длина мм	высота мм	длина мм		
A-7520	750	2000	—	—	—	3,6	800	300	300	1,1	4	1,2	3100
A-7521	750	2000	273	—	—	5,3	750	300	300	1,1	4	1,2	3750
A-7530	750	3000	—	—	—	6	1200	300	300	1,1	5	1,2	3500
A-7531	750	3000	273	—	—	8,5	1100	300	300	1,1	5	1,2	4200
A-7540	750	4000	—	—	—	7,9	1600	300	300	1,1	6	1,2	3800
A-7541	750	4000	273	—	—	11,3	1500	300	300	1,1	6	1,2	4700
A-1030	1000	3000	—	—	—	7,5	2200	450	450	1,4	5	1,5	4600
A-1031	1000	3000	426	—	—	11,2	1900	450	450	1,4	5	1,5	5400
A-1010	1000	4000	—	—	—	10,2	2900	450	450	1,4	6	1,5	5000
A-1041	1000	4000	426	—	—	15,2	2500	450	450	1,4	6	1,5	5900
A-1050	1000	5000	—	—	—	13,2	3600	450	450	1,4	7	1,5	5100
A-1051	1000	5000	416	—	—	19,5	3100	450	450	1,4	7	1,5	6500
A-1231	1200	5000	—	—	—	25	4200	550	550	1,7	7,5	1,8	8800
A-1252	1200	5000	—	12	121	46	4100	550	550	1,7	7,5	1,8	10200
A-1261	1200	6000	—	—	—	31	5000	550	550	1,7	8,5	1,8	9800
A-1262	1200	6000	—	12	121	50	4900	550	550	1,7	8,5	1,8	11400
A-1271	1200	7000	—	—	—	36	5850	550	550	1,7	9,5	1,8	11000
A-1272	1200	7000	—	12	121	66	5700	550	550	1,7	9,5	1,8	12600
A-1281	1200	8000	578	—	—	41	6700	550	550	1,7	10,5	1,8	12200
A-1282	1200	9000	—	12	121	76	6600	550	550	1,7	10,5	1,8	14000
A-1291	1200	9000	—	—	—	46	7550	550	550	1,7	11,5	1,8	13600
A-1292	1200	9000	—	12	121	86	7450	550	550	1,7	11,5	1,8	15400
A-12101	1200	10000	—	—	—	57	8800	550	550	1,7	12,5	1,8	15000
A-12102	1200	10000	—	12	121	101	8700	550	550	1,7	12,5	1,8	16400
A-1591	1500	9000	900	—	—	62	10000	650	650	2	11,5	2,1	22600
A-1592	1500	9000	578	30	102	135	11000	650	650	2	11,5	2,1	23600
A-15101	1500	10000	900	—	—	73	11500	650	650	2	12,5	2,1	24600
A-15102	1500	10000	578	30	102	159	12500	650	650	2	12,5	2,1	27600

Примечания: 1) Размеры труб по каталогу металл. заводов
2) Для сыпучих тел с уд. весом 1



Фиг. 131. Схема автоматической вакуумсушильной установки (ГТИИХМ).

так, чтобы люки находились наверху. Во время загрузки цилиндр неподвижен, мешалка вращается.

По окончании загрузки люк закрывают и цилиндр приводят в движение. Мешалка или вращается или неподвижна — в зависимости от состояния высушиваемого материала. Создается вакуум, одновременно ведется обогрев паром. По окончании сушки цилиндр останавливается в момент, когда люк находится внизу.

Прекращают вакуум и впускают воздух. Мешалка вращается и опоражнивают цилиндр в 10—15 мин.

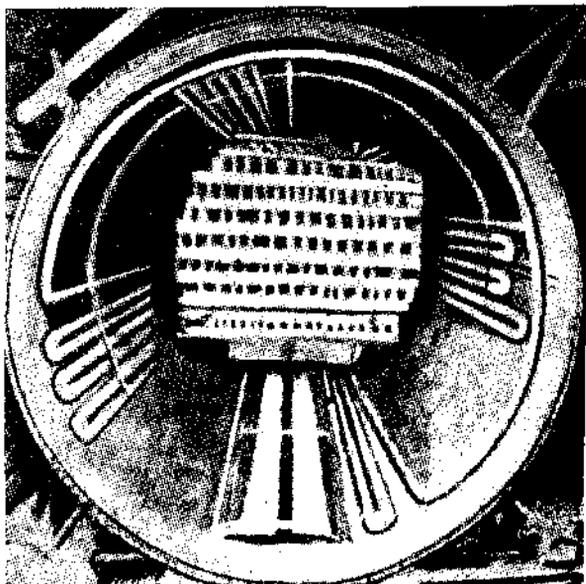
Габариты и прочие размеры нормализованных автоматических вращающихся вакуум-сушилок приведены в табл. 49.

V. Вакуум-сушилки специальных конструкций. Из новейших вакуумсушилок, применяемых в последнее время в Западной Европе с высоким вакуумом, доходящим до 99,7% (например при сушке дерева), надо указать сушилку системы Фриберга (фиг. 132).

Основной частью установки является вакуумнасос, представленный в двух положениях поршня на фиг. 133 и отличающийся следующими конструктивными особенностями¹⁾.

Крышка 9 не прикреплена к телу цилиндра, а лежит свободно на его кромке.

При верхнем положении поршня крышка несколько приподнимается над телом цилиндра. Кроме того, в крышке находится всасывающая трубка 11, соединяющая полость крышки с внутренностью сушильного цилиндра. Кулачковый вал 12 вращается с такой же скоростью, как и вал насоса. Как только поршень начинает опускаться из своего высшего положения, кулачковый вал 12 начинает поворачиваться в направлении, указанном стрелкой; прижимающая вилка освобождается и нажимает на крышку цилиндра, заставляя ее следовать движению поршня, пока она не ляжет на шлифованные кромки тела цилиндра. При дальнейшем вращении кулак 13 надавливает на всасывающий клапан 7, благодаря чему



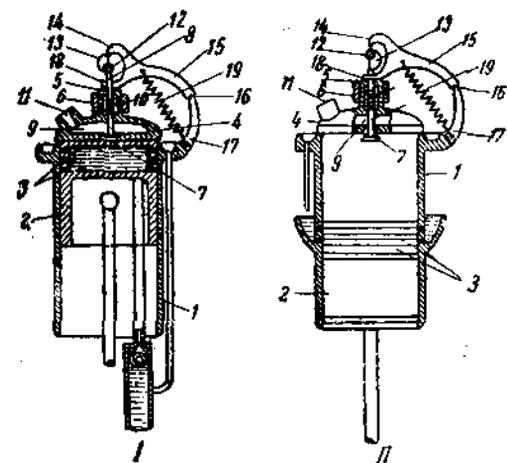
Фиг. 132. Внутренний вид сушильного шкафа системы Фриберга.

¹⁾ Подробно см. журнал „Предприятие“, 1929, №3, стр. 62, статья ниж. Мовшовича.

устанавливается сообщение между внутренностью сушильного цилиндра и цилиндром насоса. Движение насоса вниз засасывает воздух из сушильного цилиндра. Как только поршень начинает подниматься кверху, дальнейшее вращение кулачкового вала высвобождает всасывающий клапан 7, который под давлением пружины 10 входит в свое седло и закрывает

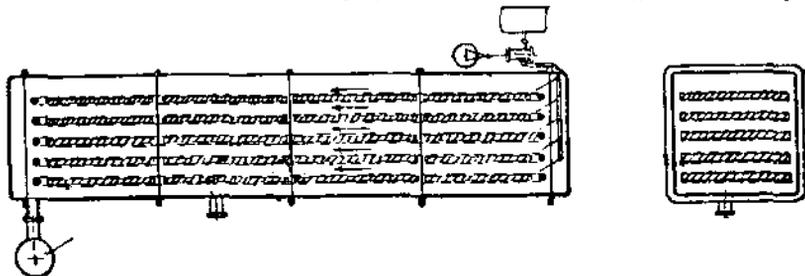
сообщение с сушильным цилиндром. Вместе с тем кулак 13 приподнимает вилку 15, отчего давление на крышку цилиндра прекращается, и засосанный из сушильного цилиндра воздух без контрдавления эвакуируется наружу. Благодаря такому устройству насоса в нем отсутствует вредное пространство, чем и объясняется достигаемый им высокий вакуум.

Расход пара на испарение воды при сушке дерева составляет 1,25—1,45 кг на 1 кг удаленной из древесины воды.



Фиг. 133. Вакуумнасос к сушилке системы Фриберга.

Опишем конструкцию вакуумсушилки, использующей принцип ленточной сушки в замкнутой камере, находящейся под вакуумом. Фиг. 134 изображает схему такого аппарата, построенного по герм. патенту № 141184 бр. Гласс фирмой Volkmar Hönig в Гейденау (Гер-



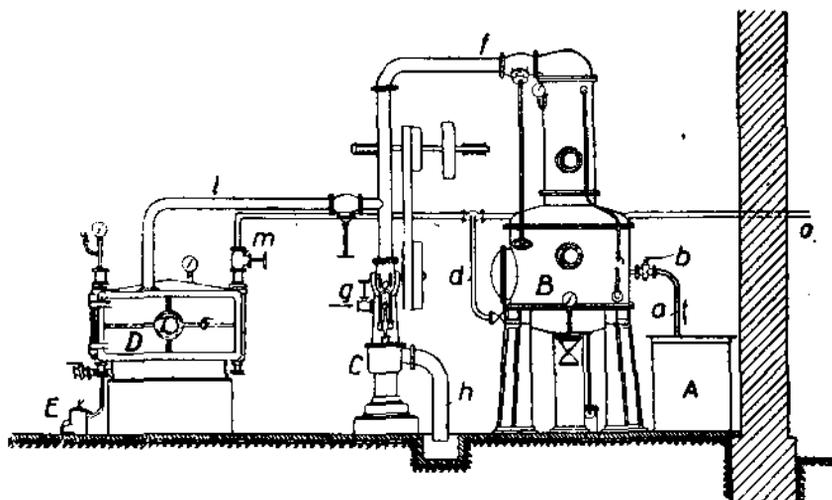
Фиг. 134. Ленточная вакуумсушилка.

мания). Наибольшие затруднения конструктивного порядка в таких аппаратах представляют загрузка и опорожнение сушилки, ввиду чего приходится устанавливать специальные сальники, уплотнения и т. д., в особенности в местах привода во вращение довольно многочисленных валков и тому подобных деталей.

В заключение приводим общую схему установки (фиг. 135), где выпарной вакуумаппарат В, имеющий назначением предварительную концентрацию раствора, обслуживается мокро-воздушным насосом С, работающим и на поддержание разрежения в вакуумсушильном

шкафу *D*. Прочие части установки: *A* — сборник жидкого раствора, поступающего на выпаривание по трубе *a*, *o* — общий паропровод с ответвлениями; *d* — к выпарному аппарату *B* и *m* — к шкафу *D*; *f* и *l* — соответствующие линии вторичных паров из выпарного аппарата и из шкафа, *g* — подача охлаждающей воды к насосу, *h* — спускная коммуникация от насоса, *E* — конденсационный горшок.

Расход тепла у вакуумсушилок всех типов доходит до 800—1600 *Кал/кг* испаренной воды. Наибольшей производительностью отличаются вальцевые сушилки, у которых с 1 *м*² поверхности в за-



Фиг. 135. Общая схема установки выпарного аппарата с сушилкой.

висимости от рода материала, его влажности, степени разрежения и температуры теплоносителя можно испарять 12—40 *кг* влаги в час.

3. Достоинства сушки с разрежением

Преимущество сушки под вакуумом перед сушкой при атмосферном давлении заключается в том, что при разрежении жидкости кипят и испаряются при значительно низшей температуре, чем при атмосферном давлении; в результате достигается большая разность температур между греющим телом и испаряемой жидкостью и, как следствие, лучшая теплоотдача и больший тепловой эффект, снимаемый с каждого кв. м. поверхности нагрева.

Поэтому при вакуумной сушке можно ограничиться в качестве теплоносителя паром низкого давления и даже использовать мягкий пар давлением 0,5 *ат* взамен обычного в практике барометрических сушилок греющего пара давлением 3—4 *ат*. Вопрос использования отработанного пара получает здесь реальное осуществление, и даже при этом сохраняется значительный термический перепад, так как процесс сушки протекает вполне нормально при температурах порядка 40—50° *Ц*.

Помимо этого в вакуумных сушилках легко подвергаются испарению высококипящие растворы, обработка которых при нормальном атмосферном давлении ставит высокие требования к температуре теплоносителя (250—300°), не всегда могущие быть осуществленными в заводских условиях. В сушилках с разрежением можно рассчитывать на успешное испарение влаги даже при разности температур в 10—8°.

Важным достоинством вакуумсушилок является их герметичность, благодаря которой исключена возможность выделения опасных и ядовитых газов, пыли и т. п. — обстоятельство, имеющее немаловажное значение в процессах высушивания авиационных красок, свинцовых белил, цианистого калия и т. п. продуктов.

Далее, как уже было упомянуто, преимущество вакуумсушки заключается в предотвращении окисления (например жиров), которое легко может возникнуть при сушке в обычных воздушных сушилках при высоких температурах.

Сильно гигроскопичные вещества, как например калийная селитра, хлористый кальций, нитрат аммония, не могут быть высушены при атмосферном давлении, так как поглощают влагу, содержащуюся в воздухе. Высушивание подобных продуктов под вакуумом, даже до конечной влажности $\omega_2 = 0$, не вызывает здесь особых затруднений.

Следует отметить, что большие объемы воздуха, подводимые в обычных воздушных сушилках с значительным возможным содержанием бактерий, входящих в соприкосновение с высушиваемым веществом, подвергают последнее серьезной опасности занесения инфекции и могут влиять на качество запаха. В вакуумсушилках возможность подобных явлений исключена.

Сушка взрывчатых веществ осуществляется в настоящее время преимущественно в вакуумсушилках, представляющих относительный минимум взрывоопасности и воспламенения.

Наконец, в сушильных установках, работающих с разрежением, осуществимы улавливание и регенерация различных ценных паров растворителей, содержащихся в высушиваемом материале, как то: бензин, спирт, эфиры, сероуглерод и т. д.

Скорость испарения влаги, определяющая производительность вакуумсушилок, зависит от следующих факторов:

- 1) толщины слоя высушиваемого вещества;
- 2) метода передачи тепла (непосредственное соприкосновение, излучение и т. д.), т. е. конструкции поверхности нагрева и источника тепла;
- 3) разности температур греющего тела и сушки (испарения влаги).

Следующий простой числовой пример наглядно демонстрирует значение последнего фактора.

Пусть температура стенки поверхности нагрева равна 120°. При испарении воды под нормальным давлением, т. е. при температуре 100°, разность температур составляет 120 — 100 = 20°. Если же вести процесс испарения воды, например, при разрежении 0,072 кг/см² (остаточное давление 75 мм ртутного столба), то точка кипения

понижается примерно до 40° и в этих условиях разность температур составит $120-40=80^{\circ}$, т. е. увеличивается в 4 раза.

Продукты сушки с разрежением охватывают довольно обширный контингент наименований материалов. К числу таковых в химической промышленности принадлежат: краски, красильные экстракты, цианистый калий и цианистый натрий, свинцовые белила, окись цинка, сульфат меди, камфора, свинцовый сахар, виннокаменная кислота, катализаторные массы, селитра, соли, хлораты, пикриновая кислота, галлерта (жидкий клей), декстрин, литопон, казеин, пластмассы, дубильные экстракты, гремучая ртуть, закальная масса, каучук, сырая регенерированная резина, материалы для вулканизации, составы для катализаторной и изоляционной массы, бисульфит натрия, перхлорат аммония и много других.

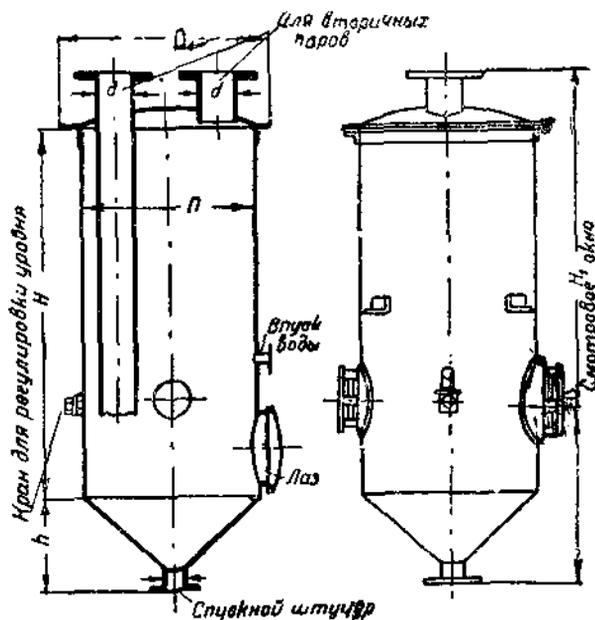
4. Установки для улавливания пыли¹⁾

Вопрос регенерации мелких частиц сушимого продукта, увлекаемых при отсасывании с вторичными парами, приобретает важное значение, в особенности в сушилках, где материал находится при сушке в движении, т. е. в сушилках с гребками, вальцевых и ленточных.

Борьба с потерями в процессе высушивания, утилизация всех частиц материала и необходимость предупреждения загрязнений трубопроводов и конденсатора заставили прибегнуть к специальному оборудованию — пылеуловителям.

Конструкция железного пылеуловителя в нормализованной разработке ГНИИХМ показана на фиг. 136. Материалом корпуса пылеуловителей служит преимущественно железо, реже чугун и в исключительных случаях медь, алюминий и другие цветные металлы, употребляемые в целях борьбы с коррозией.

Содержащие пыль вторичные пары засасываются через вакуумпаропровод в трубку, погруженную в воду или иную жидкость,

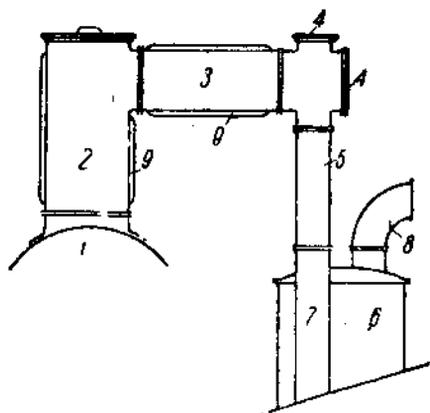


Фиг. 136. Чертеж пылеуловителя.

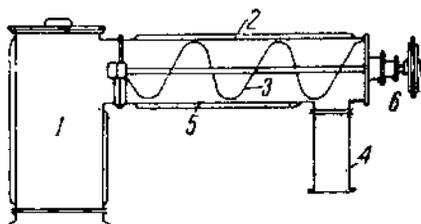
¹⁾ По материалам статьи Г. Плунс в журнале „Химстрой“, 1931, № 3—4.

наполняющую пылеуловитель до известной высоты. Пары проходят через жидкость, а пыль удерживается в ней. Освобожденные от пыли пары направляются к конденсатору. Уровень жидкости может лежать и ниже зубцов выпускной трубки в пылеуловителе; вследствие быстроты движения вторичные пары, ударяясь о жидкость, вызывают ее бурление и таким образом приводят к перемешиванию ее с пылью. Однако в большинстве случаев в целях предосторожности уровень воды в пылеуловителе держится на такой высоте, что трубка бывает погружена в нее на несколько см; это гарантирует еще лучшее перемешивание пыли с жидкостью и полную регенерацию пыли. Пылеуловители должны быть установлены достаточно высоко, чтобы избежать возможности попадания брызг жидкости в конденсатор. Пылеуловитель время от времени опорожняется. Смесь, которая образовалась в нем, подвергается дальнейшей обработке различными способами в целях регенерации унесенного из сушильного аппарата вторичными парами материала. Если этот материал не растворился в жидкости, наполняющей

ее, подвергается дальнейшей обработке различными способами в целях регенерации унесенного из сушильного аппарата вторичными парами материала. Если этот материал не растворился в жидкости, наполняющей



Фиг. 137. Деталь воздуховода к пылеуловителю.



Фиг. 138. Деталь шнека для возврата пыли.

пылеуловитель, можно регенерировать твердые составные части, пропуская жидкость через остстойники, нутчи, центрофуги и затем вновь сушить их. Если же образовался раствор, его приходится выпаривать и затем сушить. На большинстве заводов можно возвращать содержимое пылеуловителя в производство в той или иной его стадии.

Проводившиеся попытки сухой очистки пыли не дали реальных результатов, так как при наличии низкой температуры вторичного пара ($40-50^{\circ}$) на фильтрующих перегородках сухих фильтров происходила конденсация вторичных паров, конденсат смешивался с пылью, что в конечном итоге сводило к нулю работу фильтра.

В целях борьбы с уносом мельчайших пылинок вторичными парами в конденсатор, необходимо избегать больших скоростей воздухопровода, которые легко могут получиться за счет большого объема, занимаемого парами при встречающемся на практике вакууме в $90-95\%$. Скорость вторичных паров не должна превышать $20-25$ м/сек.

Характеристика пылеуловителя (по фиг. 136) приведена в табл. 50.

Таблица 50

Характеристика цилиндрических пылеуловителей (к фиг. 136)

Производительность кг/час вторичных паров ¹⁾		Размеры, мм					Габариты, м			Приближительный вес кг.	
сушилки I гр.	сушилки II гр.	D	H	d	d ₁	h ²⁾	Жел.		Чуг.	железо	чугун
							D ₁	H ₁	H ₂		
до 50	до 50	400	1200	100	50	250	0,5	1,7	—	240	—
50—100	50—100	500	1500	150	65	300	0,6	2,0	1,8	310	500
100—150	150—200	600	1700	150	65	350	0,75	2,4	2,0	470	600
150—200	200—400	750	1800	200	76	500	0,95	2,7	2,1	700	900
200—400	400—700	1000	2200	300	100	600	1,2	3,2	2,5	1150	1650
400—700	свыше 700	1300	2500	400	125	700	1,5	3,6	2,8	1400	2100

Монтажная схема установки пылеуловителя показана на рис. 137, где 1—вакуумсушильный шкаф, 2—паровой колпак, 3—паропровод, 4—люк для чистки, 5—паропровод вторичных паров, 6—пылеуловитель, 7—часть трубопровода 5, погруженная в воду, 8—штуцер, ведущий к конденсатору, 9—паровая рубашка.

В целях максимального уменьшения потерь на трение в трубах и фасонных частях, вызывающих оседание пыли, коммуникация вторичных паров должна быть по возможности укорочена, пылеуловитель должен быть установлен на минимально кратчайшем расстоянии от сушильной камеры при обязательном сокращении промежуточных соединений, частей, вентилях. Последние должны монтироваться за пылеуловителем. Для предотвращения преждевременной конденсации вторичных паров до их входа в конденсатор трубопроводы надлежит снабжать паровой рубашкой.

При сушке мелкодисперсного вещества образование пыли становится весьма значительным и приходится в часть трубопровода монтировать соответствующие механические приспособления, возвращающие часть пыли обратно в сушильный аппарат.

Фиг. 138 изображает подобное устройство в виде небольшого шнека 3, установленного в трубе 2, соединяющей паровой колпак 1 с патрубком 4 пылеуловителя. Труба 2 снабжена паровой рубашкой 3. Вращение шнека осуществляется движением цепи Галля по звездочке 6. Таким путем можно вернуть в сушильный шкаф до 50% унесенной пыли. Диаметр трубы 2 соответственно должен быть увеличен во избежание увеличения скорости потока вторичных паров. На количество образуемой пыли влияют следующие факторы: 1) влажность материала начальная и конечная, 2) степень его дисперсности до и после сушки, 3) изменения структуры материала в итоге высушивания (иные вещества распа-

¹⁾ К I группе относятся вакуумсушилки для хорошо перемешиваемых материалов (сушилки с лопатками);

²⁾ В чугунном корпусе $h=0$.

даются при потере определенного процента влаги), 4) уд. в. материала, 5) степень вакуума. Количество уносимой парами пыли составляет в среднем 2⁰/₁₀ от высушенного материала, доходя в легких продуктах при $w_2 = 0$ до 10⁰/₁₀. Обслуживание нескольких сушилок одним общим пылеуловителем не рекомендуется; как правило, каждый пароотводящий штуцер должен присоединяться к отдельному пылеуловителю. При расчете размеров паропровода можно руководствоваться данными табл. 51.

Таблица 51

Диаметры паропровода при скорости вторичных паров $v = 25$ м/сек

Количество вторичного пара кг/час	Разрежение, мм ртутного столба						
	660	680	700	710	720	730	740
	Диаметры паропроводов						
50	90	100	110	125	135	155	190
100	125	140	160	175	195	220	270
150	155	170	195	210	235	270	335
200	175	200	230	245	275	315	385
250	200	220	250	275	305	350	430
300	215	240	275	300	335	385	470
350	235	260	300	325	360	415	510
400	250	280	320	350	385	445	545
450	265	300	340	370	410	470	575
500	280	315	360	390	430	495	605
550	295	330	375	410	455	520	635
600	305	345	390	430	475	545	665
650	320	355	405	445	490	565	690
700	330	370	425	460	510	585	720
750	345	380	440	480	530	605	745
800	355	395	450	495	545	625	765
850	365	410	465	510	565	645	790
900	375	420	480	525	580	665	815
950	385	430	490	540	595	685	835
1 000	395	440	505	550	610	700	855

ВЫСУШИВАНИЕ РАСПЫЛЕНИЕМ

1. Общая схема процесса. Исторический обзор

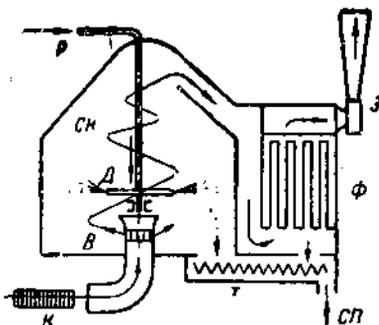
Метод высушивания распылением является интересным и экономичным способом удаления воды, основанным на распылении высушиваемого материала.

Бережно охраняемый с общетеоретической и конструктивной стороны многочисленными иностранными патентами, метод этот почти не изучен и мало освещен в нашей литературе. Проблема высушивания распыленных растворов, несмотря на ее частичное практическое разрешение, еще нуждается в серьезной научно-исследовательской проработке, представляя обильное поле работы для советского аналитика-исследователя и конструктора химического аппаратостроения.

Общая схема процесса изображена на фиг. 139. Предназначенные к высушиванию раствор, суспензия, эмульсия и т. п. жидкостная система направляется по трубопроводу *P* в специальный аппарат *Д*. В последнем происходит распыление раствора с образованием мельчайших частиц, взвешенных в туманном облаке, мгновенно распространяющемся по всей сушильной камере *СК*.

Распыленное вещество пронизывается насквозь потоками вводимого снизу горячего воздуха *B* (дымовых газов, перегретого пара), прошедшего фильтр и нагретого в калорифере *К*. Частицы вещества, отдавая влагу воздуху, спадают вниз на пол камеры и оттуда сгребаются к винтовому транспортеру *T*, в то время как увлажненный воздух экстрактором *Э* отсасывается наружу через фильтр *Ф*, оставляя в нем мельчайшие увлеченные воздухом пылинки. Последние спадают в тот же транспортер *T*, откуда весь сухой продукт удаляется через *СП*.

Таким образом в описанных сушильных установках доведен до крайности принцип всякой сушки, заключающийся в том, чтобы,

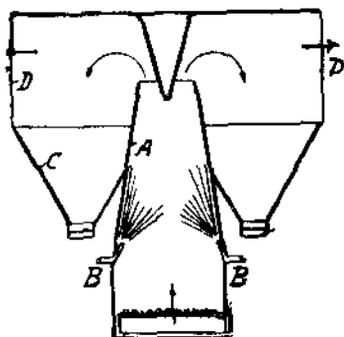


Фиг. 139. Схема сушки распылением.

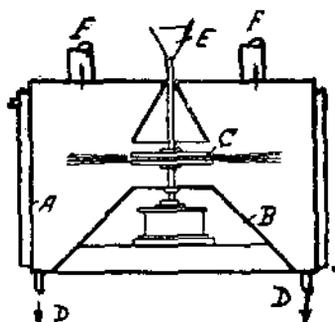
с одной стороны, разделить вещество на возможно мелкие частицы для получения максимальной поверхности соприкосновения с теплоносителем и, с другой стороны вести процесс при возможно минимальной температуре в целях экономии тепла и устранения возможности изменения качества высушиваемого материала.

Развитие описываемой сушильной аппаратуры ведет свое начало с 1872., когда впервые американец Самуэль Перси (Samuel Persy) взял патент¹⁾ на „распылительную“ сушильную машину, состоящую из камеры, куда жидкость вводилась под давлением вместе с нагретым воздухом (или газом) и подвергалась распыливанию.

Далее, Theisen в 1889 г. (Мюнхен)²⁾ запатентовал выпарной аппарат для растворов и эмульсий, в котором обрабатываемая суспензия распределялась по быстро вращающимся коническим или горизонтальным тарелкам, отстоящим друг от друга на небольшом



Фиг. 140. Сушилка системы Штауфа.



Фиг. 141. Сушилка системы Юста.

расстоянии и, разбрызгиваясь под действием центробежной силы, нап; авлялась параллельно струе горячего или холодного воздуха.

Впервые в промышленном масштабе принцип Перси удалось осуществить Штауфу (Stauf) в 1911 г. (амер. патент № 666711) для получения сухого молока, крови и т. д. Устройство, предложенное Штауфом, заключается в следующем (фиг. 140).

В камеру *A* поступает снизу горячий воздух. Распыливание жидкости выполняется боковыми форсунками *B*. Процесс высушивания происходит во время перемешивания горячего воздуха с распыленными частицами вещества. Последние, увлеченные потоками воздуха, уносятся в камеры *C*, где падают вниз, а насыщенный воздух выходит через *D* из аппарата.

По иному пути пошел А. Юст (Нью-Йорк, 1906)³⁾, предложивший способ сгущения и сушки молока, применяя в качестве теплоносителя перегретый пар.

В средней части сушильной камеры *A* (фиг. 141), обогреваемой

¹⁾ США, амер. патент № 125406.

²⁾ Герм. патент № 61260

³⁾ США, амер. патент № 888016.

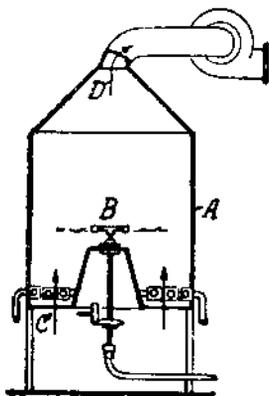
снаружи паром, на постаменте *B* быстро вращается распылительный диск *C*, приводимый в движение паровой турбиной.

Жидкость поступает на диск сверху — через воронку *E*. Отделяющиеся при распыливании водяные пары уходят вверх через *F*, а высушенные частицы спадают вниз и удаляются по трубкам *D*.

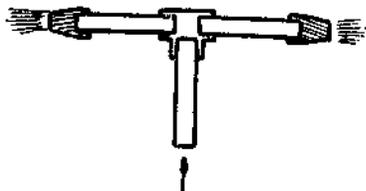
Конструкцию, приближающуюся к современным установкам, разработал в 1908 г. Осборн (Нью-Йорк)¹⁾ (фиг. 142).

Сушильная камера *A* имеет цилиндрическую форму и завершается конической крышкой. Жидкость подается снизу камеры и через вал поступает в две вращающиеся вместе с ним форсунки *B*, через торцевые отверстия которых и происходит разбрызгивание от центробежной силы вращения. Образовавшаяся пыль оmyвается струями теплого воздуха, нагнетаемого снизу через калорифер *C*, и по трубе *D* уносится вентилятором к фильтру. Фиг. 143 изображает главную деталь сушилки — распыляющий механизм, решающее значение конструкции которого впервые осознал и учел изобретатель Осборн.

После многочисленных попыток ряда конструкторов и изобретателей, не внесших существенных изменений и не открывших новых путей развития методов распыливания



Фиг. 142. Сушилка системы Осборн.



Фиг. 143. Схема работы распыляющего диска.

[патенты Meister, General Reduction (1911) Laughein (1912), Töpfer (1911—1914 г). Galland (1917—1919)]²⁾, практика современного аппаратостроения в данной сушильной области закрепила ряд нормально функционирующих типовых установок, к описанию которых и переходим.

2. Техническая характеристика современных установок

Как видно из рассмотренной схемы, основными факторами работы распыляющих сушилок являются:

- 1) приспособление для распыливания жидкости,
- 2) метод подачи, род теплоносителя и система его подогрева,
- 3) способ улавливания пылинок, т. е. очистки насыщенного влагой отработанного газа теплоносителя.

В отношении первого фактора можно зафиксировать две разновидности: первый метод — механический — состоит в том, что рас-

¹ Амер. патенты № 1007381 и 1007599.

² Герм. патент № 264992-3, 251458, 305511, 320200 и др.

пыливание вызывается действием центробежной силы, развиваемой от быстрого вращения диска, на который подается высушиваемая жидкость.

Второй метод — пневматический — заключается в нагнетании жидкости под большим давлением через сопла форсунок, создающие разбрызгивающий эффект.

Примером механического способа распыливания может служить сушилка системы Георга Краузе (Германия), запатентованная им в 1912 г. и впоследствии усовершенствованная и осуществленная рядом фирм, например Лурги (Франкфурт н/М, 1920 г.).

Как видно из фиг. 144, жидкость из мерного бака поступает самотеком на распыливающий стальной диск, вращающийся в горизонтальной плоскости и делающий от 4000 до 20000 об/мин.

Развиваемая диском окружная скорость может быть вычислена по формуле.

$$v = \frac{\pi Dn}{60} = 0,0523 Dn \text{ м/сек}, \quad (122)$$

где D — диаметр диска в м,
 n — число об/мин.

Величины достигаемых окружных скоростей приведены в табл. 52.

Таблица 52

Диаметр диска мм	Число об/мин	Фактор Dn м × об/мин	Средняя окружная скорость v м/сек
480	4 000	1920	100
500	4 000	2000	105
500	5 000	2500	131
400	7 000	2800	146
300	10 000	3000	157
160	20 000	3200	167

Центробежная сила, являющаяся функцией квадрата окружной скорости v , превращает жидкость в облако мельчайших пылинок, диаметр которых составляет 0,01 — 0,05 мм и соответственно наружная поверхность (по которой происходит испарение влаги) доходит до 300 м² на 1 л распыленной жидкости, что понижает температуру испарения воды до 40—60° и доводит длительность сушки до $\frac{1}{40}$ сек.

Фиг. 145 изображает микроснимок частиц порошка клея, высушенного механическим распылением в сушилке Краузе.

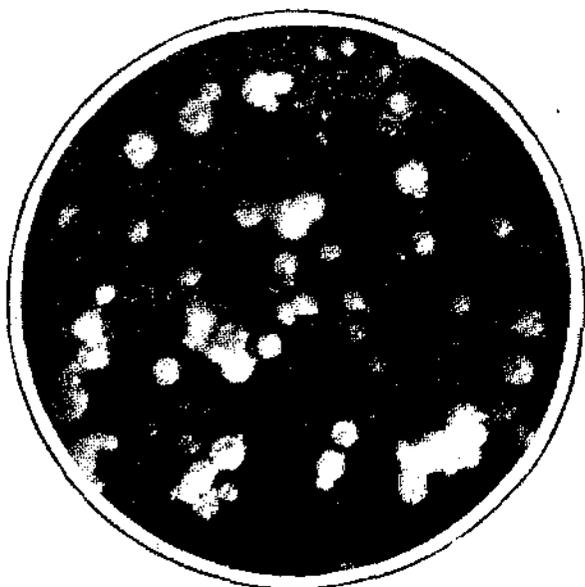
Развиваемое давление на жидкость в момент ее разделения определяется уравнением:

$$q = \gamma \frac{v^2}{g} \text{ кг/м}^2, \quad (123)$$

где γ — уд. вес жидкости в $\text{кг}/\text{м}^3$,
 v — окружная скорость в $\text{м}/\text{сек}$,
 $g = 9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Так например, при $\gamma = 1000$ и $v = 100$ величина давления будет

$$q = 1000 \frac{100^2}{9,81} = 102 \cdot 10^4 \text{ кг}/\text{м}^2 = 102 \text{ кг}/\text{см}^2$$



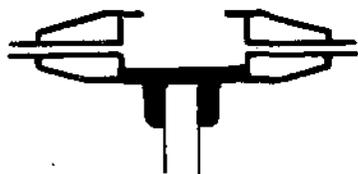
Фиг. 145. Микроснимок распыленных частиц клея.

а при обработке жидкостей с большим уд. весом величина соответственно возрастает.

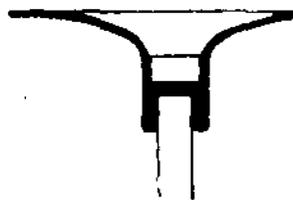
Конструкция диска и выбор окружной скорости зависят от физических свойств обрабатываемой жидкости, главным образом от вязкости и от средних цифр содержания влаги.

При обработке жидкости с малой вязкостью применяется конструкция типа, изображенного на фиг. 146. Диаметр диска 480 мм, внутренний диаметр канала, выбрасывающего струю, около 10 мм, число каналов два а более.

Фиг. 147 изображает диск для обработки вязких суспензий, имеющий форму плавной тарелки с углубленным доньшком. Распыливаемая суспензия заполняет сначала дно тарелки и затем, по мере



Фиг. 146. Диск сушилки Краузе нормального типа.



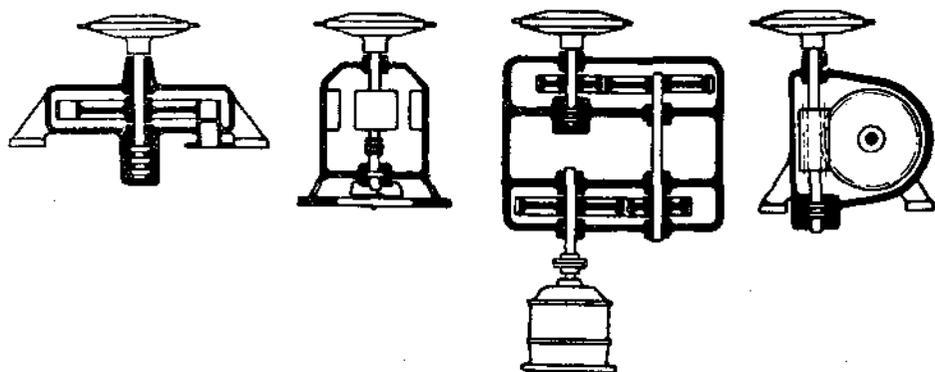
Фиг. 147. Диск сушилки для вязких жидкостей.

динамического преодоления сил внутреннего трения составных частиц, сбегает к периферии, и возрастающей центробежной силой сбрасывается с краев борта тарелки в виде мелкого облака.

Привод диска осуществляется следующими 4 способами (фиг. 148)

1) от паровой турбины, 2) от электромотора с посадкой диска на

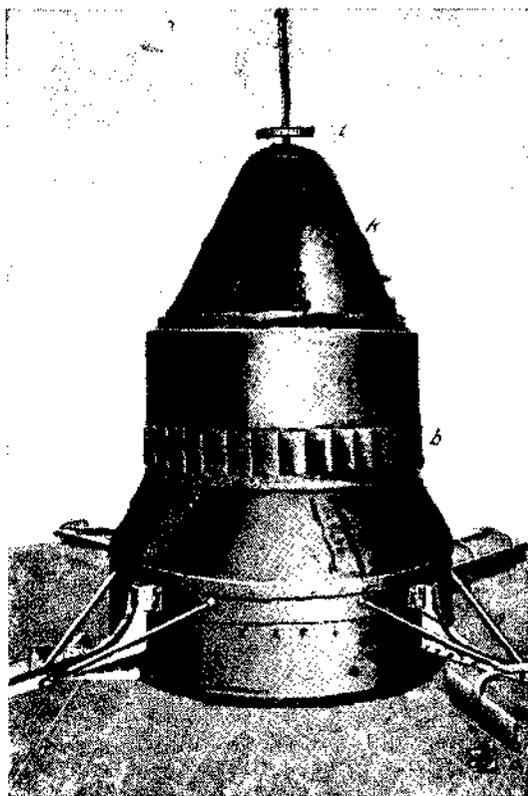
общем валу, 3) от электромотора через редуктор из двух пар цилиндрических шестерен (общее передаточное число 1:4), 4) приводом через червячную передачу.



Фиг. 148. Типы привода диска.

Диск монтируется над приводом, изолированным от сушильной камеры особым кожухом (см. выше фиг. 144), или укрепляется подвешенным к потолку сушильной башни.

В случае привода от паровой турбины, таковая питается паром давлением около 10 атм, причем отработанный пар из турбины идет во вторую секцию калорифера при давлении 2 атм (первая секция отапливается паром 3,2 атм). Подвод жидкости к распыливающему диску из бака происходит при постоянном напоре и регулируется автоматически (поплавки и т. п.). Изнутри камера выложена метлахскими плитками, что способствует лучшему осыпанию частиц сухого материала. Чистка камеры и отверстий диска обычно происходит через каждые 48 час.



Фиг. 149. Внешний вид механизма распыляющей установки.

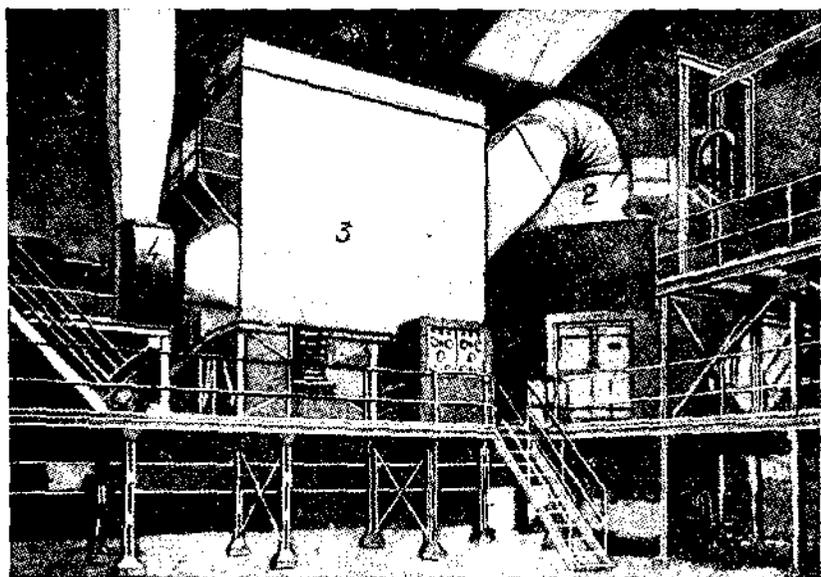
Внешний вид деталей распыливающей установки дан на фиг. 149, где видны диск *l*, выходной направляющий аппарат для нагнетаемого воздуха, кожух *k* и скребок для транспорта сухого продукта *l*.

Основная характеристика сушилок Краузе приведена в табл. 53.

Таблица 53

Производительность сушилки кг/час испар. влаги	Размеры камеры м		Расход тепла ккал/кг испар. воды	Расход энергии кв кт воды
	длина	высота		
250	4,5	5,5	1700	0,1
500	5,5	6,0	1630	0,06
1000	6,25	7,0	1500	0,04

Краткость процесса сушки и большой процент удаления влаги могут быть обеспечены лишь в том случае, когда существует зна-



Фиг. 150. Общий вид установки Лурги для сушки мыльного порошка.

чительная разность между давлением пара в среде отдельных частей жидкости и парциальным давлением пара, содержащегося в подвводимом в сушильную башню воздухе.

Практически это приводит к тому, что воздух покидает сушильную камеру с весьма малой степенью насыщения, что является общим недостатком всех сушилок распыливания, так как сильно повышает, как увидим в дальнейших расчетах, расход воздуха. †

С другой стороны, очистка такого воздуха, имеющего относительную влажность порядка 20—40%, от увлеченных им мельчайших частиц продукта не встречает затруднений в обычного типа матерчатых рукавных фильтрах.

Повышенный расход воздуха и необходимость его подачи с малой относительной влажностью приводят к большому расходу пара, достигающему в небольших установках до 2,5—3 кг на кг испаряемой воды, и обуславливает введение ряда специальных мероприятий, понижающих этот расход, как то: предварительная выпарка жидкости, использование отработанных пара и воздуха, подогрев жидкости до распыления и т. д.

Общий вид сушилки Лурги дан на фиг. 150, изображающей сушилку для мыльного порошка производительностью 2 т/час материала 40% влажности. В отдельных случаях установки для высушивания мыльного порошка могут достигать мощности 15 т/час.

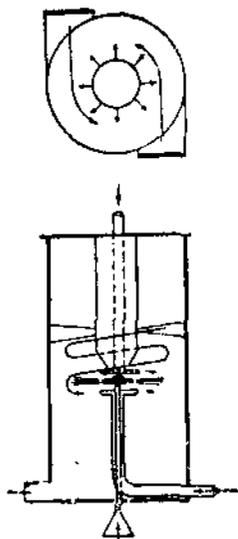
Понижение удельных расходов пара достигается за счет подобной высокой производительности. Так, по отчетным эксплуатационным данным одного молочного завода, при обработке в каждую загрузку 7300 л молока, выход сухого молока составил 670 кг. Для испарения 6880 л воды было израсходовано по точному замеру 6407 кг пара, т. е. удельный расход его составил $\frac{6407}{6880} = 0,93$ кг пара на 1 кг удаленной влаги.

Некоторое усовершенствование способа Краузе, встречающееся в герм. патенте¹⁾ известно под названием Ravo-Rapid, заключается в изменении циркуляции воздуха, описывающего, как видно из фиг. 151, винтообразное вихревое движение.

Подобные установки строит фирма Zahn и Co (фиг. 152). Область применения: жидкие и полужидкие химико-фармацевтические продукты, крахмал, мыло, желатин, дубильные и красящие вещества, молоко, яйца, кровь, фруктовые соки и т. д.

При производстве сухого кровяного порошка температура процесса сушки равна 40—60°, воздух подогревается до температуры 120—140°. Установка, выпаривающая 330 кг/час воды, расходует 12 квт энергии и 575 кг пара, т. е. удельный расход пара составляет около 2 кг пара на 1 кг испаренной воды.

Из числа новейших сушилок следует указать применяемое в производстве каучука высушивание латекса — молочного сока каучуковых деревьев. В результате испарения содержащейся в этом соке воды получается белый хлопьевидный продукт, известный в про-

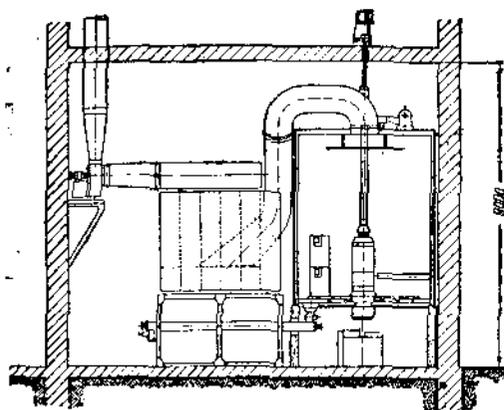


Фиг. 151. Принцип действия сушилки системы Раво-Рапид.

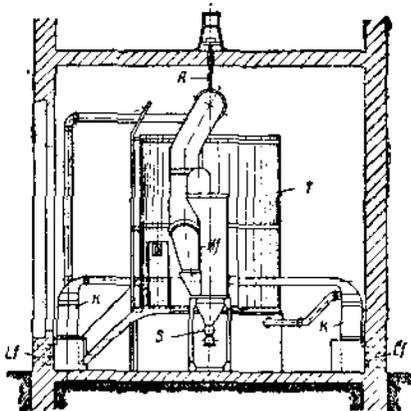
¹⁾ Герм. патенты № 404479, 406021, 473455, 1920, 1921, и 1924 гг.

мышленности под названием распыленный каучук sprayed-rubber или rubber snow.

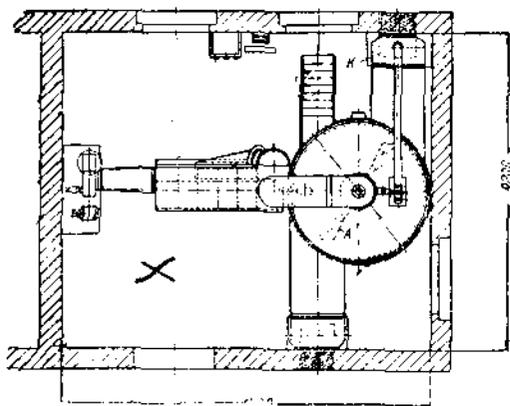
Приведенная на фиг. 153 схема сушильной установки осуществлена по американскому патенту Гопкинсона на заводе Военоет на о. Суматра. Приводной механизм вместе с электромотором смонтирован вверху сушильной башни.



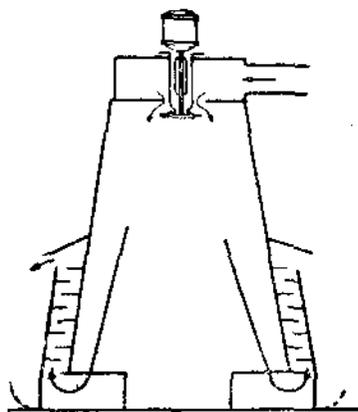
План



Фиг. 152. Чертеж установки Раво-Рапид.

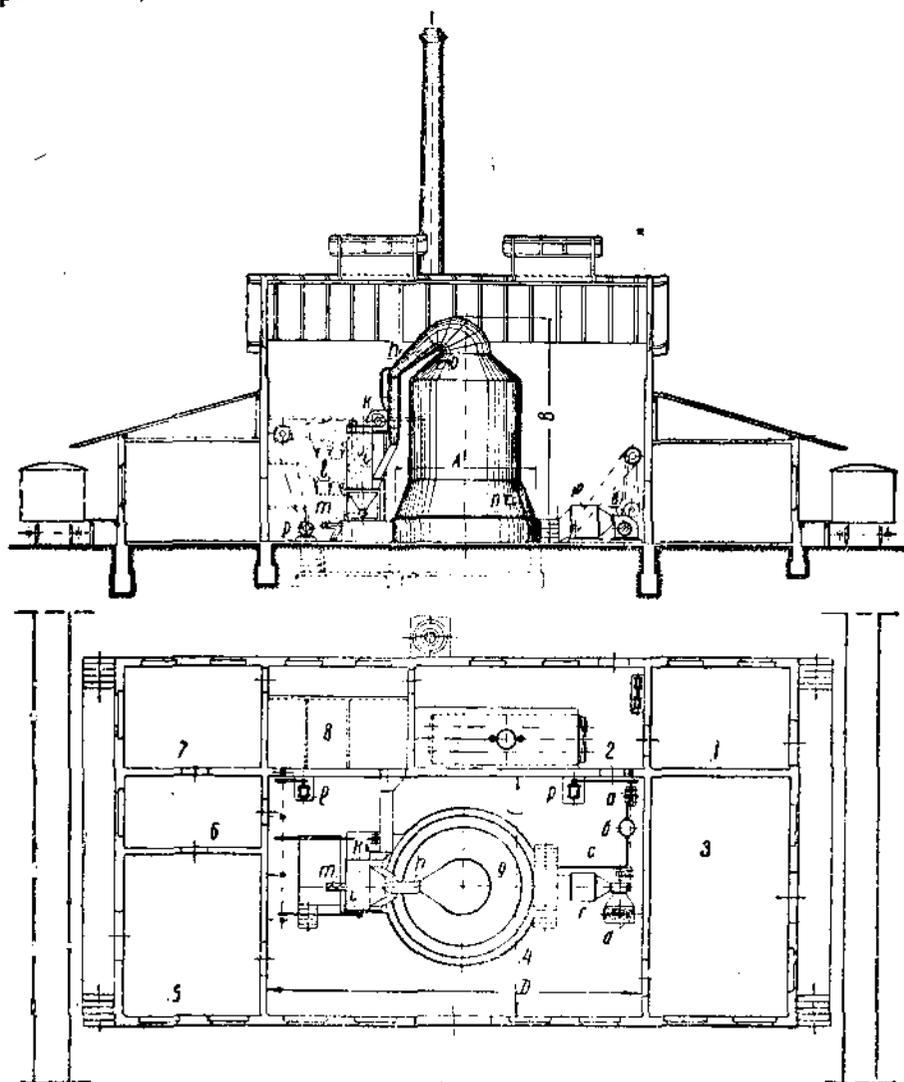


Воздух, нагретый до температуры 350° , подается по каналу, далее проходит через башню, снижает свою температуру до 200° и осаждаёт увлеченные частицы в задерживающих перегородках боковых камер. Сок проходит по верхним каналам, смешивается в месте с воздухом и попадает на разбрызгивающий диск, имеющий в диаметре 450 мм и делающий 2850 об/мин. Бетонная башня, высотой 9 м и площадью основания 10 м^2 , снабжена выдвижным дном, через люки которого периодически производится выгрузка накопившегося слоя белоснежных хлопьев каучука, который затем спрессовывают в теп-



Фиг. 153. Схема установки для сушки латекса.

лом состоянии в тюки, размером $500 \times 500 \times 450$ мм. Производительность установки составляет 300 кг/час сухого каучука. При ничтожном расходе энергии вся установка обслуживается тремя рабочими¹⁾.



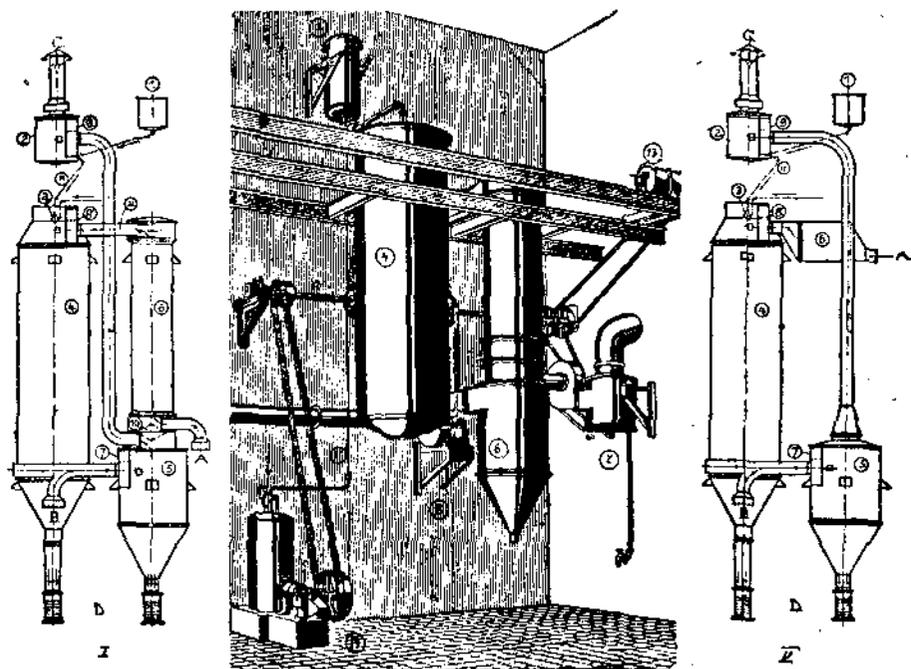
Фиг. 154. Чертеж сушильной установки системы Сиккатом.

Далее следует указать, что применение сушки распылением введено в производстве древесного сахара в заводском масштабе по

¹⁾ Подробно о других распыливающих установках в производстве каучука см. книгу К и р о ф, Новейшие достижения в технологии каучука, ГХТИ, 1932, стр. 25 и 174.

известному гидролитическому методу проф. Бергюса, где масляно-сахарный сироп после выпарки поступает в распылительную сушильную камеру, обогреваемую воздухом и выпускающую через циклон готовый высушенный сахар для погрузки в бочки.

Пневматический способ распыливания достигает разбрызгивания посредством нагнетания высушиваемой жидкости через распыливающую форсунку, куда жидкость поступает из



Фиг. 155. Схема сушилки Империял-Мейссен.

— резервуар для раствора; 2 — пыле- и теплоуловитель; 3 — распыливающая дюза (сопло); 4 — сушильная камера; 5 — пылеотделитель (циклон); 6 — воздухоподогреватель (калорифер); 7 — циркуляционный вентилятор; 8 — вентилятор нагретого воздуха; 9 — вентилятор насыщенного воздуха; 10 — воздушный клапан (шибер); 11 — подача раствора; 12 — подача воздуха; 13 — электромотор; 14 — компрессор. А — вход свежего воздуха, В — вход добавочного воздуха, С — выход отработанного воздуха, — выход готовой продукции.

насоса высокого давления или нагнетается через монжу сжатым воздухом из компрессора. Необходимое давление определяется физическими свойствами высушиваемого материала и колеблется в пределах от 3 до 40 ат. Данный тип установок особенно привился в производствах по переработке крови с целью получения альбумина или для переработки продукта в пластическую массу. Германская фирма Trocknungs-Anlagen Gesellschaft гарантирует расход пара 2 кг на 1 кг испаренной воды и расход энергии от 2 до 3 л. с. час на 100 кг переработанного влажного продукта, в зависимости от величины сушилки.

Фиг. 154 изображает типовой проект альбуминного завода по системе Сиккатом. Сушильными установками этого типа у нас

оборудованы альбуминные заводы в Ростове н/Д, Петропавловске и Пойтаве. По указанному методу высушиваемая сыворотка нагнетается компрессором при давлении 30—40 ат через монжу по трубопроводу в форсунку, установленную в сушильной камере-башне *g*. Вентилятор *e* направляет очищенный фильтром *d* воздух через калорифер *f*, отапливаемый свежим и отработанным паром, в воздухораспределительный аппарат сушильной башни. Здесь воздух извлекает влагу из распыленной кровяной сыворотки и далее эксгаустером *k* уводится в матерчатый фильтр *i*, где происходит улавливание унесенных воздухом частиц продукта. Высушенные частицы собираются на дне башни и выводятся оттуда транспортером. Отработанный влажный воздух с целью извлечения паров растворителя поступает в конденсационную установку, состоящую из конденсатора и парового калорифера для регенеративного подогрева воздуха. В табл. 54 приведена техническая характеристика данных сушилок в соответствии с фиг. 154.

Таблица 54
Характеристика сушилок системы „Siccatom“ по фиг. 154.

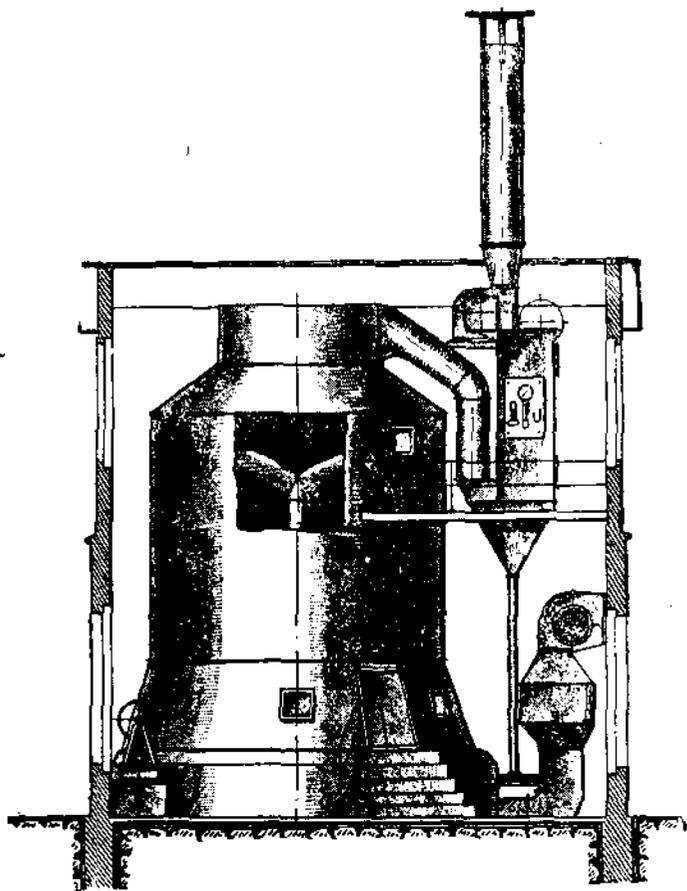
Отнесенная к раствору производительность л/час.	Средние размеры в метрах				Расход энергии л. с.	Приблизительный вес оборудования кг	
	A	B	C	D		нетто	брутто
20	3,8	5,0	4,0	6,5	2	2 900	3 800
50	4,6	7,0	6,0	8,0	4	4 800	6 500
100	5,0	7,5	7,0	12,5	6	7 300	11 100
200	5,5	8,1	8,0	14,0	9	13 200	17 900
250	6,0	8,5	8,5	14,5	12	15 500	20 800
300	6,4	9,25	9,0	15,0	14	18 600	24 800
400	6,75	9,5	9,5	15,5	17	22 500	30 200
500	7,0	9,75	12,0	16,0	20	25 600	33 100
1000	8,25	11,5	12,0	18,0	36	45 300	60 200

Из других систем переработки крови методом распыления следует упомянуть сушилку Империл, изображенную на фиг. 155, где вариант I дает схему сушки помощью нагретого воздуха без многократного насыщения и вариант II — сушку воздухом по методу многократного насыщения или же помощью полученного в самой сушилке подогретого пара.

Процесс протекает так. Из сборника I жидкость поступает в ловушку 2 и оттуда в распыливающую форсунку 3. По выходе из последней вещество, распыленное на мельчайшие частицы помощью сжатого воздуха [показанного пунктиром по изображенному слева трубопроводу], встречается с нагретым воздухом, нагнетаемым вентилятором 8 из калорифера 6 и вступающим тангенциально в горловину сушильной камеры 4.

Особое приспособление, находящееся в верхней части сушильной камеры, разделяет нагретый воздух на целый ряд мелких пото-

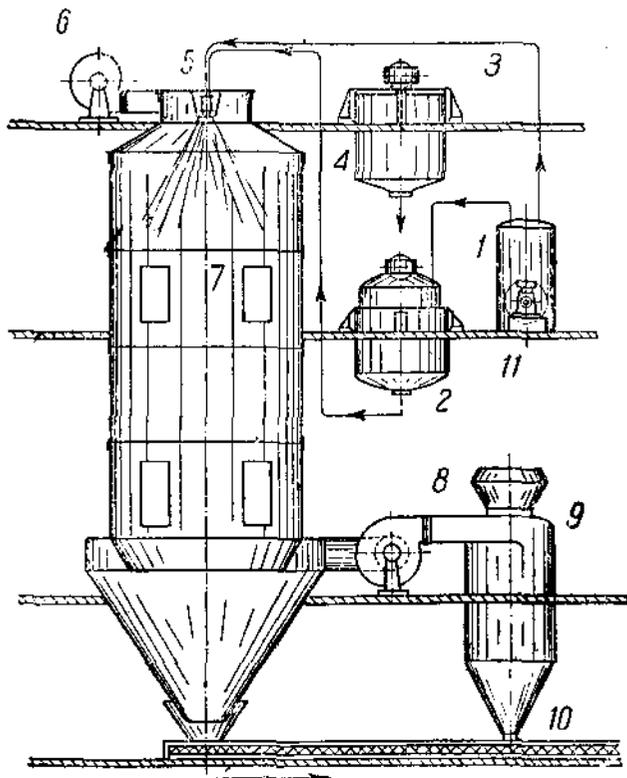
ков, что способствует интенсивному перемешиванию воздуха с распыленным веществом. Высушенный порошок отсасывается вентилятором 7 и улавливается в циклоне 5, причем некоторая часть высушенного материала оседает в нижней части сушильной камеры 4. Отработанный воздух поступает в ловушку 2, где он подогревает вновь поступающую для распыления жидкость. Вместе с тем из воздуха улавливаются увлеченные им высушенные



Фиг. 156. Схема сушилки системы Гааз.

частицы материала. К подогретой жидкости автоматически подаются новые количества жидкости из сборника 1. Последняя смешивается с подогретым материалом и поступает вместе с ним для распыливания в форсунку 3. По трубе С отработанный воздух выходит наружу. В случае работы по методу многократного насыщения, открывают регулирующий воздушный клапан 10 и частично закрывают клапан А (вариант 1). Тогда воздух из циклона 5 попадает непосредственно в калорифер 6 и оттуда вентилятором 8

нагнетается в сушильную камеру 4. Избыточный воздух отводится по особой трубе в ловушку 2, где, как и в варианте I, происходит улавливание пыли и использование тепла для подогрева поступающего на сушку материала. Режим сушильного процесса в зависимости от свойств обрабатываемых суспензий и технических условий, предъявляемых к качеству сухого продукта, регулируется: а) количеством циркулирующего и добавляемого воздуха, б) температурой в калорифере и в) давлением пара в последнем.



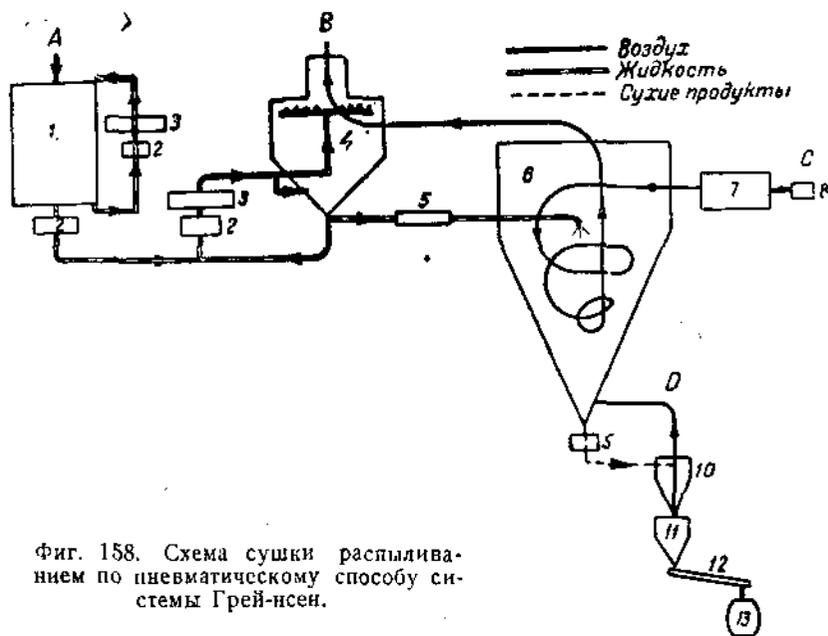
Фиг. 157. Сушилка для мыльного порошка.

Как уже было отмечено выше при рассмотрении сушилок с распылительными дисками, и здесь, ввиду необходимости быстрой сушки, степень насыщения отработанного воздуха должна быть весьма незначительна. Температура выходящего из сушилки воздуха должна быть не ниже $60-70^{\circ}$, а степень его насыщения влагой не должна превышать 25% . В противном случае, при большом насыщении воздуха парами воды, последний при дальнейшем охлаждении станет насыщенным, и высушенный порошок может опять увлажниться.

Фиг. 156 изображает сушилку с пневматическим распыливанием системы HAAS (Германия). Нагнетающий жидкость насос виден в левом углу чертежа. Установка по этому же способу для полу-

чения мыльного порошка завода Simon A. G. Nossen (Саксония) дана на фиг. 157. Применение этой сушилки становится экономичным, начиная с производительности 250 кг/час готового продукта. Эта установка интересна тем, что нагнетаемый компрессором 11 в ресивер 1 воздух используется двояко: 1) для выдавливания из сборника 2 приготовленной в варочном котле 4 мыльной суспензии и ее подачи в форсунку 5, 2) для направления воздуха в форсунку, сконструированную в виде струйного насоса, и использования этого воздуха как рабочего тела в инъекции. Воздух поступает холодным, а жидкость предварительно нагревается паром в паровой рубашке аппарата 2.

Дополнительный воздух для сушки поступает в сушильную камеру из вентилятора 6. Для сбора высушенного материала при-



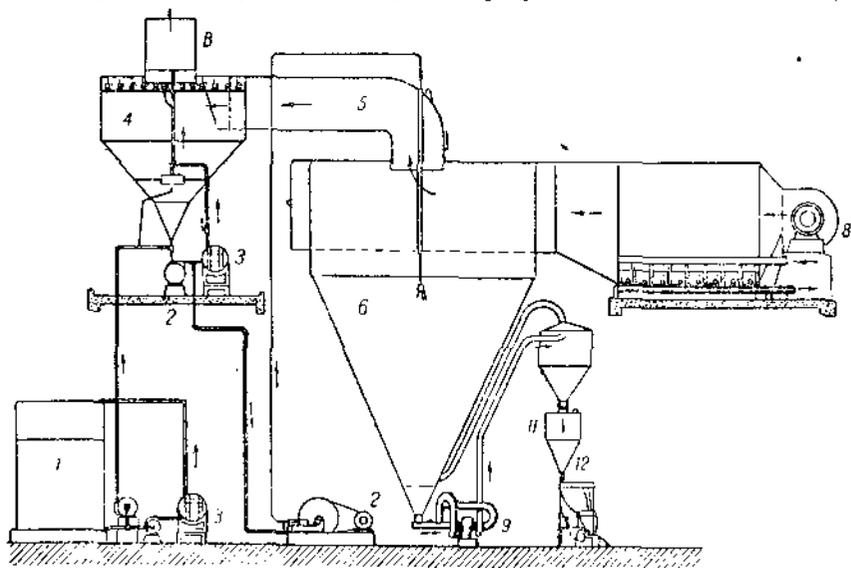
Фиг. 158. Схема сушки распыливанием по пневматическому способу системы Грей-нсен.

способлены: вентилятор 8 и циклон 9, откуда готовый продукт транспортируется по шнеку 10.

Из новейших американских сушильных установок, действующих по пневматическому принципу, заслуживает внимания система Грей-Дженсен (Douthitt-Gray-Jensen). Схема этой сушилки изображена на фиг. 158, а установочный эскиз аппаратуры — на фиг. 159.

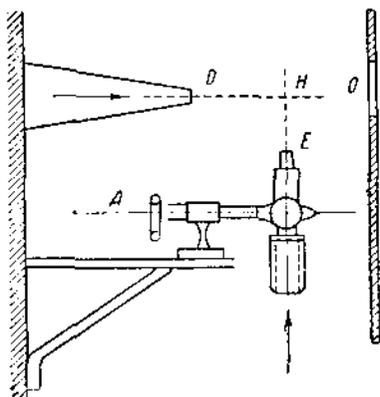
Сушилка системы Грей-Дженсен состоит из 3 камер (фиг. 159): обогревательной 1, оборудованной паровым калорифером 3, конического коллектора 4, служащего мокрым пылеуловителем и собственно сушильной камеры 6. Жидкость, подогретая в калорифере 3, нагнетается в коллектор 4, где разбрызгивается, поглощает пришедшие с воздухом частицы, стекает на дно и насосом высокого давления 5 направляется для окончательного распыливания

в сушильной камере; воздух, отняв влагу от распыленной жидкости, попадает в коллектор, где, соприкасаясь с крупными брызгами жидкости и отдавая последней мельчайшую унесенную им из сушильной камеры пыль, уходит вверх наружу. Высушенные в камере б

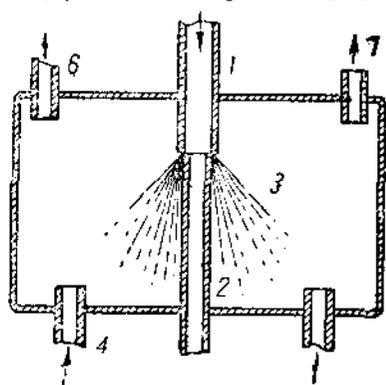


Фиг. 159. Эскиз аппаратуры по системе Грей-Дженсен.

частицы оседают по стенкам вниз и пылевым вентилятором (воздуходувкой) 9 подаются в бункер 10; отсюда, пройдя мерник 11, сито 12, частицы насыпаются в бочку 13, установленную для утряски



Фиг. 160. Сушилки системы Нестле.

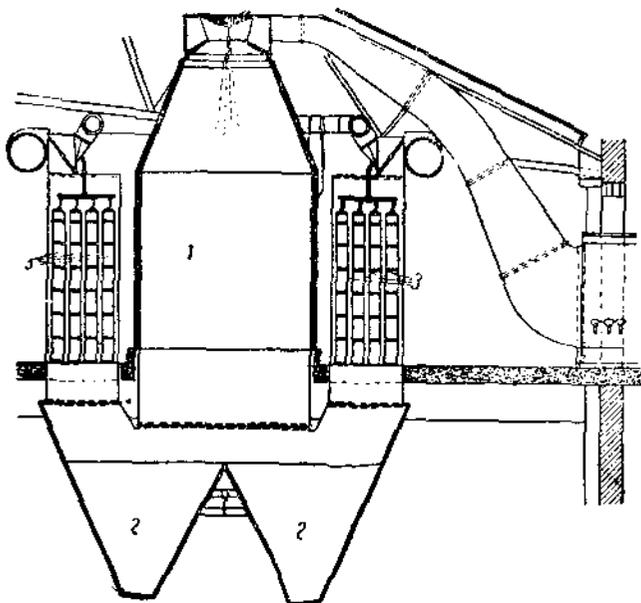


Фиг. 161. Сушилка системы Nyugor Dehydrator.

материала на подвижную платформу. Объектами сушки являются: кровь, кровяная сыворотка, гемоглобин, яйца, желатин, растительная мука, сахарные продукты, Na_2SO_4 (93%), неорганические соли и т. п.

Недостатками установки надо признать: обилие насосов, громоздкость, сложный путь, проходимый обрабатываемой жидкостью.

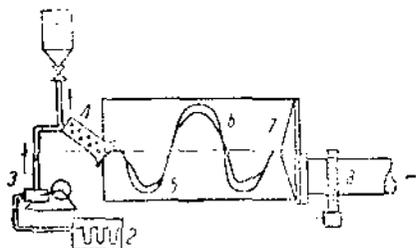
Приведем еще несколько распространенных за границей действующих сушильных установок, работающих по пневматическому способу.



Фиг. 162. Сушилка системы Dried Milk.

1. Сушилка системы Nestle Anglo-Swiss Condensed Milk Co¹⁾ основана на том, что струя жидкости, выходящая под давлением из форсунки *E* (фиг. 160), встречается в точке *H* со струей воздуха,

нагнетаемого через форсунку *D*. Точка *H* удалена на некоторое расстояние от обоих сопел. Распыленное вещество через отверстие *O* попадает в сборник. Обе форсунки в целях регулировки взаимного расположения сделаны подвижными. Форсунка *E* регулируется винтом *A*.



Фиг. 163. Сушилка по германскому патенту № 449863.

2. Сушилка системы Nygor Dehydrator Ltd (Лондон)²⁾ показана на фиг. 161. Жидкость вводится через штуцер *1*, теплоноситель (воздух, пар, газ) поступает ей навстречу через трубку *2*. Кроме того, в сушильную камеру *3* может быть дополнительно на-

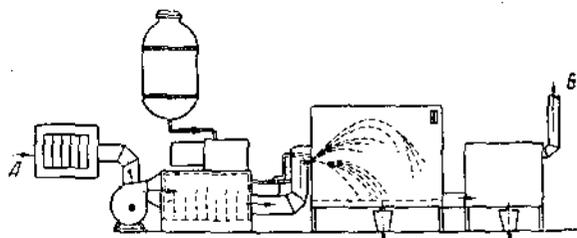
¹⁾ Английский патент № 265840.

²⁾ Германский патент № 444663, 1924 г.

правлен теплоноситель через штуцера 4 и 5. Штуцер 1 с целью регулирования выполняется подвижным.

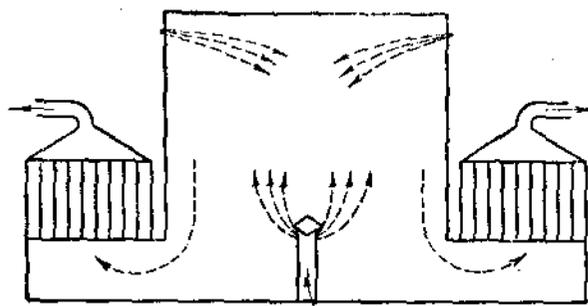
3. Сушилка Dried Milk Dairy Product Ltd (Лондон)¹⁾ (фиг. 162) состоит из сушильной камеры 1, где происходит распыление продукта и его перемешивание с горячим воздухом, двух матерчатых фильтров 3, приемные каналы которых соединены с камерой 1 снизу, причем высушенный материал через сетчатое днище сдувается и спадает в бункера 2.

4. Сушилка по герм. патенту № 449863, 1925 г. (фиг. 163) работает так. Концентрированный раствор из бака 1 поступает в трубу 4, имеющую двойные стенки и внутреннюю стенку перфорированной. В междустенное пространство трубы 4 нагнетается компрессором 3 под давлением в несколько ат воздух, подогретый в калорифере 2. Между стенками трубы 4 укреплена неподвижная спираль, сообщающая циркулирующему воздуху круговое движение, способствующее лучшему обогреванию внутренней полости с целью предотвращения кристаллизации. Увлекаемая потоками воздуха жидкость вытекает через отверстия внутренней стенки, смешивается с воздухом, также приобретает круговращательное винтовое движение и со значительной скоростью выбрасывает в барабан 6, способствующий своим большим

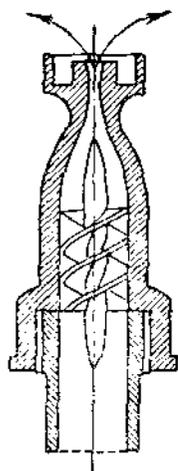


Фиг. 164. Сушилка системы Мерроль-Соу.

объемом оседанию сухих частиц, которые затем ленточным шнеком 5 и скребком 7 выводятся в транспортную (а иногда и сушильную) трубу 8.



Фиг. 165. Сушилка системы Ч. Роджерса.



Фиг. 166. Чертеж форсунки.

объемом оседанию сухих частиц, которые затем ленточным шнеком 5 и скребком 7 выводятся в транспортную (а иногда и сушильную) трубу 8.

5. Сушилки системы Меррель-Соуль (Merrel-Soule Co) и системы

¹⁾ Германский патент № 450958, 1925 г.

Ч. Роджерса (Charles E. Rogers) даны на фиг. 164 и 165; способ их действия ясно виден из чертежей.

Решающее значение в смысле правильного распыливания по пневматическому методу имеет конструкция разбрызгивающей форсунки.

На фиг. 166 дан разрез форсунки завода Шлик (Gustav Schlick, Dresden), диаметром $1\frac{1}{4}$ " из стали V2A, нормальной производительностью в $1\frac{1}{2}$, $3\frac{1}{2}$, 1 и $1\frac{1}{2}$ и до 6 л/мин и работают под давлением 3 атм. Характеристика этих сопел дана в таблицах 55 и 56.

Таблица 55
Характеристика сопел Шлика № 829

Рабочее давление нагнет. воздуха, атм	0,5	1,5
Производительность, л/мин	0,2	0,28
Средний диаметр капли, мм	0,03	0,012
Число капель, образующихся из 1 л жидкости, в млн.	71 300	1 103 000
Достигаемая поверхность распыл. воды, м ² /л	203	502

Таблица 56
Характеристика сопел Шлика № 1 (диаметр отверстия 1,2 мм)

Рабочее давл., атм	3	5	7	9
Производительность, считая на воду, л/мин	0,45	0,64	0,78	0,90
Средний диаметр капли, мм	0,11	0,08	0,055	0,042
Число капель, в 1 л, в млн.	1430	3760	11 420	25 900
Полная поверхность распыл. жидкости, м ² /л	54,40	75,56	108,50	143,49

Конструкция форсунки с подогревом распыленной жидкости дана на фиг. 167. Подогревающий пар или воздух входит по трубе 1, омывает снаружи в камере 2 форсунку и через отверстие в перегородке выходит через канал 3 наружу. Жидкость подается в форсунку по трубе 5, а нагнетаемый воздух (газ, пар) по трубе 6, распыливание происходит в аппарате 4. Все патрубки прибора снабжены регулирующими кранами.

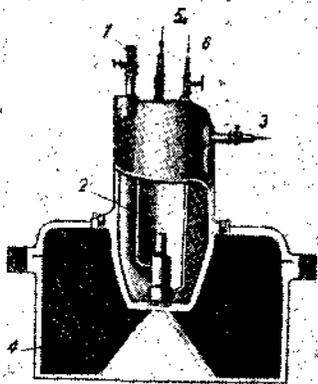
Переходим ко второму фактору распыливающих сушильных установок — роду теплоносителя, нагревающего воздух. Преимущественно теплоносителями являются: пар, минеральное масло и

дымовые газы. Нагревание воздухопровода открытым огнем, помимо нежелательности в пожарном отношении, не дает возможности хорошо регулировать температуру воздуха и влечет местный перегрев и разрушение труб. Электрообогрев выгоден при наличии дешевой электроэнергии. Наилучшим теплоносителем является насыщенный пар, дающий нагрев воздуха до 130° . Давление пара колеблется в пределах от 4 до 8 кг/см^2 . Данные о коэффициенте теплопередачи приведены в гл. 5.

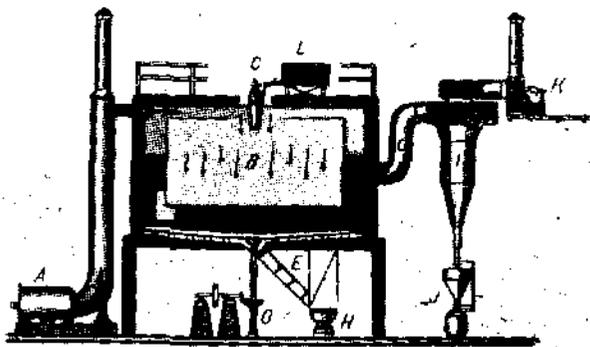
Нагревание посредством циркулирующего минерального масла применяется при необходимости подогрева воздуха выше 130° . Средняя температура масла около 200° достигается без особых затруднений. Способ этот удобен вследствие малых давлений в нагревателе (около 1 кг/см^2) и хорошей регулировки.

Нагревание дымовыми газами экономически выгодно при их избытке на производстве, но низкий коэффициент теплопередачи обуславливает большие поверхности нагрева (примерно вдвое больше, чем при паровом калорифере), а отложение сажи и пр. понижает коэффициент передачи еще больше.

Фиг. 168 дает изображение американской установки системы Industrial Associates, Inc. с нагревом воздуха в нефтяной печи „А“.



Фиг. 167. Чертеж форсунки с подогревом.



Фиг. 168. Установка для распыления с нефтяным обогревом.

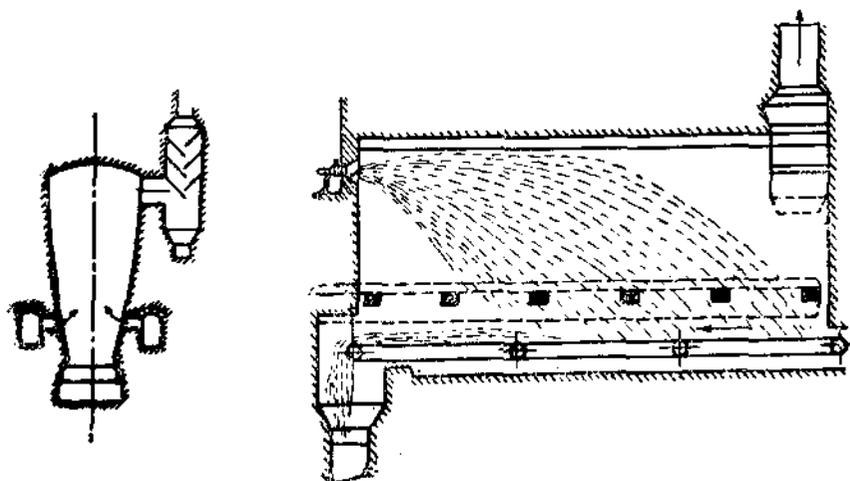
Последняя соединена с сушильной камерой *B* воздухопроводом. Камера *B* имеет цилиндрическую форму и оборудована центробежным распыляющим прибором *C*. Привод *D* вращает скребковое устройство *F*. Отработанный воздух очищается в циклоне *J* и уда-

ляется вентилятором *K*. Прием сухого продукта (более крупных частиц) осуществляется вагонеткой *H*, а более мелкого товара — бункером *J*. Производительность установки составляет 200 *t* воды в 24 часа. Объекты переработки — тяжелые химические продукты: например, Na_2SO_4 монофосфат кальция, MgCO_3 , известь, различные силикаты, клей, мыло и др.

Фиг. 169 изображает высушивание при помощи дымовых газов. Распыливание достигается форсункой, транспорт сухого продукта — лентой.

Чертеж установки нефтяного обогрева конструкции Краузе Лурги дан на фиг. 170.

Третьим важным фактором распыливающих сушильных установок является оборудование для улавливания частиц высушенного вещества, растворенных в уходящем из сушильной камеры воздухе и составляющих в некоторых системах довольно значительный объемный процент от всего высушенного продукта.



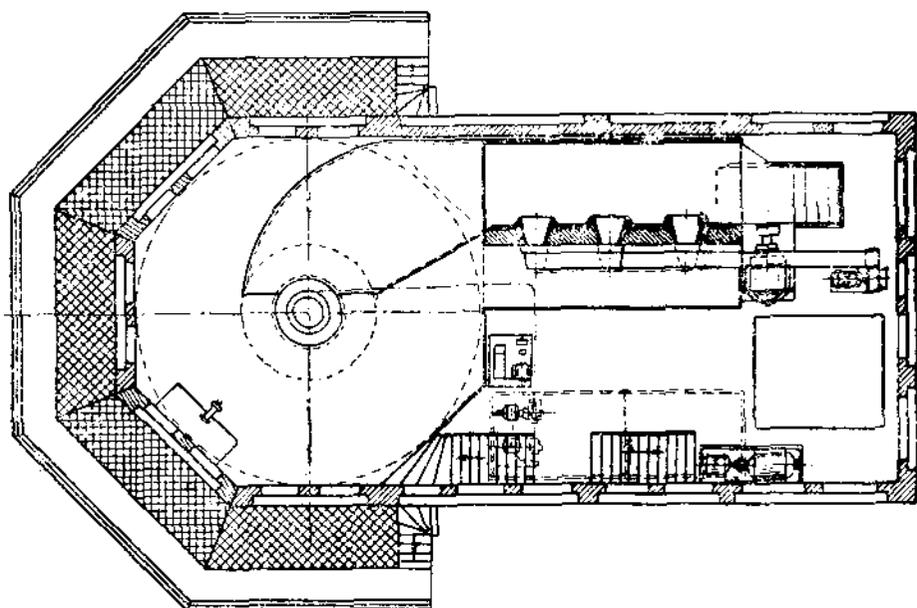
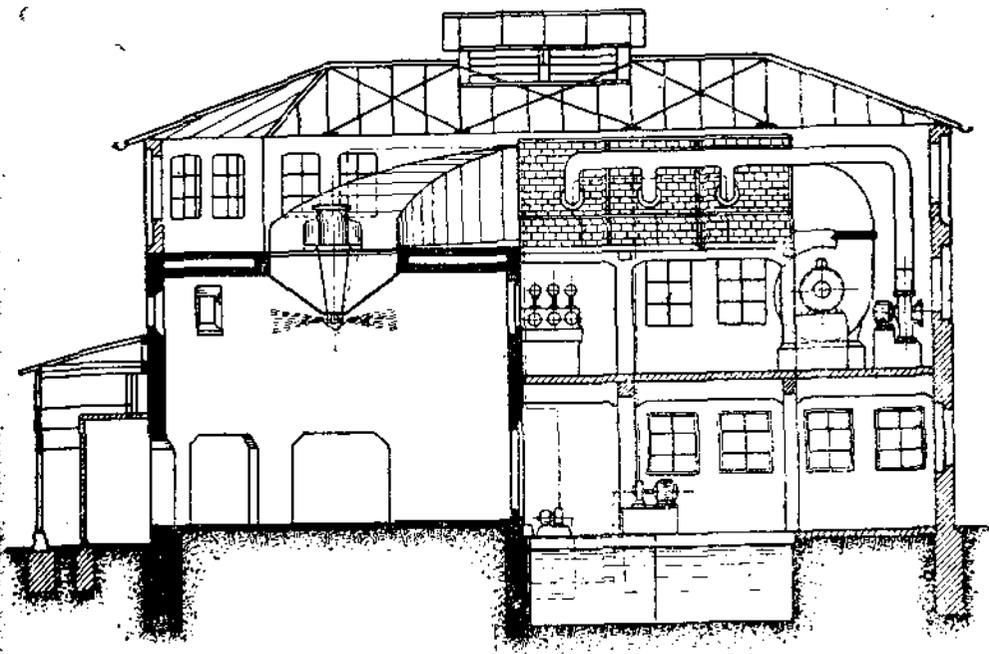
Фиг. 169. Схема установки, обогреваемой дымовыми газами.

Выделение из воздуха этих мельчайших пылинок может быть осуществлено при помощи следующих устройств:

- 1) матерчатые рукавные фильтры (фиг. 171);
- 2) электрофильтры типа Котрелль-Меллера (фиг. 172);
- 3) циклоны сухие, применяемые, например, в установках для изготовления мыльного порошка фирмы Wurster and Sanger¹⁾ и показанные на фиг. 173;
- 4) циклоны с последующим мокрым фильтром в виде промывной башни (фиг. 174).

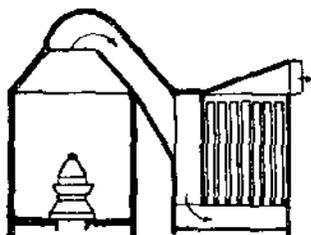
Матерчатые фильтры применяются при низкой температуре отработанного воздуха (порядка 80—100°), в то время как электрофильтры ставятся при более высоких температурах.

¹⁾ Американские патенты № 1722454 и 1740759.



Фиг. 170. Установка Краузе-Лурги с нефтяным обогревом.

Основным недостатком рукавного матерчатого фильтра является переменный режим его работы, обусловленный постепенным засорением рукавов, что в известной степени имеет место даже в тех системах этих фильтров, которые снабжены механическим или пневматическим встряхивающим аппаратом. Указанное обстоятельство понижает эффективность очистки воздуха, в особенности при частицах вещества с диаметром порядка 0,1—0,5 μ .

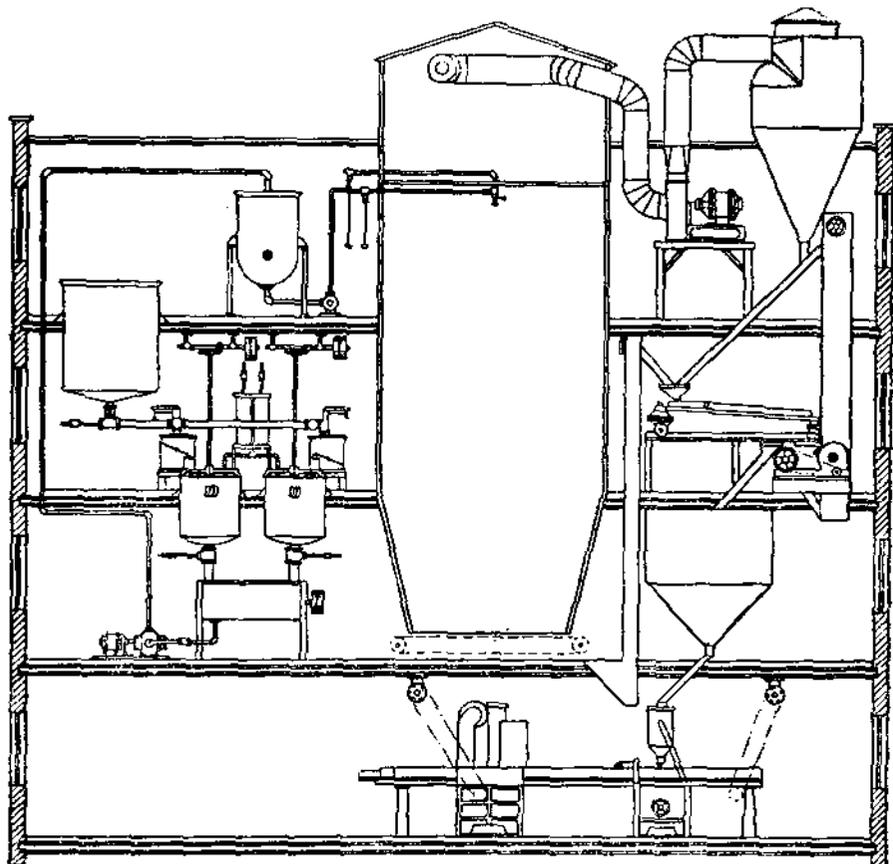


Фиг. 171. Установка с матерчатым рукавным фильтром.

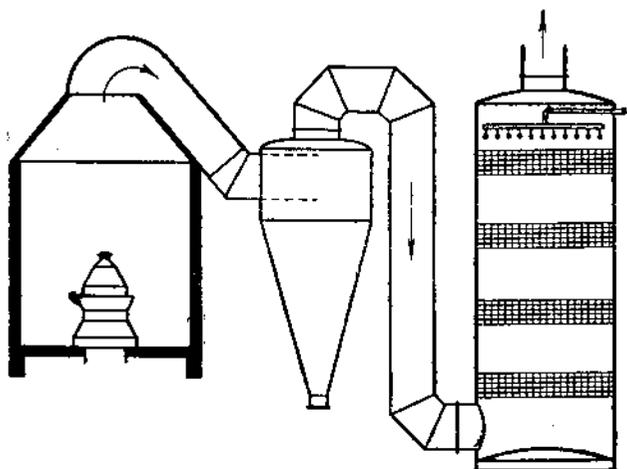
Колебание в величине создаваемого фильтром сопротивления вызывают неравномерное извлечение золь высушенного материала и понижают количество воздуха, обрабатываемого 1 м² поверхности фильтра.



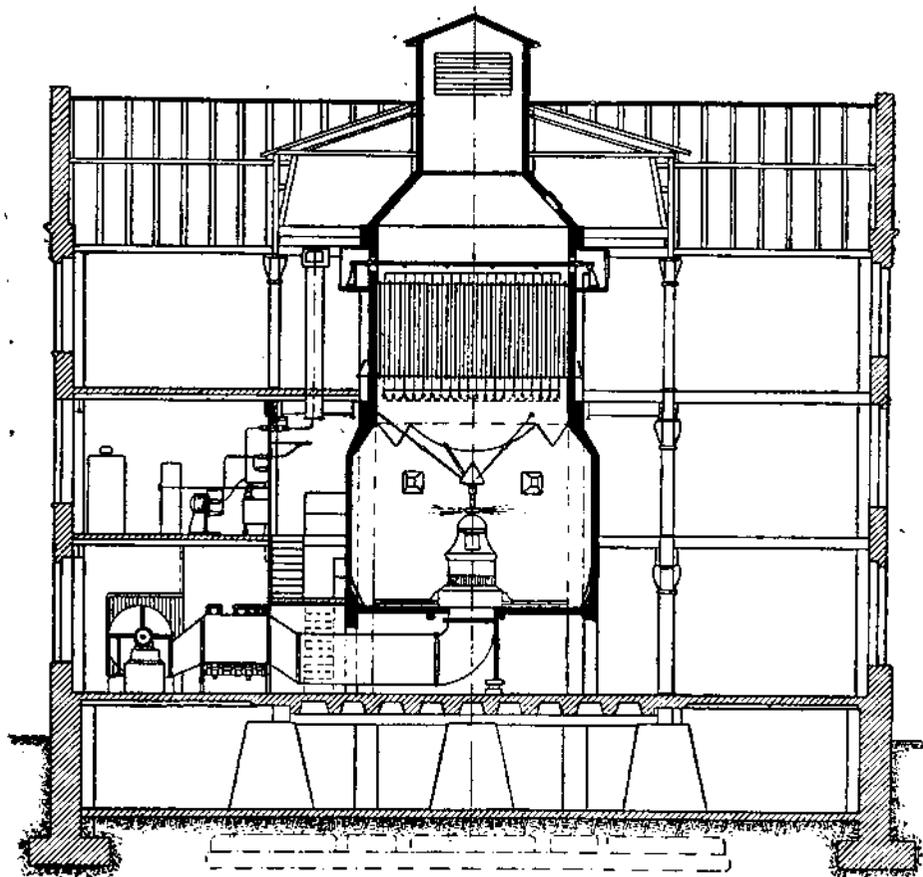
Фиг. 172. Электрофильтры Котрель-Меллера.



Фиг. 173. Установка для сушки мыльного порошка с циклоном.



Фиг. 174. Установка с мокрым фильтром.



Фиг. 175. Установка с электрофильтром.

Необходимость периодической очистки рукавов и камеры фильтра и связанный с этим перерыв в работе также должны быть отнесены к отрицательным качествам матерчатых фильтров.

Учитывая необходимость тщательной очистки воздуха для повышения общей производительности сушильной установки, следует при расчетах необходимой поверхности рукавных фильтров принимать удельную нагрузку не выше 60 м^3 воздуха на 1 м^2 поверхности в час.

Циклоны нашли широкое применение в установках американского типа; по сравнению с рукавными фильтрами они отличаются простотой, но занимают много места и не дают такой степени очистки воздуха.

Электрофильтры дают высокую степень улавливания частиц, в эксплуатации очень экономичны, но требуют значительных затрат при первоначальной установке, так как являются довольно сложным оборудованием, требующим постановки специального умформера, линий высокого напряжения и т. п. Фиг. 175 изображает в разрезе общий вид сушилки системы Краузе с электрофильтром.

3. Теория и практика расчета

А. Теплотехническая часть. Метод расчета сушки воздухом должен объединить в одно гармоническое целое ряд следующих основных факторов, учитывающих физическую, термодинамическую и технологическую стороны сушильного процесса:

1) температура сушки, т. е. определяемая технологическими условиями средняя температура, при которой происходит испарение влаги;

2) время высушивания в зависимости от специфических особенностей выбранного способа сушки и от размеров и свойств высушиваемого продукта (например, толщина слоя, размер частиц, вязкость раствора и т. д.);

3) заданная на основе указанных выше параметров производительность сушилки в соответствии с выбранными размерами сушильной камеры;

4) температура и влагосодержание теплоносителя (воздуха), определяющие динамику сушильного процесса и обеспечивающие его реальное выполнение;

5) необходимые, вытекающие из предыдущих положений, количества воздуха и тепла, подсчет которых определяет в конечном итоге размеры и мощность оборудования сушильной установки (калориферы, вентиляторы, моторы, фильтры и т. д.).

Примем для математического оформления отмеченных элементов расчета следующие обозначения и размерность величин:

G_1 — количество распыливаемой жидкости, $\text{кг}/\text{час}$,

V_1 — количество распыливаемой жидкости, $\text{л}/\text{час}$,

V' — количество распыливаемой жидкости, $\text{м}^3/\text{час}$,

V_0 — количество распыливаемого вещества, находящегося в сушильной камере, л ,

z — время сушки (пребывания частиц в сушильной камере), сек.,

передаваемого в час воздухом поверхности распыленных частиц высушиваемого продукта:

$$Q' = kt_{cp} F \text{ Кал/час}, \quad (124)$$

где k — коэффициент теплопередачи между воздухом и облаком пылинок вещества может быть определен по формуле:

$$k = 2 + 10\sqrt{v} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (125)$$

где v — скорость воздуха в м/сек.

Практически скорость колеблется в пределах $v = 1 - 4$ м/сек, что дает величину k порядка $12 - 22$ Кал/м² час °Ц. В среднем, следуя указаниям Гаусбранда, можно принять $k \approx 20$ Кал/м² час °Ц.

Циркулирующий в сушильной камере объем вещества, в соответствии с принятыми обозначениями, выразится соотношением:

$$V_0 = \frac{G \cdot z}{3600 \tau_0}. \quad (126)$$

Зависимость между размером распыленной частицы и временем сушки, определяющим производительность всей установки, может быть выведена на основе следующих соображений.

Пусть пылинка, удельный объем которой при ее малых размерах весьма близко подходит к удельному объему пара, имеет диаметр δ мм, а 1 л вещества при его распылении образует общую боковую поверхность всех его n частиц f м².

Очевидно, $f = n\pi\delta^2$, где n — число частиц, а $\pi\delta^2$ — поверхность шара. Так как f выражено в м², а δ в мм, то, соблюдая размерность обеих величин, находим

$$f = n\pi(\delta \cdot 10^{-3})^2 = n\pi\delta^2 \cdot 10^{-6}. \quad (a)$$

С другой стороны, 1 л вещества содержит n объемов частиц, т. е. имеет объем, равный $n \frac{\pi\delta^3}{6}$, где $\frac{\pi\delta^3}{6}$ — объем шара. Вводя соответствующие размерности, можно написать

$$1 \text{ л} = 1 \text{ дм}^3 = \frac{n\pi(\delta \cdot 10^{-2})^3}{6} = \frac{n\pi\delta^3 \cdot 10^{-6}}{6}. \quad (б)$$

Деля соответственное уравнение (б) на уравнение (а), находим:

$$\frac{1}{f} = \frac{n\pi\delta^3 \cdot 10^{-6}}{6n\pi\delta^2 \cdot 10^{-6}}$$

или, по сокращении:

$$\boxed{\delta f = 6 = \text{const}} \quad (127)$$

Таким образом произведение диаметра частицы (в мм) на поверхность частиц (в м²), образованных при распылении 1 л вещества, есть величина постоянная.

Приведенные во многих литературах и справочных источниках цифровые данные подтверждают правильность этого вывода.

Так, у Гаусбранда [в немецком издании на стр. 84, а в русском переложении (Маковецкий и Ройтман) на стр. 52] приведена таблица величин δ и f . Беря на выдержку любой столбец ¹⁾, имеем:

$$\begin{aligned} \delta = 0,50 \text{ мм}, & \quad f = 12,01 \text{ м}^2, \text{ произведение равно } 6,005 \\ \delta = 2,00 \text{ мм}, & \quad f = 2,998 \text{ м}^2, \text{ произведение равно } 5,996 \approx 6. \end{aligned}$$

Точно так же таблица соел завода Шлика (см. табл. 57):

$$\begin{aligned} \delta = 0,11 \text{ мм}, & \quad f = 54,40 \text{ м}^2, \text{ произведение равно } 5,984 \approx 6 \\ \delta = 0,08 \text{ мм}, & \quad f = 75,56 \text{ м}^2, \text{ произведение равно } 6,045. \end{aligned}$$

Так как вся поверхность взвешенных частиц в сушильной камере, очевидно, равна:

$$F = fV_0 = f \frac{G_1 z}{3600 \gamma_0}$$

и, с другой стороны, из уравнения (127) имеем $f = \frac{6}{\delta}$, то, подставляя в предыдущее равенство выражение для f , получаем:

$$F = \frac{6G_1 z}{\delta \cdot 3600 \gamma_0}$$

или

$$F = \frac{z}{\delta} \frac{G_1}{600 \gamma_0} = e \frac{G_1}{600 \gamma_0} \quad \text{м}^2, \quad (128)$$

здесь $e = \frac{z}{\delta}$ — отношение, именуемое в дальнейшем коэффициентом производительности, G_1 — производительность установки, кг/час сырого вещества, γ_0 — его уд. вес, кг/дм³, при данной влажности W_1 %. Сопоставляя уравнения (128) и (124), находим

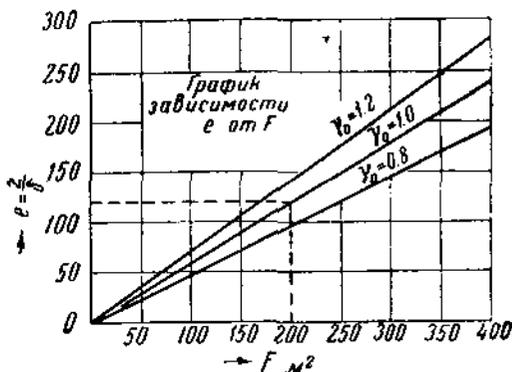
$$\frac{Q'}{kt_{\text{ср}}} = F = \frac{z}{\delta} \frac{G_1}{600 \gamma_0}$$

или

$$Q' \delta = zkt_{\text{ср}} \frac{G_1}{600 \gamma_0}. \quad (129)$$

Последнее равенство имеет вполне определенный смысл и может быть сформулировано следующим образом:

- 1) время сушки уменьшается с уменьшением диаметра частиц, т. е. с интенсификацией процесса распыления;
- 2) поверхность нагрева с уменьшением частиц возрастает;



Фиг. 176. График зависимости F от e .

¹⁾ В столбце 5-м во второй строчке имеется очевидная опечатка в немецком издании: напечатано $0 = 1,645$ вместо $0 = 1,995$, повторенная и в русском переводе; остальные цифры сходятся, расхождения в 3-м десятичном знаке объясняются неточностью вычислений.

3) решающее значение для расхода тепла Q' при заданной производительности G_1 имеет не абсолютное значение величин δ и z , а их отношение, т. е. коэффициент производительности $e = \frac{z}{\delta}$.

Практические цифры, характеризующие важнейшее для расчета уравнение (128), отображены в графике, на рис. 176, построенном для $G_1 = 1000$ кг/час и некоторых наиболее часто встречающихся значений γ_0 .

Так, например, для $G_1 = 500$ кг/час и $\gamma_0 = 1$ кг/дм³, находим по графику $e \approx 120$ и окончательно $e = \frac{z}{\delta} = 120 \frac{1000}{500} = 240$, что при $\delta = 0,01$ мм дает время пребывания частиц в камере $z = 240 \cdot 0,01 = 2,4$ сек.

Величина частицы определяется технологическими условиями производства, способами применения и хранения высушенного продукта. „Очень нежные продукты, как молоко, яйца, кровь и т. д. — говорит Гирш в своей книге „Сушка и сушилки“ — для сохранения природных качеств, способности растворения, запаха, цвета должны быстро сушиться в распыленном состоянии“ (подчеркнуто мною Ю. Б.). Достижение малых размеров частиц происходит за счет соответствующего давления p , создаваемого на периферии вращающегося распыляющего диска. Другими словами, диаметр δ зависит от скорости, т. е. как это следует из форм (122), от числа оборотов диска, а при пневматическом способе — от давления в трубопроводе, подводящем распыливаемую жидкость к сопловому аппарату, что отражено ниже, в „механической“ части расчета.

Теплотехническая характеристика высушивания распылением регламентируется следующими уравнениями.

Расход тепла на испарение влаги при температуре испарения $t_u \approx \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}$ составляет по уравнению (37):

$$Q_1 = (640 - \theta_1)W \text{ Кал/час,}$$

расход тепла на подогрев продукта по уравнению (41)

$$Q_2 = c G_2(\theta_2 - \theta_1) \text{ Кал/час.}$$

Суммарный расход тепла, передаваемого воздухом высушиваемому материалу, с учетом к. п. д. η , отражающего неизбежные тепловые потери (излучение и т. д.), составит

$$Q' = \frac{Q_1 + Q_2}{\eta} = m(Q_1 + Q_2) \text{ Кал/час,} \quad (130)$$

где коэффициент $m = \frac{\eta}{\eta_1} > 1$ и зависит от влажности материала w_1 и температуры t_1 поступающего в сушильную камеру воздуха. Значения для m по Schule приведены в табл. 57.

Отметим далее, что, так как в распыливающих сушилках можно принимать остаточное содержание влаги $w_2 \approx 0$, то уравнение (27) для данного случая примет вид:

$$W = \frac{G w_1}{100} \text{ кг/час.} \quad (131)$$

Значения коэффициента m (по Schule)

t_1 °C =	100	200	100	200	100	200	100	200
W_1 % =	30	30	20	20	10	10	5	5
m =	1,11	1,22	1,17	1,35	1,3	1,6	1,4	1,8

Уравнение (28) при $w_2 = 0$ примет вид:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100}$$

и таким образом уравнение для Q_2 примет вид:

$$Q_2 = c G_1 \frac{100 - w_1}{100} (\theta_2 - \theta_1) \text{ Кал/час.} \quad (132)$$

В соответствии с уравнениями (132) и (131) полный полезный расход тепла Q' может быть выражен так:

$$\begin{aligned} Q' &= m(Q_1 + Q_2) = m \left[(640 - \theta_1) W + c \frac{G_1}{100} (100 - w_1) (\theta_2 - \theta_1) \right] = \\ &= m \left[(640 - \theta_1) \frac{G_1 w_1}{100} + c \frac{G_1}{100} (100 - w_1) (\theta_2 - \theta_1) \right] \end{aligned}$$

или

$$Q' = 0,01 m G_1 [(640 - \theta_1) w_1 + c(100 - w_1)(\theta_2 - \theta_1)] \quad (133)$$

Определяя выражение для F из уравнений (124) и (128), имеем:

$$F = \frac{Q'}{kt_{cp}} \text{ и } F = e \frac{G_1}{600 \gamma_0},$$

откуда

$$\frac{Q'}{kt_{cp}} = e \frac{G_1}{600 \gamma_0} \text{ и } e = \frac{600 Q' \gamma_0}{G_1 k t_{cp}}.$$

Подставив $k = 20$, получаем $e = \frac{30 Q' \gamma_0}{G_1 t_{cp}}$ и, заменив Q' через его выражение из уравнения (124), имеем:

$$e = \frac{0,3 \gamma_0 m G_1 [(640 - \theta_1) w_1 + c(100 - w_1)(\theta_2 - \theta_1)]}{G_1 t_{cp}}$$

После сокращений получаем

$$e = \frac{z}{\delta} = \frac{0,3 m \gamma_0}{t_{cp}} [(640 - \theta_1) w_1 + c(100 - w_1)(\theta_2 - \theta_1)] \text{ сек/мм} \quad (134)$$

Уравнение (134) является основным для расчета высушивания распылением, так как определяет отношение $\frac{z}{\delta}$ в зависимости от принятых температур воздуха и материала, процент влажности материала и других физических свойств его (теплоемкости c и уд.

в. 70). Величина t_{cp} представляет среднюю разность температур воздуха и материала и при имеющем место в рассматриваемых сушильках противотоке определяется соотношением:

$$t_{cp} = \frac{(t_1 - \theta_2) - (t_2 - \theta_1)}{2,3 \log \frac{t_1 - \theta_2}{t_2 - \theta_1}}. \quad (135)$$

Для вывода дальнейших расчетных уравнений воспользуемся формулами, известными нам из гл. 5:

а) для расхода воздуха

$$L = \frac{1000 W}{d_2 - d_0} \text{ кг/час},$$

б) для расхода тепла в сушильной камере

$$Q = Q_1' + Q_5 = L(0,24 + 0,00047 d_0)(t_1 - t_2) \text{ Кал/час}, \quad (c)$$

здесь Q_5 — количество тепла, расходуемое вследствие потерь в окружающую среду и равное

$$Q_5 = k' \sum F \cdot (t - t_b) \text{ Кал/час},$$

где k' — коэффициент теплопередачи через стенки сушильной камеры может быть сведен при хорошо выполненной конструкции стенок и благодаря внутренней облицовке камеры керамиковыми плитками к величине порядка $k' = 0,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$.

$\sum F$ — суммарная поверхность камеры в м^2 при вновь проектируемой установке может быть подсчитана в зависимости от заданной производительности на основе цифровых данных размером камер, приведенных в табл. 54 и 55,

$t = \frac{t_1 + t_2}{2}$ — средняя температура паро-воздушной смеси,

t_b — температура наружного воздуха (в среднем $t_b = t_0 \approx 20^\circ\text{Ц}$).

Полный расход тепла, который должен быть затрачен в калорифере, равен

$$Q_k = Q' + Q_5 + Q_4 = L(0,24 + 0,00047 d_0)(t_1 - t_0) \text{ Кал/час}, \quad (136)$$

где Q_4 тепло, теряемое с воздухом, уходящим из сушильной камеры и равное:

$$Q_4 = L(0,24 + 0,00047 d_0)(t_2 - t_0) \text{ Кал/час}. \quad (137)$$

Обычно в расчетах принимают (худшие летние условия): $t_0 = 20^\circ$, $\psi_0 = 100\%$, чему при барометрическом давлении 745 мм ртутного столба (Моск. и центр. обл.) соответствует влагосодержание воздуха $d_0 = 15 \text{ г/кг}$.

При этой предпосылке уравнения (c) и (136) приобретают вид:

$$Q = 0,247L(t_1 - t_2) \text{ Кал/час}, \quad (138)$$

$$Q_k = 0,247L(t_2 - t_0) \text{ Кал/час}. \quad (139)$$

Из уравнений (136) и (137) имеем

$$Q_4 \approx Q_k \frac{t_2 - t_0}{t_1 - t_0}.$$

Для понижения потерь, т. е. уменьшения Q_4 , необходимо стремиться к максимальному уменьшению дроби $\frac{t_2 - t_3}{t_1 - t_3}$, что может быть достигнуто за счет увеличения t_1 и за счет уменьшения t_2 . Для обеспечения максимального температурного перепада в воздуху должна быть сообщена надлежащая, не слишком большая скорость, что подтверждается ниже всем ходом расчета.

Самым важным элементом расчета, фиксирующим динамику сушки, является определение d_2 — влагосодержания воздуха, уходящего из сушильной камеры.

Нами уже отмечалась специфическая особенность высушивания распылением, состоящая в достижении громадного числа мельчайших частиц, образующих большую поверхность. Это создает благоприятные условия для диффузии водяного пара (испаренного с поверхности частиц) и горячего воздуха (Дальтон).

В итоге ряда работ (Стефана, Винкельмана, Паллиха, Ширбека, Траберта и др.) было установлено, что количество воды, испаряемое в единицу времени с единицы поверхности, прямо пропорционально разности парциальных давлений водяного пара паровоздушной смеси до и после диффузии, температуре испарения и квадратному корню из скорости воздуха.

Предложенная Трабертом формула имеет вид:

$$W_0 = k_0 (1 + \alpha t_n) (p_n - p_{II}) \sqrt{v}, \text{ кг/м}^2 \text{ час}, \quad (140)$$

где W_0 — количество испаряемой воды в $\text{кг/м}^2 \text{ час}$,

p_n — парциальное давление водяного пара, полностью насыщающего воздух при данной температуре, в $\text{мм ртутного столба}$,

p_{II} — парциальное давление ненасыщенного водяного пара воздуха при данной температуре испарения в $\text{мм ртутного столба}$,

v — скорость воздуха в м/сек ,

k_0 — коэффициент, зависящий от коэффициента диффузии и размерности принятых величин; для данного случая в среднем $k_0 = 0,026$,

$\alpha = \frac{1}{273}$ — коэффициент расширения.

Из формулы (9) имеем

$$d = 622 \cdot \frac{p_n}{b - p_n} z / \text{кг},$$

где p_n — парциальное давление водяного пара в воздухе в $\text{мм ртутного столба}$,

b — барометрическое давление, составляющее для Моск. обл. $745 \text{ мм ртутного столба}$.

Из этой формулы выводим:

$$p_{II} = \frac{b}{\frac{622}{d} + 1} \text{ мм ртутного столба}. \quad (141)$$

Обозначая парциальные давления водяного пара в высушивающем воздухе до и после сушки через p_n' и p_n'' (им соответствуют определенные величины относительной влажности ψ_1 и ψ_2) и соответствующие им величины влагосодержания через $d_1 (= d_0)$ и d_2 , можем написать уравнение Траберта в виде:

$$W_0 = k_0 (1 + \alpha t_n) (p_n'' - p_n') \sqrt{v}.$$

Подставляя вместо величин p_n'' и p_n' их выражения из (141)

$$p_n'' = \frac{b}{\frac{622}{d_2} + 1}, \quad p_n' = \frac{b}{\frac{622}{d_1} + 1} = \frac{b}{\frac{622}{d_0} + 1},$$

получаем:

$$W_0 = k_0 b (1 + \alpha t_n) \sqrt{v} \left(\frac{1}{\frac{622}{d_2} + 1} - \frac{1}{\frac{622}{d_0} + 1} \right).$$

Заменяя

$$k_0 = 0,026, \quad b = 745 \text{ мм}, \quad 1 + \alpha t_n = \frac{273 + t_n}{273} = \frac{T_n}{273}, \quad d_0 = 15,$$

находим

$$W_0 = 0,071 T_n \sqrt{v} \left(\frac{1}{\frac{622}{d_2} + 1} - 0,024 \right). \quad (142)$$

Но $W_0 = \frac{W}{F}$, или применяем уравнения (128) и (131),

$$W_0 = \frac{w \cdot 600 \gamma_0}{l G_1} = \frac{w_1 \cdot 600 \gamma_0}{100 e} = \frac{6 w_1 \gamma_0}{e}.$$

Подставляя в уравнение (142), имеем:

$$\frac{6 w_1 \gamma_0}{e} = 0,071 T_n \sqrt{v} \left(\frac{1}{\frac{622}{d_2} + 1} - 0,024 \right).$$

Решая последнее уравнение относительно d_2 после некоторых преобразований и упрощений, находим

$$d_2 \approx \frac{56 \cdot 000 w_1 \gamma_0}{e T_n \sqrt{v}} + 15 \text{ г/кг}, \quad (143)$$

где w_1 — удаляемая вода в процентах от общего веса G_1 ,

γ_0 — уд. вес вещества в кг/дм³,

$e = \frac{z}{\delta}$ — коэффициент производительности, определяемый по уравнению (134),

$v = 0,3 \div 3,5$ м/сек — скорость циркулирующего воздуха.

Величина d_2 при известной температуре t_2 дает суждение о φ_2 — относительной влажности отработанного воздуха.

Подставляя выражение для d_2 и (143) уравнения в форм. (32) стр. 58 для расхода воздуха L получаем

$$L = \frac{1000 W}{\frac{56 \cdot 000 w_1 \gamma_0}{e T_n \sqrt{v}} + 15 - 15}$$

или, окончательно:

$$L \approx 0,018 \frac{WeT_n \sqrt{v}}{w_1 \gamma_0}$$

Так как по уравнению (131)

$$w_1 = \frac{100 W}{G_1},$$

то предыдущее равенство примет вид:

$$L = 0,00018 \frac{G_1 e T_n \sqrt{v}}{\gamma_0} = 0,00018 V_1 e T_n \sqrt{v},$$

где V_1 выражено в л/час, или

$$L = 0,18 VeT_n \sqrt{v} \text{ кг/час,} \quad (144)$$

где V выражено в м³/час высушиваемого продукта.

Правильное определение количества воздуха L должно быть согласовано с балансом расходуемого в сушильной камере тепла, т. е. с уравнением (138), которое дает следующее выражение для L :

$$L = \frac{Q}{0,247 (t_1 - t_2)} \text{ кг/час.} \quad (145)$$

Сравнивая уравнения (144) и (145), находим

$$0,18 VeT_n \sqrt{v} = \frac{Q}{0,247 (t_1 - t_2)},$$

откуда

$$v = \left[\frac{Q}{0,0447 VeT_n (t_1 - t_2)} \right]^2 \text{ м/сек.} \quad (146)$$

В последнем уравнении все величины известны. Найдя v и подставив в уравнение (144), определяем тем самым расход воздуха L кг/час.

Наконец, расход пара в калорифере, при теплосодержании питающего последний пара λ_n Кал/кг и теплосодержании конденсата λ_k , очевидно, составит

$$D = \frac{Q_k}{\lambda_n - \lambda_k} \text{ кг/час,} \quad (147)$$

а удельный расход пара 1 кг испаренной воды

$$D = \frac{Q_k}{W(\lambda_n - \lambda_k)} \text{ кг пара/кг испаренной воды.} \quad (148)$$

Обозначая температуру входящего в калорифер пара через t_n , коэффициент теплопередачи от пара к воздуху через k_k Кал/м² час °Ц, среднюю разность температур пара и воздуха через t_{cp}^k , а поверхность нагрева калорифера через F_k м², находим необходимую поверхность нагрева

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k t_{cp}^k} = \frac{Q_k}{k_k \left[\frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2} \right]} \text{ м}^2. \quad (149)$$

При пластинчатых калориферах парового обогрева

$$k_k = 16 \text{--} 40 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}^1);$$

при калориферах из ребристых труб $k_k = 4 \text{--} 7 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Б. Механическая часть. Основными наперед заданными величинами, определяющими конструктивную сторону сушильной распылительной установки, являются:

1) производительность сушилки G , кг/час или V л/мин,

2) диаметр частицы δ или лимитирующий ее размер при данных технологических условиях — диаметр выходного отверстия распыливающего механизма d (диск, сопло, форсунка).

Искомыми расчетными величинами служат:

1) число оборотов распыливающего диска n об/мин,

2) расход мощности для его вращения N , а при втором (пневматическом) методе необходимое давление p кг/см² перед разбрызгивающим соплом.

Итак задачей расчета является установить связь между скоростью вращения диска (или давлением в форсунке) и производительностью сушилки. В дальнейшем изложении примем следующие обозначения:

v — окружная скорость вращения диска, м/сек (равная скорости выходящей из отверстий струи раствора);

d — диаметр отверстия в диске, мм;

i — число отверстий;

D — диаметр диска, м;

n — число его об/мин;

γ — уд. в. раствора, кг/м³;

γ_0 — " " " " кг/дм³;

f — $\frac{\pi d^2}{4}$ площадь сечения одного отверстия, мм²;

μ — коэффициент истечения струи.

Из уравнения (122)

$$v = 0,0523 Dn = \frac{\pi Dn}{60}$$

находим:

$$n = \frac{19,11 v}{D} \text{ об/мин.} \quad (150)$$

С другой стороны, уравнение расхода для разбрызгивания из диска жидкости напишется так:

$$Q = \mu i f v \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час.} \quad (151)$$

Выражая производительность через V_0 л/мин и подставляя вместо f его значение в м², а именно $f = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 10^{-6}$, имеем

$$V_0 = \mu i \frac{\pi d^2}{4} v \cdot 10^{-6} \frac{3600}{60} \cdot 1000 \text{ л/мин,}$$

или

$$V_0 = 0,015 \mu \pi i d^2 v \text{ л/мин,} \quad (152)$$

¹⁾ Подробно см. гл. 5.

откуда

$$v = \frac{V_0}{0,015 \mu \pi i d^2}.$$

Подставив последнее выражение в уравнение (150), находим окончательно:

$$n = \frac{400 V_0}{\mu i d^2 D} \text{ об/мин,} \quad (153)$$

где i — число отверстий, обычно равное $2 \div 8$;

μ — коэффициент, равный, в зависимости от вязкости и скорости вращения, $0,40 \div 0,90$;

d — диаметр отверстия, колеблющийся в пределах $0,3 \div 5$ мм;

D — диаметр диска, в общем равный $0,1 \div 0,5$ м.

Так, например, при $V_0 = 20$ л/мин, $\mu = 0,8$, $i = 6$, $d = 2$ мм и $D = 0,2$ м число оборотов диска составляет

$$n = \frac{400 \cdot 20}{0,8 \cdot 6 \cdot 2^2 \cdot 0,2} \approx 2000 \text{ об/мин.}$$

Предел допускаемой скорости вращения вытекает из условий прочности диска. Для выяснения этого фактора в предыдущие расчетные уравнения можно ввести давление обрабатываемого раствора на стенки диска.

По уравнению (123) имеем:

$$q = \gamma_0 \frac{v^2}{g} \text{ кг/м}^2.$$

Заменяя q давлением в технических атмосферах (p кг/см²) и принимая кругло $g \approx 10$ м/сек², получаем:

$$p = 0,01 \gamma_0 v^2 \text{ кг/см}^2, \quad (154)$$

где γ_0 — уд. в. в кг/дм³.

Сочетая уравнения (122) и (154), получаем:

$$n = \frac{190}{D} \sqrt{\frac{p}{\gamma_0}} \text{ об/мин.} \quad (155)$$

Условия прочности диска фиксируют верхний предел для величины давления p . Так как $v_{\max} = 100$ м/сек, то уравнение (154) при $v_{\max} = 100$ м/сек и $\gamma_0 \approx 1$ дает

$$p \leq 100 \text{ кг/см}^2.$$

Точно так же и уравнение (155) дает в этом случае:

$$n = \frac{1900}{D}.$$

Подставляя различные величины D , находим пределы для наибольших чисел об/мин диска: $n = 38001 \div 9000$ об/мин и как самый высокий предел

$$n_{\max} = 19000 \text{ об/мин.}$$

Обычно в имеющихся установках $n = 1500 \div 9000$ об/мин.

При пневматическом способе нагнетания распыливаемой жидкости величиной искомой является давление p при заданных V_0 , i и d .

Обозначая производительность одного распыливающего сопла $V_c = \frac{V_0}{i}$, находим из уравнений (152) и (154)

$$V_c = 0,015 \mu \pi d^2 v = 0,015 \mu \pi d^2 \sqrt{\frac{p}{0,01 \gamma_0}}$$

или окончательно

$$V_c = 0,471 \mu d^2 \sqrt{\frac{p}{\gamma_0}} \text{ л/мин.} \quad (156)$$

Опыты с разбрызгиванием воды дали для μ значения $\mu = 0,47$. Подставляя в уравнение (156) $\gamma_0 = 1$, $\mu = 0,47$, получим для воды:

$$V_c = 0,22d\sqrt{p} \text{ л/мин (кг/мин).} \quad (157)$$

Из анализа уравнения (156) вытекает, что при пневматическом способе и работе на одной форсунке для получения той же производительности V_c (что и при диске) давление p приходится увеличивать в несколько раз. Кроме того, на преодоление сопротивлений жидкости в трубопроводе до подачи к форсунке и сопротивлений в самой форсунке необходимо еще форсировать напор p . В некоторых установках уменьшение давления достигается постановкой нескольких параллельно включаемых и независимо работающих форсунок, и таким путем обеспечивается значительная производительность сушилки.

Таким образом на стороне пневматического метода имеется одно преимущество — отсутствие механизма для вращения диска, порой усложняющего установку в целом.

С другой стороны, оценивая технику современного машиностроения, располагающего весьма совершенными конструкциями надежных бесшумных редукторных передач, нельзя в наличии приводного механизма распылительного диска признать особо отрицательный фактор. Компактность передаточного механизма, сравнительная безопасность и надежность работы и легко достижимая регулировка (хотя бы путем смены дисков с разными насадками) — все это ставит способ распыления при помощи диска на первое место по сравнению с пневматическими разбрызгивателями.

Кроме того, расход электрической энергии на вращение механизма весьма мал.

Расход этот может быть вычислен по следующим уравнениям¹⁾.

Полный расход мощности на валу электромотора при пуске в ход (момент максимума) равен:

$$N_m = \frac{N_p + N_c}{\eta_n} \text{ л. с.;} \quad (158)$$

где η_n — к. п. д. передачи, равный в среднем $\eta_n \approx 0,90$;

N_p — полезный расход энергии, определяемый по уравнению (159);

¹⁾ Вывод последующих формул приведен в моей книге „Центрофуги“, Госмашметиздат, М. 1934.

N_c — расход энергии, идущий на преодоление сопротивлений в аппарате, определяемый уравнением (160).

$$N_p = 0,000002 D^2 n^2 \frac{G_d + 0,62 G_1}{T} \text{ л. с.}, \quad (159)$$

где D — диаметр диска в m ,

n — число об/мин диска,

G_d — вес вращающейся части диска в kg ,

G_1 — вес загруженной в диск жидкости в kg ,

T — период разгона (до достижения нормального числа оборотов) в секундах; обычно $T \approx 40 \div 60$ сек.

$$N_c = 0,0007 \mu_0 dx (G_d + G_1) + 0,6 D_n^2 \text{ л. с.}, \quad (160)$$

где μ_0 — коэффициент трения в подшипниках, равный 0,08 для обыкновенных подшипников с кольцевой смазкой и 0,03 для шарикоподшипников,

d — диаметр вала диска в m ,

D_n — наружный диаметр диска в m ,

x — число подшипников.

Пример 32. Рассчитать установку для распыливания жидкости производительностью $G_1 = 1000$ $kg/час$ начального раствора, поступающего в камеру с температурой $\theta_1 = 30^\circ$ и начальной влажностью $w_1 = 30\%$. Температура испарения влаги $t_x = 40^\circ$, конечная влажность $w_2 = 0$, $\gamma_0 = 1$, конечная температура $\theta_2 = 50^\circ$, $c = 1$. Располагаемое давление пара перед калорифером 8 atm (т. е. $t_n = 169,5^\circ$, $\lambda_n = 663,5$ $кал/kg$), температура конденсата после калорифера $t_k = 99,1^\circ$.

А. Теплотехническая часть заключается в определении величин L , Q , Q_k и расхода пара на 1 kg испаренной воды.

Примем температуры воздуха: $t_0 = 20^\circ$, $t_1 = 120^\circ$, $t_2 = 50^\circ$. Влага надо испарить

$$W = \frac{w_1 G_1}{100} = \frac{30 \cdot 1000}{100} = 300 \text{ кг/час.}$$

Решение выполняется в следующем порядке.

1) Истинная средняя разность температур по уравнению (135)

$$t_{cp} = \frac{(120 - 50) - (50 - 30)}{2,3 \log \frac{120 - 50}{50 - 30}} = 40^\circ.$$

2) Коэффициент производительности по уравнению (134) при $m = 1,13$ (табл. 58)

$$e = \frac{z}{\delta} = \frac{0,3 \cdot 1,13 \cdot 1}{40} [(640 - 30) \cdot 30 + (100 - 30)(50 - 30)] = 0,095 \cdot 19700 = 167 \text{ сек/мм.}$$

(Если например $\delta = 0,01$ $мм$, то $z = 0,01 \cdot 167 = 1,67$ $сек$.)

3) Поверхность нагрева распыленных частиц по уравнению (128):

$$F = 167 \frac{1000}{600} = 278,3 \text{ м}^2.$$

4) Расход тепла в сушильной камере

$$Q = Q' + Q_5.$$

По уравнению (133) имеем

$$Q' = 0,01 \cdot 1,13 \cdot 1000 \cdot 19700 = 222\,600 \text{ Кал/час.}$$

При $\Sigma F = 400 \text{ м}^2$, $k = 0,5$, $t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{120 + 50}{2} = 85^\circ$, $t_v = 20^\circ$,

$$Q_5 = 0,5 \cdot 400 \cdot (85 - 20) = 13\,000 \text{ Кал/час;}$$

таким образом

$$Q = 222\,600 + 13\,000 = 235\,600 \text{ Кал/час.}$$

5) Необходимая скорость подаваемого в распыленное вещество воздуха по уравнению (146):

$$v = \left[\frac{235\,600}{0,0447 \cdot 1 \cdot 167 \cdot 313 \cdot (120 - 50)} \right]^2 = 1,4^2 = 1,96 \text{ м/сек.}$$

6) Расход воздуха по уравнению (144):

$$L = 0,18 \cdot 1 \cdot 167 \cdot 313 \cdot 1,4 = 13\,200 \text{ кг/час} \approx 3,68 \text{ кг/сек} \approx 3,4 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

7) Влагосодержание уходящего воздуха по уравнению (143):

$$d_2 = \frac{56\,000 \cdot 30}{167 \cdot 313 \cdot 1,40} + 15 \approx 38 \text{ г/кг,}$$

что при $t_2 = 50^\circ$ соответствует относительной влажности $\psi_2 = 45\%$.

8) Полный расход тепла в калорифере Q_k может быть определен двумя способами:

а) по балансу тепла

$$Q_k = Q' + Q_4,$$

где Q_4 находят по уравнению (137) или

б) из уравнения (139).

По уравнению (137)

$$Q_4 = L(0,24 + 0,00047 d_0)(t_2 - t_0) = 13\,200 \cdot 0,247(50 - 20) \approx 97\,400 \text{ Кал/час,}$$

$$Q_k = Q' + Q_4 = 222\,600 + 97\,400 = 320\,000 \text{ Кал/час.}$$

Сушилка имеет к. п. д. $\eta = \frac{222\,600}{320\,000} \approx 0,70$.

Проверка по уравнению (139) дает величину полного расхода тепла:

$$Q_k = 0,247 \cdot 13\,200 \cdot (120 - 20) = 326\,000 \text{ Кал/час (расхождение } 1,4\%).$$

9) Необходимая поверхность нагрева калорифера по уравнению (149) при $k = 20 \text{ Кал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{Ц}$ (пластинчатые калориферы парового

нагрева) и при $t = \frac{169,5 + 99,1}{2} - \frac{120 + 20}{2} = 64,3^\circ$ будет

$$F_k = \frac{320\,000}{20 \cdot 64,3} = 250 \text{ м}^2.$$

10) Расход пара на 1 кг испаренной влаги по уравнению (148):

$$D_0 = \frac{320\,000}{300 \cdot (663,5 - 99,5)} = 1,90 \text{ кг пара/кг испаренной воды.}$$

Цифра эта достаточно большая и далекая от гарантийных данных фирм-поставщиков, но все же меньшая, чем в обычных сушилках. Уменьшение Q_0 обычно достигается за счет использования тепла Q_4 и подогрева продукта, т. е. повышения Θ_1 .

Б. Механическая часть. Приняв $i=4$, $\mu=0,3$, $d=2,5$ мм, находим необходимое число оборотов распылительного диска при его диаметре

$$D = 150 \text{ мм} = 0,15 \text{ м} \text{ и } V_0 = \frac{1000}{60} = 16,7 \text{ л/мин по уравнению (153):}$$

$$n = \frac{400 \cdot 16,7}{0,3 \cdot 4 \cdot 2,5^2 \cdot 0,15} = 6000 \text{ об/мин.}$$

Для определения мощности электромотора предварительно находим по форм. (159) при $G_x = 8$ кг, $G_1 = 2$ кг и $T = 20$ сек.:

$$N_p = 0,000002 \cdot 0,15^2 \cdot 6000^2 \cdot \frac{8 + 0,62 \cdot 2}{20} = 0,72 \text{ л. с.}$$

и по-уравнению (160) при $d = 50$ мм = 0,05 м, $\mu_0 = 0,03$, $x = 2$ и $D_n = 0,15 + 0,025 = 0,175$ м.:

$$N_c = 0,0007 \cdot 0,03 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 6000 (8 + 2) + 0,6 \cdot 0,175^2 = 0,15 \text{ л. с.}$$

Наконец, по уравнению (158), приняв $\eta_n = 0,85$, получаем необходимую мощность электромотора

$$N_m = \frac{0,72 + 0,15}{0,85} = 1 \text{ л. с.} = 0,74 \text{ квт.}$$

Размеры вентилятора определяются по каталогам заводов из расчета необходимой подачи $3,4$ м³/сек воздуха.

Мощность мотора для привода вентилятора при суммарном преодолеваемом напоре порядка $H \approx 80$ мм ртутного столба и к. п. д. вентилятора $\eta_v = 0,6$ и привода $\eta_n = 0,9$

$$N_m^B = \frac{V \cdot H}{75 \eta_v \eta_n} = \frac{3,4 \cdot 80}{75 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 6,3 \text{ л. с.} = 4,6 \text{ квт.}$$

Суммарно расходуемая мощность, включая расход в 2 квт на перекачку раствора в напорный бак, питающий диск сушильной камеры и 1 квт на разгрузочные механизмы, составит таким образом

$$\Sigma N = 0,74 + 4,6 + 2 + 1 = 8,34 \text{ квт.}$$

4. Распыливающие сушильные установки в СССР

Из установок, имеющих в СССР, помимо лабораторных сушилок исследовательского типа (например сушилка сист. Краузе в Центральной молочной лаборатории Наркомснаба в Москве и др.) и описанных выше импортных установок на альбуминных заводах, надо отметить следующие сушилки, сконструированные советскими техническими силами.

Пионером этого дела у нас является инж. Иванченко, разработавший ряд оригинальных установок по методу распыливающего диска („шайба“) видоизмененного типа Краузе, с успехом применен-

ных в производстве мыльного и стирального порошков (трест Ленжет), альбумина и других продуктов.

Далее отметим разработанный Институтом им. Карпова способ сушки пастообразной массы, например гипохлорита кальция, в шнековой форсунке конструкции инж. Дмитриева.

Одна опытная установка, запроектированная Гипрохимом для сушки гипохлорита кальция, была опробована в Москве.

Далее следует указать на предложение получать каучук в процессе регенерирования старой резины, обрабатывая каучуковое вещество путем распыления раствора (метод Глазунова и Птицына, „Журнал резиновой промышленности“, 1929, стр. 524) наподобие уже упоминавшегося нами патента Гопкинсона.

Наконец, по инициативе и проектам автора этой книги в настоящее время монтируются три сушилки для производства по методу распыления технической желатины, мыльного и стирального порошков. В основу этих проектов положен метод распыливания при помощи вращающегося диска.

Глава 10

ТИПОВЫЕ РАСЧЕТЫ СУШИЛОК

1. Расчет каналовой сушилки для плиточного клея (пример 33)

Требуется рассчитать сушилку производительностью 4000 т сухого плиточного мездрового клея в год. Высушиванию подлежит так называемая галлерта, имеющая начальную влажность $w_1 = 65\%$ и дающая сухой клей в виде плиток влажностью $w_2 = 15\%$ (гигроскопическая вода).

Галлерта высушивается в виде пластинок размером $200 \times 100 \times 10$ мм, разложенных на деревянных рамках, обтянутых сеткой из алюминиевой проволоки. Рамки, размером каждая $\sim 1,5 \times 0,8$ м, укладываются одна на другую на вагонетку в количестве 40 рамок на 1 вагонетку. Вес 1 пластинки сырой галлерты (уд. в. $\gamma = 1,12 \text{ кг/дм}^3$) равен 0,224 кг. На каждой рамке можно разместить 64 пластинки. Таким образом вес сырой галлерты, нагруженной на 1 вагонетку, составляет

$$G_0 = 0,224 \cdot 64 \cdot 40 = 573,44 \text{ кг.}$$

Считая в году 360 производственных дней, получаем суточное количество высушиваемого клея

$G'_2 = \frac{4000 \cdot 1000}{360} = 11,111 \text{ кг/сутки}$ сухого клея или в пересчете на сырую галлерту

$$G'_1 = G'_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1} = 11,111 \cdot \frac{100 - 15}{100 - 65} \approx 26\,900 \text{ кг/сутки}$$
 сырого клея.

Таким образом суточное количество сырой галлерты размещается на числе вагонеток, равном

$$i = \frac{G'_1}{G_0} = \frac{26\,900}{573,44} = 47.$$

Время процесса высушивания составляет 120 час., кроме того 24 часа расходуется на загрузку, выгрузку и т. п. Таким образом расход времени на один цикл составляет $\frac{120 + 24}{24} = 6$ суток, и в сушилке для ежедневного выпуска 47 вагонеток должно находиться одновременно $47 \times 6 = 282$ вагонетки.

Выгрузка и загрузка вагонеток производится путем их вывода из канала при помощи поворотного круга через двери, располо-

женные вдоль стенки в концах канала, чем достигается возможность создания единого продольного направления воздуха от калорифера к вентилятору.

Схема движения материала и воздуха осуществляется по принципу противотока, так что сырой клей поступает у места выхода воздуха из канала, где имеют место максимальные скорости воздуха, отсасываемого расположенным в этом месте вентилятором, а высушиваемый клей постепенно продвигается вдоль канала к калориферу; таким образом у самого калорифера располагаются наиболее сухие плитки, не чувствительные к максимальной температуре воздуха t_1 . По технологическим свойствам продукта постановка сырого клея под действие высокой температуры t_1 вызвала бы появление твердой корки (пленки), препятствующей дальнейшей диффузии влаги из клея.

По данным предварительного испытания режим сушки установлен в виде начальной (оптимальной) температуры $t_1 = 45^\circ$ и конечной температуры $t_2 = 21^\circ$, чему соответствует средняя температура сушки $t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{45 + 21}{2} = 33^\circ$. Эти заданные величины температур, а также соображения равномерной сушки в некоторой степени предопределяют собой длину канала, которая получает оптимальные размеры из расчета вмещения 40 вагонеток по 2 в ряд в одном канале (2-путная рельсовая дорога). При длине вагонетки 1,88 м и расстоянии между двумя соседними вагонетками 0,02 м на долю каждой вагонетки приходится (вдоль канала) 1,9 м; таким образом рабочая длина канала получается равной $40 \frac{1}{2} \times 1,9 = 38$ м, а полная длина канала, включая двери, 42 м. Стены канала кирпичные, оштукатуренные с обеих сторон, толщина стен 0,15 м, двери деревянные толщиной 0,05 м, обитые железом. Температура снаружи стен канала, расположенных в отопляемом помещении, равна $t_b = 20^\circ$. Ширина канала в свету 4,45 м, наружная 4,75 м, высота 2 м. Вес вагонетки с рамками: железные части (включая гвозди) в 40 рамках — 200 кг, деревянные части — 170 кг, алюминиевые сетки — $1,16 \cdot 40 = 46,4$ кг.

Начальные температуры оборудования и галлерты $t'_m = \Theta_1 = 15^\circ$, конечные температуры: $\Theta_2 = t'_m \approx t_1 = 45^\circ$; теплоемкости: железа $c_{\text{ж}} = 0,115$ кал/кг 1° , дерева $c_{\text{д}} = 0,65$ кал/кг 1° , алюминия $c_{\text{а}} = 0,195$ кал/кг 1° .

При 282 вагонетках и 40 вагонетках в одном канале число каналов равно для зимних условий $\frac{282}{40} = 7$; оставляя же в резерве 3 канала для летних худших условий сушки клея, получаем общее число каналов 10. Каждый канал работает самостоятельно параллельно, имея свой нагревательный прибор и вентилятор.

Расчет начинаем с баланса влаги, деля все цифры на 7, т. е. относя расчет к 1 каналу. Часовая производительность одного канала при непрерывной работе сушилки равна

$$G_1 = \frac{26\,900}{7 \cdot 24} = 160 \text{ кг/час сырого клея,}$$

$$G_2 = \frac{11111}{7 \cdot 24} = 66 \text{ кг/час сухого клея.}$$

Количество испаряемой влаги:

$$W = G_1 - G_2 = 160 - 66 = 94 \text{ кг/час.}$$

Переходим к балансу тепла. Расход тепла на испарение 1 кг влаги по уравнению (38а):

$$q = i''_n - \Theta_1 = 605 - 15 = 590 \text{ Кал/кг,}$$

где $605 = i''_n$ — теплосодержание водяного пара при $t_2 = 21^\circ$.

Расход тепла на подогрев продукта при теплоемкости сухого (15%) клея $c_2 = 0,75$ составит по уравнению (42):

$$q_2 = \frac{c_2 G_2}{W} (\Theta_2 - \Theta_1) = \frac{0,75 \cdot 66}{94} (45 - 15) = 15,8 \text{ Кал/кг,}$$

Расход тепла на прогрев оборудования, при выгрузке в час из канала $\frac{47}{24 \cdot 7} = 0,3$ вагонетки, по уравнению (44а) составит:

$$q_3 = \frac{0,3}{94} (45 - 15) \cdot (0,115 \cdot 200 + 0,65 \cdot 170 + 0,195 \cdot 46,4) = 0,1 \cdot 142,56 = 14,26 \text{ Кал/кл.}$$

Расход тепла в окружающую среду при $k = 1,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$ по уравнению (48):

$$Q_5 = k (t_{\text{ср}} - t_a) \Sigma F,$$

при $\Sigma F = 2 \times (42 \times 2 + 42 \times 4,75 + 2 \times 4,75) = 293 \text{ м}^2$, $t_{\text{ср}} = 33^\circ$, $t_a = 20^\circ$ имеем

$$Q_5 = 1,5 \cdot (33 - 20) \cdot 293 = 5714 \text{ Кал/час,}$$

откуда

$$q_5 = \frac{Q_5}{W} = \frac{5714}{94} = 61 \text{ Кал/кг.}$$

По уравнению (57) находим удельный расход тепла на 1 кг испаренной влаги, идущий на покрытие тепловых потерь:

$$q_n = 1,1(q_2 + q_3 + q_5) - \Theta_1 - q_d = 1,1(15,8 + 14,26 + 61) - 15 - 0 = 85 \text{ Кал/кг,}$$

откуда имеем по основному уравнению сушки:

$$\frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = -0,001 \quad q_n = -0,085.$$

Для расчета L и Q обращаемся к диаграмме $J-d$.

А. Зимние условия. Принимаем для зимних условий $t_0 = -15^\circ$, $\psi_0 = 90\%$, что дает на диаграмме (фиг. 177) точку A с координатами $d_0 = 1 \text{ г/кг}$ и $J_0 = -3 \text{ Кал/кг}$. Находим далее на пересечении линии $d = \text{const}$ (вертикали \overline{AB}) с изотермой $t_1 = 45^\circ$ точку B .

Строим по катетам $Bx = 100 \text{ мм}$ и $xy = 100 \text{ мм}$ гипотенузу Bu , пересечение которой с изотермой $t_2 = 21^\circ$ дает точку C конца процесса в сушильном канале. Воздух уходит из сушилки с насыщением $\psi_2 = 60\%$.

Находим отсчетом по диаграмме $J-d$ (фиг. 177) ¹⁾ $\overline{DC} = 83$ мм, $\overline{AB} = 145$ мм. Расход воздуха по уравнению (62):

$$l = \frac{10000}{\overline{DC}} = \frac{10000}{83} = 120 \text{ кг/кг}$$

и расход тепла по уравнению (63)

$$q_k = 1000 \frac{\overline{AB}}{\overline{DC}} = 1000 \frac{145}{83} = 1750 \text{ Кал/кг.}$$

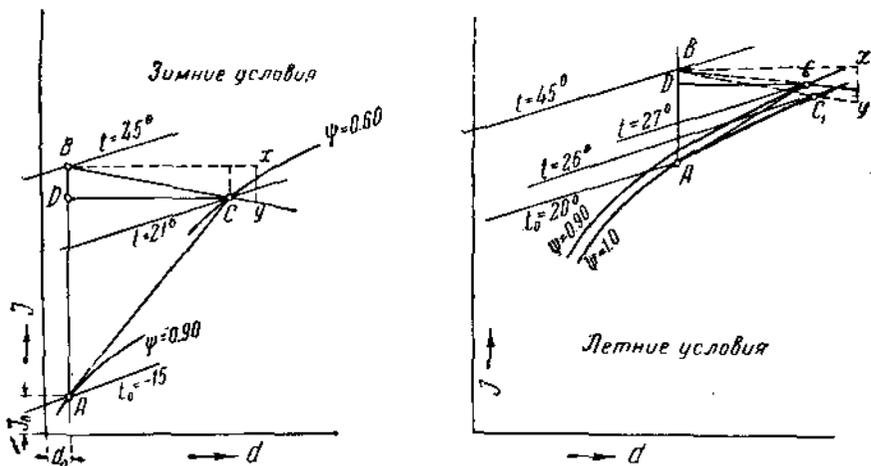
Отсюда часовые расходы:

воздуха

$$L = lW = 120 \cdot 94 = 11280 \text{ кг/час,}$$

тепла

$$Q_k = q_k W = 1750 \cdot 94 = 164500 \text{ Кал/час.}$$



Фиг. 177. Графическое решение примера 33.

Б. Летние условия: $t_0 = -20$, $\psi_0 = 100\%$. Произведя аналогичные построения, замечаем, что крайнее возможное положение точки C получается при $\psi_2 = 100\%$ и дает $t_2 = 26^\circ$. Заметим, однако, что вести расчет на $\psi_2 = 100\%$ несколько рискованно, и, по мнению технологов, сушка с полным насыщением воздуха вызывает появление грибка на клее. В летних условиях вести сушку клея необходимо при измененном режиме. С одной стороны, необходимо повысить t_2 минимум до $25-30^\circ$ (в среднем 27°), изменить концентрацию галлерты и удлинить время пребывания клея в каналах сушилки, т. е. использовать все 10 каналов, при которых соответственно уменьшаются цифры производительности каждого канала. В летних условиях имеем, таким образом, следующие данные:

$$G_1 = \frac{160 \cdot 7}{10} = 102 \text{ кг/час,}$$

¹⁾ Фиг. 177 начерчена не в масштабе. Приведенные в данном примере цифры взяты по рабочей расчетной диаграмме, изображенной на фиг. 35.

$$G_2 = \frac{66 \cdot 7}{10} = 46,2 \text{ кг/час,}$$

$$W = 102 - 46,2 = 55,8 \text{ кг/час,}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{45 + 27}{2} = 36^\circ, \quad \theta_1 = 20^\circ, \quad t_2 = t_n'' = 20^\circ.$$

Соответственно пересчитываем потери тепла

$$q_2 = \frac{0,75 \cdot 46,2 (45 - 20)}{55,8} = 14,46 \text{ Кал/кг,}$$

$$q_3 = \frac{0,3 \cdot (45 - 20)}{55,8} \cdot 142,56 = 19,10 \text{ Кал/кг,}$$

$$q_5 = \frac{1,5 \cdot (36 - 20) \cdot 293}{55,8} = 126 \text{ Кал/кг}$$

(увеличение q_5 объясняется сильным понижением величины W — часового отъема влаги в летнее время). Таким образом

$$q_n = 1,1(14,46 + 19,10 + 126) - 20 = 155,5 \text{ Кал/кг.}$$

Построение по диаграмме фиг. 177 дает теперь¹⁾

$$\text{tg } \alpha \approx 0,156, \quad xy = 16 \text{ мм, } t_2 = 27^\circ, \quad \psi_2 = 90\%,$$

$\overline{DC} = 57 \text{ мм, } \overline{AB} = 62 \text{ мм;}$ при этих значениях

$$l = \frac{10000}{\overline{DC}} = \frac{10000}{57} = 176 \text{ кг/кг,}$$

$$q_k = 100 \frac{\overline{AB}}{\overline{DC}} = 1000 \frac{62}{57} \approx 1090 \text{ Кал/кг.}$$

Полученные цифры еще раз доказывают, что летом расход воздуха больше, а расход тепла меньше. Но, благодаря использованию резервных каналов, как выше было подсчитано, загрузка по каналам уменьшилась, и поэтому $W = 55,8 \text{ кг/час}$ (меньше возможного в зимних условиях $W = 94 \text{ кг/час}$). Поэтому абсолютные величины L и Q_k для летних условий будут:

$$L = 176 \cdot 55,8 = 9820 \text{ кг/час,}$$

$$Q_k = 1090 \cdot 55,8 = 60820 \text{ Кал/час,}$$

Ввиду того что значения L и Q_k при зимних условиях больше летних, ведем расчет приборов по зимним расчетным данным. Очевидно, летом придется работу вентилятора соответственно регулировать, а в калориферах выключить секции на

$$\frac{164500 - 60820}{164500} \cdot 100 = 65\%, \text{ т. е. на } \frac{2}{3}.$$

Расчет калорифера. Располагаем паром давлением 3 атм, т. е. имеем $t_n = 142,9^\circ$, $t_k = 99,4^\circ$. Средняя разность температур в зимнее время

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_0 + t_2}{2} = \frac{142,9 + 99,4}{2} - \frac{-15 + 45}{2} = 106,5^\circ.$$

¹⁾ См. примечание на стр. 248.

Ставим группы ребристых труб, для которых принимаем коэффициент теплопередачи $k = 12 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Необходимая поверхность нагрева калорифера:

$$F_k = \frac{Q_k}{kt_{cp}} = \frac{164\,500}{12 \cdot 106,5} = 130 \text{ м}^2.$$

Чертеж такого калорифера дан на фиг. 47.

Ставим ребристые трубы диаметром 70 мм, длиной 2 м, имеющих согласно табл. 9 $f = 4 \text{ м}^2$, располагая секции в шахматном порядке, с расстоянием между горизонтальными рядами в 250 мм. Необходимое число труб будет

$$i = \frac{F}{f} = \frac{130}{4} = 33,3.$$

Ставим 35 шт. — 7 горизонтальных рядов по 5 шт. в каждом ряду. Площадь живого сечения равна приблизительно $f_{ж} \approx 0,9 \text{ м}^2$.

Количество воздуха, приведенное к нормальному (при 0° и 760 мм ртутного столба) объему (принимая $d_0 = 1 \text{ г/кг}$) будет

$$V = \frac{L}{1,293} = \frac{11\,280}{1,293} \approx 9000 \text{ м}^3/\text{час} = 2,5 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Приведенная к этому объему скорость воздуха при проходе через калорифер будет

$$\omega_0 = \frac{V}{f_{ж}} = \frac{2,5}{0,9} = 2,8 \text{ м/сек}.$$

Потеря напора в калорифере по форм. (74), равная $h_k = 0,16 (2,8)^{1,8} = 1,04 \text{ мм}$ водяного столба, настолько незначительна, что ею можно пренебречь.

Расход пара

$$D = \frac{Q_k}{\lambda_n - i_k} = \frac{164\,500}{652,5 - 99,4} = 300 \text{ кг/час},$$

или на 1 т сухого клея.

$$D_0 = \frac{D}{G_2} = \frac{300}{0,066} = 4550 \text{ кг} = 4,55 \text{ т}.$$

Расчет вентилятора. Удельный объем при $t_0 = -15^\circ$, $\psi = 0,9$; из табл. III (см. приложения) имеем $V_0 = 0,747 \text{ м}^3/\text{кг}$. Таким образом вентилятор должен отсасывать

$$V = 11\,280 \cdot 0,747 = 8500 \text{ м}^3/\text{час} = 2,36 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ воздуха}.$$

Выбираем по табл. 33 вентилятор Сирокко № 5 (диаметр 500 мм), имеющий $\omega = 15 \text{ м/сек}$ и при $n = 975 \text{ об/мин}$ преодолевающий статический напор $h_s = 70 \text{ мм}$ водяного столба. Напор подсчитывается аналогично примеру 29 в гл. 6: статический — как сумма местных сопротивлений в проходах воздуха между зазорами рамок и сопротивлений калорифера; динамический — по $\omega = 15 \text{ м/сек}$ с учетом действия диффузора (подробный расчет — см. следующий пример). При суммарном напоре $\sim 100 \text{ мм}$ водяного столба данный вентилятор требует для привода мотор мощностью (форм. 110)

$$W_m = \frac{V H}{102 \tau_a \tau_{II}} = \frac{2,36 \cdot 100}{102 \cdot 0,4} = 5,8 \text{ квт}.$$

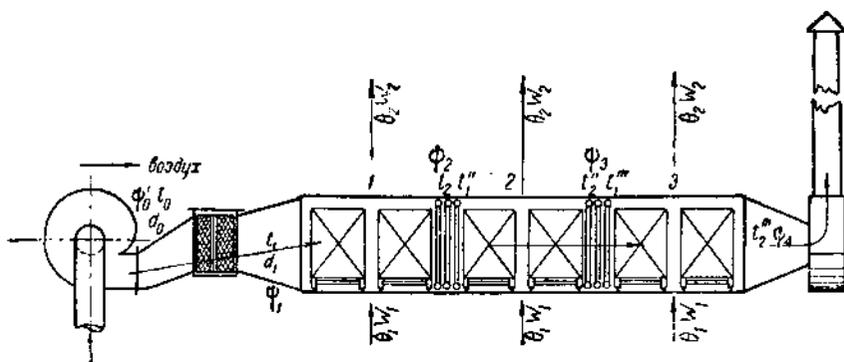
2. Расчет многокамерной сушилки со ступенчатым подогревом воздуха для преципитата (пример 34).

Задание: получить 3320 т в год сухого преципитата влажностью $w_2 = 5\%$ при его начальной влажности $w_1 = 55\%$.

Сушилка состоит из трех камер с последовательной циркуляцией воздуха и промежуточным подогревом его по схеме фиг. 178. Режим сушки $t_1 = 80^\circ$, $t_2 = 50^\circ$, $t_{cp} = \frac{80 + 50}{2} = 65^\circ \text{Ц}$. Время сушки 24 часа (1 оборот), из коих в первые 8 час. влажность материала понижается с 55 до 15%, а за остальные 16 час. с 15 до 5%; $\theta_1 = 15^\circ$, $\theta_2 = 60^\circ$, $c_2 = 0,2 \text{ Кал/кг } 1^\circ$.

Суточный выход сухого преципитата равен

$$\frac{3320 \cdot 1000}{330} = 10\,060 \text{ кг/сутки};$$



Фиг. 178. Схема сушилки для преципитата.

суточная загрузка сырого преципитата равна

$$10\,060 \cdot \frac{100 - 5}{100 - 55} = 21\,220 \text{ кг/сутки.}$$

Часовая производительность всего сушильного цеха:

$$G_1 = \frac{21\,220}{24} = 885 \text{ кг/час сырого продукта,}$$

$$G_2 = \frac{10\,060}{24} = 420 \text{ кг/час сухого продукта.}$$

Влаги надо испарить

$$W = G_1 - G_2 = 885 - 420 = 465 \text{ кг/час.}$$

Преципитат располагают на металлических противнях с деревянной рамкой размером $600 \times 800 \text{ мм}$ и по две рамки в ряд ставят на вагонетку со стеллажами. Всего по высоте имеется 15 рядов, и стало быть, вагонетка вмещает $15 \times 2 = 30$ противней, что при толщине слоя 30 мм и уд. в. преципитата 1150 кг/м^3 дает вес сырого продукта в вагонетке:

$$1150 \times 0,6 \times 0,8 \times 0,03 \times 30 = 495 \text{ кг.}$$

Таким образом необходимое число вагонеток составит с резервом в 5 шт.

$$\frac{21\ 220}{495} + 5 = 43 + 5 = 48 \text{ вагонеток в сутки.}$$

Сушильный цех оборудован 8 сушильными агрегатами по 6 вагонеток в каждом, размещенных попарно в $\frac{6}{2} = 3$ камерах (фиг. 178). Вагонетка с рамками весит в среднем: деревянные части: 120 кг и металлические части 80 кг.

Материальный баланс 1 камеры (в составе 2 вагонеток):
Средние цифры:

$$G_1 = \frac{885}{43} \cdot 2 = 41,2 \text{ кг/час,}$$

$$G_2 = \frac{420}{43} \cdot 2 = 19,5 \text{ кг/час.}$$

Средний расход влаги:

$$W = G_1 - G_2 = 41,2 - 19,5 = 21,7 \text{ кг/час.}$$

В первые 8 часов сушки изъятие влаги, как найдено из опыта, происходит весьма интенсивно, причем за этот период времени влажность преципитата снижается с 55 до 15%. Поэтому расчет ведем на этот 1-й период. Очевидно, вес материала по прошествии 8 час. составит

$$21\ 220 \cdot \frac{100 - 55}{100 - 15} = 11\ 240 \text{ кг}$$

и расход испаренной в 1-й период влаги

$$21\ 220 - 11\ 240 = 9980 \text{ кг}$$

или в среднем в час

$$\frac{9980}{8} = 1248 \text{ кг}$$

При 43 попарно загруженных (в 21,5 камеры) вагонетках количество влаги, испаренное в одной сушильной камере (заполненной двумя вагонетками), составляет

$$W = \frac{1248 \cdot 2}{43} = 58 \text{ кг/час.}$$

Для проверки баланса влаги подсчитаем расход таковой в 2-й период сушки (16 час.). Выход сухого (5% влажности) продукта будет

$$11\ 240 \cdot \frac{100 - 15}{100 - 5} = 10\ 020 \text{ кг,}$$

количество изъятной влаги

$$11\ 240 - 10\ 020 \text{ кг} = 1220 \text{ кг}$$

или в час

$$\frac{1220 \cdot 2}{16 \cdot 43} = 3,55 \text{ кг на 1 сушильную камеру.}$$

Таким образом всего испаряется воды в сушильной камере:

$$\begin{array}{r} \text{1-й период} \quad 58 \times 8 = 464 \text{ кг} \\ \text{2-й} \quad \quad \quad 3,55 \times 16 = 56,8 \text{ кг} \\ \hline \text{Итого в сутки} \quad \quad \quad 520,8 \text{ кг} \end{array}$$

Проверка среднего расхода дает $\frac{520,8}{24} = 21,7 \text{ кг/час}$, что вполне совпадает с приведенной выше цифрой.

Тепловой баланс. По формуле (38) имеем

$$Q_1 = (i_n'' - \theta_1)W = (623,5 - 15) \cdot 58 = 35\,300 \text{ Кал/час};$$

по формуле (41):

$$Q_2 = c_2 G_2 (\theta_2 - \theta_1) = 0,2 \cdot \frac{10\,020,2}{43,8} (60 - 15) = 0,2 \cdot 58,3 \cdot 45 = 525 \text{ Кал/час};$$

по формуле (44):

$$Q_3 = (0,115 \cdot 120 + 0,65 \cdot 80) (60 - 15) \cdot \frac{1}{8} \approx 370 \text{ Кал/час};$$

$$Q_6 = k(t_{cp} - t_a) \Sigma F.$$

По конструкции ограждения (деревянные стенки, обитые железом по войлоку) $k \approx 1,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, $\Sigma F = 70 \text{ м}^2$, $t_{cp} = 65^\circ$, $t_a = 20^\circ$.

Подставляя эти цифры в формулу для Q_6 , получим:

$$Q_6 = 1,5 (65 - 20) \cdot 70 = 4725 \text{ Кал/час}.$$

Величина q_n определяется из формулы:

$$q_n = 1,1 \frac{Q_2 + Q_3 + Q_6}{W} - \theta_1 = 1,1 \frac{525 + 370 + 4725}{58} - 15 \approx 91,5 \text{ Кал/кг};$$

из уравнения $\text{tg } \alpha = \frac{-q_n}{1000}$ имеем $\text{tg } \alpha = 0,092$.

Определение расхода воздуха и тепла в калориферах. Камера I. По диаграмме $J-d$ (фиг. 179)¹⁾ находим при $t_0 = 20^\circ$, $\psi_0 = 0,80$, $t_1 = 80^\circ$, $t_2 = 50^\circ$ и $\text{tg } \alpha = 0,092$, $\overline{xu} = 9,2 \text{ мм}$ последовательно из $\triangle AB_1C_1$:

$$\overline{D_1C_1} = 52 \text{ мм},$$

$$\overline{AB_1} = 74 \text{ мм}, \quad \psi_2 = 0,28;$$

$$\text{откуда } L = \frac{5000}{52} \cdot 58 = 5577 \text{ кг/час},$$

$$Q_k' = 1000 \cdot \frac{74}{52} \cdot 58 = 82\,500 \text{ Кал/час}.$$

Камера II. Роль точки А, характеризующей состояние воздуха, вступающего в калорифер камеры II, играет теперь точка С. Поднимаясь от нее вверх до заданной температуры подогрева $t_1 = 80^\circ$, находим точку B_2 , и далее (так как каждая камера работает с одинаковой производительностью и при том же $t_2 = 50^\circ$) аналогичным построением находим $\triangle C_1B_2C_2$, характеризующий поведение

¹⁾ Масштаб диаграммы 1:2 по сравнению с диагр. фиг. 35, чем объясняется множитель 5000 в уравнении для L .

того же количества воздуха в камере II. Очевидно, $\Delta B_1 D_1 C_1 = \Delta B_2 D_2 C_2 = \Delta B_3 D_3 C_3$, т. е.

$$\overline{D_2 C_2} = \overline{D_1 C_1} = 104 \text{ мм};$$

но расход тепла естественно будет меньше, ибо у входа в калорифер камеры II воздух уже имел температуру 50° ;

$$\overline{B_2 C_1} = 75 \text{ мм.}$$

Итак, из диаграммы имеем

$$L_2 = L = 5577 \text{ кг/час}$$

и расход тепла в калорифере

$$Q_k'' = 1000 \frac{75}{104} \cdot 58 \approx 42000 \text{ Кал/час.}$$

Камера III. Из диаграммы видно, что, так как точки C_1, C_2, C_3 лежат на одной прямой (изотерме $t_2 = 50^\circ$), то прямоугольный $\Delta C_1 D_2 C_2 = \Delta C_2 D_3 C_3$ и поэтому

$$\overline{D_2 C_2} = \overline{D_3 C_3} = \overline{D_1 C_1} = 104 \text{ мм};$$

точно так же

$$\overline{B_3 C_2} = \overline{B_2 C_1} = 75 \text{ мм.}$$

Таким образом расход тепла в калорифере камеры III

$$Q_k''' = Q_k'' = 42000 \text{ Кал/час.}$$

Расчет калорифера. Воздух подается в калорифер из помещения цеха, которое для зимних условий оборудуется приточной вентиляцией. Первый калорифер ставим в виде агрегата из двух последовательно расположенных пластинчатых калориферов Госсанстроя, с параллельным вводом греющего пара в оба калорифера. Количество воздуха

$$V = L V_0 = 5577 \cdot 0,8633 = 4814 \text{ м}^3/\text{час} = 1,34 \text{ м}^3/\text{сек}$$

(здесь v_0 — удельный объем влажного воздуха; по табл. III при $t_0 = 20^\circ$ и $\psi_0 = 0,8$, $V_0 = 0,8633 \text{ м}^3/\text{кг}$). Принимаем в порядке 1-го приближения $k = 25 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Далее при $t_n = 120^\circ$, $t_k = 100^\circ$ имеем

$$t_n = \frac{120 + 100}{2} - \frac{80 + 20}{2} = 60^\circ.$$

Таким образом поверхность каждого из двух калориферов будет

$$F_k = \frac{Q_k'}{k t_n} = \frac{82500}{2 \cdot 60 \cdot 25} = 27,5 \text{ м}^2.$$

Выбираем по табл. 10 калорифер Госсанстроя Б-4, имеющий $T_k = 28,7 \text{ м}^2$ и площадь живого сечения $f_{ж} = 0,25 \text{ м}^2$. Таким образом средняя скорость воздуха в живом сечении калорифера

$$w_{\text{ср}} = \frac{V}{f_{ж}} = \frac{1,34}{0,25} = 5,4 \text{ м/сек.}$$

Средняя температура воздуха в калорифере

$$t_{\text{ср}} = \frac{20 + 80}{2} = 50^\circ,$$

откуда средний уд. вес $\gamma_{\text{ср}}$ его при $\psi \approx 0,15$ (см. на диаграмме $J-d$ фиг. 179 — середину линии \overline{AB} и далее V_0 по табл. III) будет

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{1}{(V_0)_{50^\circ}} = \frac{1}{0,95} = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда по форм. (75) и табл. 13 коэффициент теплопередачи калорифера

$$k = 11,40 (5,4 \cdot 1,05)^{0,46} = 25,10 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

что почти совпадает с принятым значением k .

Калориферы камер II и III. Здесь расход тепла значительно меньше. В целях максимального сокращения места, ставим трубчатые калориферы типа Стюртевант. В одном поперечном ряду труб живое сечение при 28 трубах диаметром 33 мм, промежутке между трубами в 10 мм и ширине труб и калорифера 1200 мм равно

$$0,01 \times 1,2 \times 27 = 0,324 \text{ м}^2.$$

Объем воздуха V был вычислен ранее и равен $1,34 \text{ м}^3/\text{сек}$; средняя температура $t_{\text{ср}} = \frac{50 + 80}{2} = 65^\circ$; скорость воздуха $w_{\text{ср}} = \frac{1,34}{0,324} = 4,13 \text{ м/сек}$. При этой скорости, согласно табл. 6 с поправкой на температуру $t_{\text{ср}} = 65^\circ$, равной 0,80, коэффициент теплопередачи будет:

$$k \approx 50 \cdot 0,80 = 40 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Средняя разность температур

$$t_n = \frac{120 + 100}{2} - \frac{50 + 80}{2} = 45^\circ.$$

Отсюда необходимая поверхность нагрева калорифера

$$F_k = \frac{42000}{40 \cdot 45} = 23,3 \text{ м}^2.$$

Таким образом число труб равно

$$i = \frac{23,3}{\pi \cdot 0,033 \cdot 1,2} = 186 \text{ шт.},$$

т. е. ставим 7 рядов по 28 труб в ряду или $7 \cdot 28 = 196$ шт.

Потери напора в калориферах. В пластинчатых калориферах камеры I потеря напора определяется по форм. (77) и по табл. III. Влажность $\psi = 0,15$ — середина линии B_2C_1 на диаграмме $J-d$ и средний удельный вес

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{1}{V_0} = \frac{1}{(V_0)_{55^\circ}} = \frac{1}{1,016} = 0,98 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом для двух последовательно включенных калориферов

$$h = 2 \frac{(\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}})^{1,8}}{15,4} = 2 \frac{(4,13 \cdot 0,98)^{1,8}}{15,4} = 1,6 \text{ мм водяного столба (см.}$$

табл. 18, схема 5 и фиг. 54).

В трубчатых калориферах — по табл. 7 при 7 рядах и скорости $\omega_{\text{ср}} = 4,13 \text{ м/сек}$ с поправкой на температуру 50° имеем

$$h = 0,84 \cdot 1,8 \cdot 2 \cdot 12 = 3,2 \text{ мм водяного столба.}$$

Всего в трех калориферах расходуется напор

$$h_{\text{к}} = 1,6 + 2 \cdot 3 \cdot 2 = 8 \text{ мм водяного столба.}$$

Расчет вентилятора. Для подачи $4814 \text{ м}^3/\text{час}$ воздуха выбираем по табл. 33 центробежный вентилятор Сирокко № 4 (диаметр колеса 400 мм), дающий скорость $\omega = 14 \text{ м/сек}$ и при 980 об/мин преодолевающий статический напор $h_s = 40 \text{ мм водяного столба}$.

Для подсчета полного фактического h_s учитываем потери на трение при прохождении воздуха через полки с преципитатом, расположенные на $2 \cdot 3 = 6$ вагонетках, местные потери (повороты в воздуховодах) и, наконец, потери напора в калориферах.

В соответствии с конструкцией вагонетки расстояние между рядами товара на каждой полке по высоте равно около 40 мм , длина вагонетки 1130 мм ¹⁾, число полок $i = 16$. Таким образом, имеем величину эквивалентного диаметра d_s по уравнению (113):

$$d_s = i \frac{2ab}{a+b} = 16 \cdot \frac{2 \cdot 1,13 \cdot 0,04}{1,13 + 0,04} = 1,24 \text{ м.}$$

При общей длине 6 вагонеток $l = 6 \times 1 = 6 \text{ м}$ (где 1 м — ширина вагонетки) получаем по форм. (114) и табл. 30, 31, 32:

$$h_{\text{т}} = l \cdot 12 \gamma^{0,852} \omega^{1,924} d_s^{-1,281} \text{ мм водяного столба.}$$

При средней температуре воздуха в камере $t_{\text{ср}} = \frac{80 + 50}{2} = 65^\circ$

$$\gamma_{\text{ср}} = 0,98 \approx 1 \text{ кг/м}^3.$$

Живое сечение вагонетки

$$f_{\text{ж}} = 16 ab = 16 \times 1,13 \times 0,04 = 0,72 \text{ м}^2.$$

Отсюда средняя скорость воздуха над продуктом

$$\omega = \frac{1,34}{0,72} = 1,86 \text{ м/сек.}$$

Подставляя цифровые значения γ и ω в формулу для $h_{\text{т}}$, имеем:

$$h_{\text{т}}' = 6 \cdot 12 \cdot 1^{0,852} \cdot 1,86^{-1,281} = 72 \cdot 1 \cdot 3,2 \cdot 0,7 = 161,3 \text{ мм водяного столба.}$$

Присоединим еще потерю на трение воздуха в промежутках между вагонетками и калориферами, дающих в сумме $9 \times 0,10 = 0,9 \text{ м}$, что при размерах камеры $a' = 1,2 \text{ м}$, $b' = 1,5 \text{ м}$, т. е. эквивалентном

1) Вагонетки установлены поперек камеры.

диаметре свободного поперечного сечения $d_s = \frac{2,1 \cdot 2 \cdot 1,5}{1,2 + 1,5} = 133$ м и средней скорости ~ 1 м/сек, определяет величину местного сопротивления по тому же уравнению (114):

$$h_r'' = 0,9 \cdot 12 \cdot 1^{0,852} \cdot 1^{1,924} \cdot 1,33^{-1,281} = 10,8 \cdot 1 \cdot 0,8 = 8,64 \text{ мм водяного столба.}$$

Таким образом, суммируя все местные сопротивления, находим

$$h_r = h_k + h_r' + h_r'' = 8 + 161,3 + 8,64 = 178 \text{ мм водяного столба.}$$

Так как вентилятор выбранного типа при наличии хорошо сконструированного диффузора дает напор не более 100 мм водяного столба, ставим 2 вентилятора (фиг. 180), у которых работа по созданию напора распределена почти поровну.

При этом их число об/мин следует пересчитать по формуле (105), для чего предварительно находим динамический напор каждого вентилятора при скорости $\omega = 14$ м/сек с учетом действия диффузора. Принимая конструкцию последнего аналогичной приведенной в примере 30 ($\alpha = 20^\circ$), имеем:

$$f_1 = \frac{1,34}{14} = 0,1 \text{ м}^2, \quad f_2 = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44 \text{ м}^2, \quad \omega_2 = \frac{1,34}{1,44} = 1 \text{ м/сек;}$$

к. п. д. диффузора определяем по формуле (117):

$$\eta = 1 - \frac{\left(\frac{1,44}{0,1} - 1\right) \sin 20^\circ}{\frac{1,44}{0,1} + 1} = 1 - \frac{13,4 \cdot 0,342}{15,4} = 0,703 \approx 0,70.$$

Добавочный статический напор, получаемый в результате постановки диффузора, по уравнению (116)

$$h_s' = 0,06\eta(\omega_1^2 - \omega_2^2) = 0,06 \cdot 0,7(14^2 - 1^2) = 8,19 \text{ мм водяного столба.}$$

Потеря в диффузоре составляет

$$h_d = \frac{h_s'}{\eta} - h_s' = \frac{8,19}{0,7} - 8,19 = 3,51 \text{ мм водяного столба}$$

и оставшееся динамическое давление

$$h_d = \gamma \frac{\omega_2^2}{2\theta} = 1,03 \frac{1^2}{19,62} = 0,1 \text{ мм водяного столба.}$$

Суммарный напор каждого из двух вентиляторов составляет

$$H_2 = h_s + h_r + h_d = \frac{178}{2} + 3,51 + 0,1 \approx 93 \text{ мм водяного столба.}$$

Таким образом расход мощности каждого электромотора по формуле (116):

$$W_m = \frac{1,34 \cdot 93}{102 \cdot 0,4} = 3,28 \approx 3,3 \text{ квт.}$$

Для определения необходимого числа оборотов вентилятора имеем: при $h_1 = 40$ мм и при $n_1 = 980$ об/мин

$$h_2 = \gamma \frac{\omega^2}{g} = 1,03 \frac{14^2}{19,62} = 10 \text{ мм водяного столба,}$$

$$H = 40 + 10 = 50 \text{ мм водяного столба.}$$

Делаем пересчет числа оборотов по уравнению (105):

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 980 \sqrt{\frac{93}{50}} = 1233 \text{ об/мин,}$$

что вполне допустимо, так как для вентилятора № 4 n_{\max} по табл. 33 равно 1400 об/мин. Увеличение числа оборотов на $\frac{1233 - 980}{980} \cdot 100 = 25\%$,

несомненно скажется на повышении динамического давления, а стало быть и расхода мощности, что может быть уточнено на основе уравнения (109).

КОНТРОЛЬ РАБОТЫ И ИСПЫТАНИЯ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. Общие положения

Технический контроль над работой сушильной установки сводится к определению следующих факторов в моменты до сушки, после сушки и во время самого сушильного процесса.

А. Характеристика состояния высушиваемого материала—определение его веса, влажности, температуры, качества и соответствия техническим условиям или требованиям и нормам стандарта.

Б. Характеристика теплоносителя сушильного процесса (воздуха, дымовых газов, пара и т. д.), сводящаяся к нахождению его температуры, влажности, скорости движения, парциальных давлений, преодолеваемого в сушильной установке напора (сопротивления в камере, калорифере и т. п.), удельного веса и удельного объема.

В. Характеристика расхода энергии. 1) Тепловые расходы: определение расхода тепла (топлива) в месте его генерации. Так, при сушке воздухом, к этой группе измерений относятся замер расхода пара в калорифере, его температуры, давления, температуры конденсата; при сушке дымовыми газами сюда относятся данные о роде топлива, количестве сжигаемого топлива, провалов и шлака, температуре горения, составе дымовых газов, коэффициенте избытка воздуха, температуре и влажности отходящих газов и др.

2) Расходы электрической энергии: производительность вентилятора, расход мощности его электромотора, контроль силы тока и его напряжения, расходы энергии, вызываемые механизацией процесса (конвейерные механизмы, питатели, мешалки, воздушные насосы в вакуумсушилках, устройства для вращения диска или расход энергии компрессором в распыливающих сушилках и т. д.).

Все данные, которые могут быть найдены по указанной выше номенклатуре, следует разделить на 2 разряда.

К *первому* относятся данные текущего оперативного характера, регистрирующие повседневный контроль над протеканием сушильного процесса и предопределяющие технику и методы его регулирования.

К *второму* надо причислить цифровой материал, получаемый в итоге подробных длительных испытаний всей сушильной уста-

новки, производимых периодически по мере надобности (приемно-сдаточные, контрольные испытания и т. д.) в разные характерные периоды года (лето — зима) и имеющие целью проверку среднего режима сушки, установление норм работы и к. п. д., выяснение соответствия фактической производительности с запроектированным заданием — в конечном итоге фиксирующие оценку состояния сушилки и создающие базис для ее рационализации или необходимой реконструкции. Программа таких испытаний значительно шире работы текущего контрольно-измерительного характера.

Помимо показаний соответствующих регистрирующих приборов, часть величин, определяющих некоторые параметры характеристики сушилок, находится на основе вычислений.

Техника обращения с приборами, описание их действия и метод указанных вычислений и составляет содержание настоящей главы.

2. Технические измерения высушиваемого материала

Определение влажности. Назначением сушки является удаление влаги, количество которой равняется разности между весом материала до сушки и после нее. При этом важно не абсолютное количество изъятых воды (зависящее от размеров и масштаба процесса), а имеет значение количество влаги, отнесенное к начальному весу продукта. Это количество воды называется относительной влажностью, обозначается через w и измеряется обычно в процентах по следующей формуле:

$$w = \frac{G_{\text{вм}} - G_{\text{см}}}{G_{\text{вм}}} \cdot 100\%, \quad (161)$$

где $G_{\text{вм}}$ и $G_{\text{см}}$ — веса во влажном и сухом состоянии отобранных проб или изъятых средних образцов материала, измеренные в г (или кг) на точных весах с точностью до 0,3 — 0,5%.

Более правильным является определение влажности по отношению к 1 кг сухого веса. Влагосодержание материала, отнесенное к 1 кг сухого веса, называется абсолютной влажностью. По постановлению Всесоюзной сушильной конференции 1929 г. в СССР введен термин абсолютная влажность (являющаяся, в сущности, влажностью „приведенной“), которая выражается соотношением

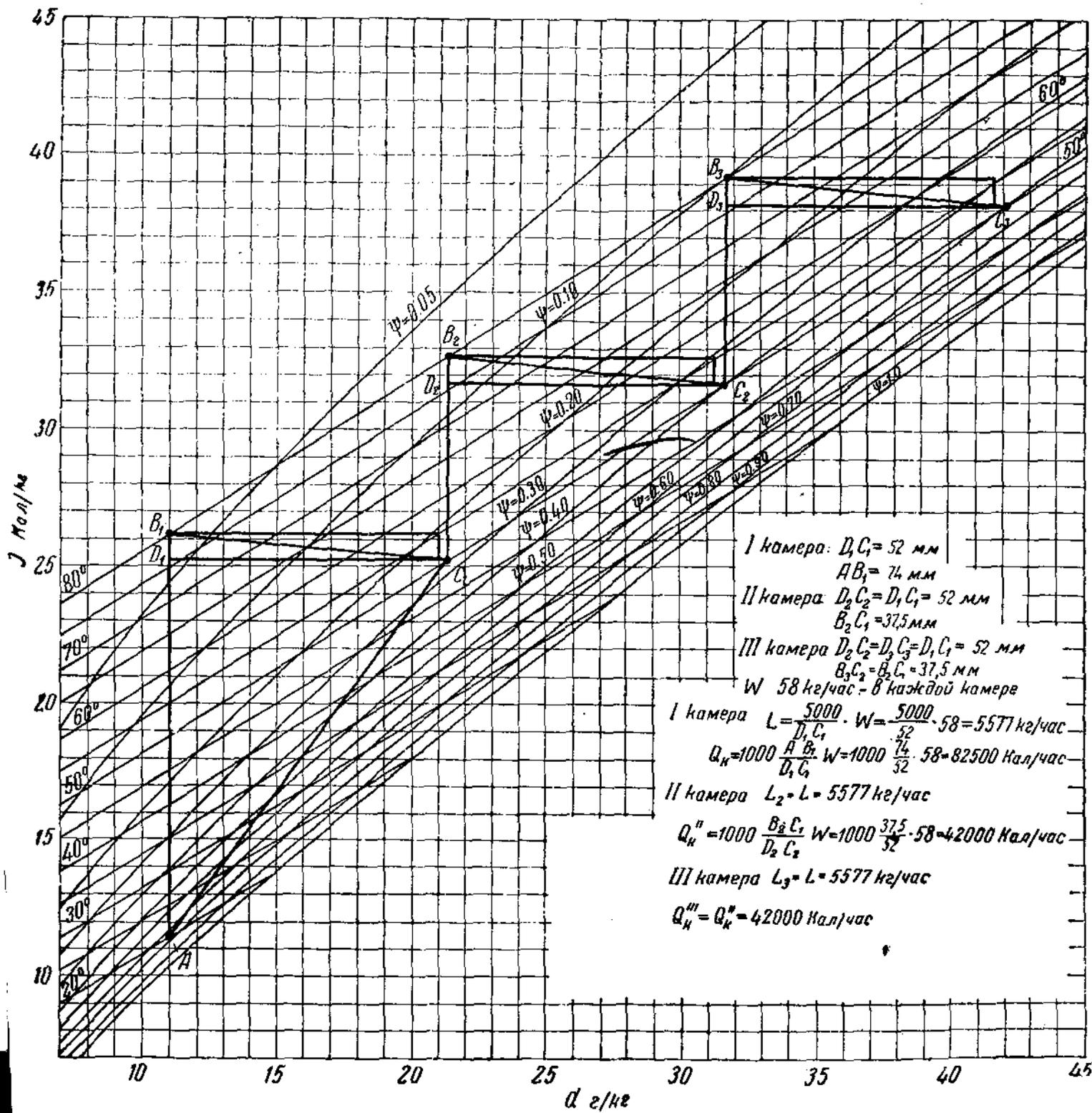
$$\varphi_{\text{м}} = \frac{G_{\text{вм}} - G_{\text{см}}}{G_{\text{см}}} \cdot 100\%, \quad (162)$$

Так например, если отобранная проба влажного материала весит $G_{\text{вм}} = 70$ г, а после длительной сушки вес ее устанавливается на определенном постоянном показании весов $G_{\text{см}} = 50$ г, то относительная влажность данного материала будет

$$w = \frac{70 - 50}{70} \cdot 100 = 28,57\%$$

а абсолютная влажность

$$\varphi_{\text{м}} = \frac{70 - 50}{50} \cdot 100 = 40\%$$



Фиг. 179. График решения примера 34.

Приводим таблицу эквивалентных значений абсолютной и относительной влажности по Миниовичу ¹⁾ (табл. 58).

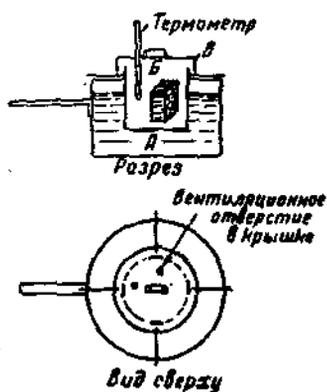
ТАБЛИЦА 58

$M_m, ‰$	$\varphi, ‰$
300,0	75,0
200,0	66,7
150,0	60,0
100,0	50,0
50,0	33,3
25,0	20,0
10,5	9,1
5,0	4,7

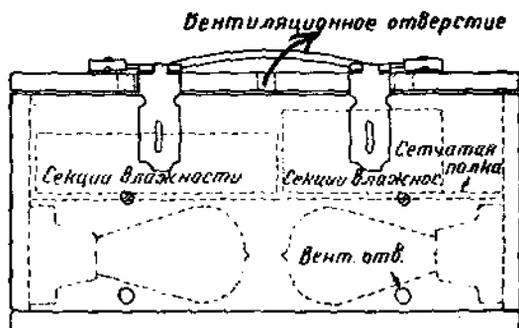
Как видно из таблицы, значения обеих влажностей сильно расходятся при высоких цифрах и довольно близко подходят друг к другу при малых значениях.

Для пересчета из относительной влажности в абсолютную или наоборот может служить следующая формула

$$\omega = \frac{100 \varphi_m}{100 + \varphi_m} ‰ \quad (163)$$



Фиг. 181. Аппарат для определения влажности.



Фиг. 182. Переносный аппарат для измерения влажности.

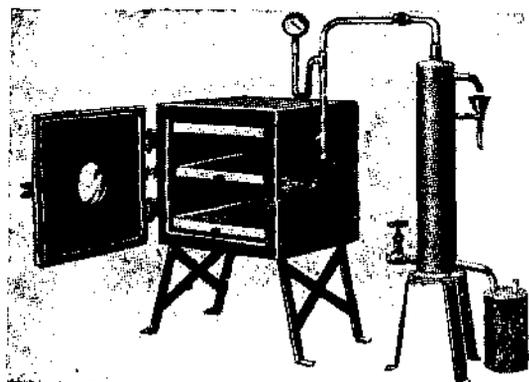
Влажность определяется в лабораторном сушильном шкафу. В случае отсутствия такового на предприятии необходимо смастерить самодельный шкаф по образцу, представленному схематически на фиг. 181 и состоящему из котелка А, подогреваемого на спиртовой лампе, примусе, печке. Взвешенный образец помещают во внутреннюю часть котелка и плотно закрывают ее, оставив в крышке небольшое отверстие для удаления влаги, испаряющейся из испытываемого образца. Температура воды в котелке не может подняться при нормальном давлении выше 100°.

Образцы лабораторных электрических сушильных шкафов изображены на фиг. 182 и 183.

¹⁾ Указатель литературы № 3,

Фиг. 182 представляет переносный сушильный шкаф, удобный для измерения влажности твердых образцов. Фиг. 183 изображает небольшую лабораторную вакуумсушильную испытательную установку электрического обогрева.

Для определения влажности можно пользоваться специальным прибором, так называемым „скалометром“ (фиг. 184), устройство

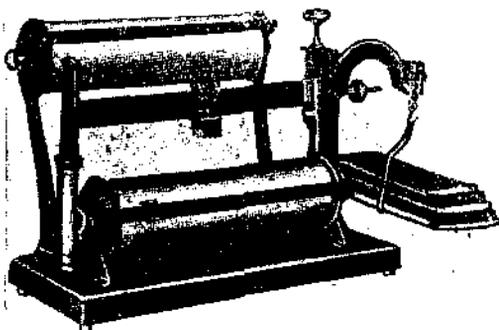


Фиг. 183. Лабораторная вакуумсушильная установка.

которого заключается в следующем. На подставке обыкновенных весов укреплены два цилиндра, на которые наклеены таблицы. Один цилиндр употребляется при влажности образца от 0,5 до 30%, второй — от 30 до 90%. После начального взвешивания устанавливают указатель против графы таблицы цилиндра, отвечающей найденному весу. Определив сухой вес, вращают цилиндр и в соответствующей клетке находят влажность без каких-либо подсчетов.

Аппарат для автоматического определения влажности конструкции DAQUA представлен на фиг. 185; устройство аппарата ясно из иллюстрации.

Определение веса, температуры и специальных качеств материала (гигроскопичность, прочность и т. п.) особых пояснений не требует. Техника точных измерений температур подробно изложена (кроме классического труда Грамберга, Технические измерения, МАКиз, 1927) в книге Кноблаух и Хенки, Точные измерения температур в технике, Ленхимсектор ГНТИ, 1931.



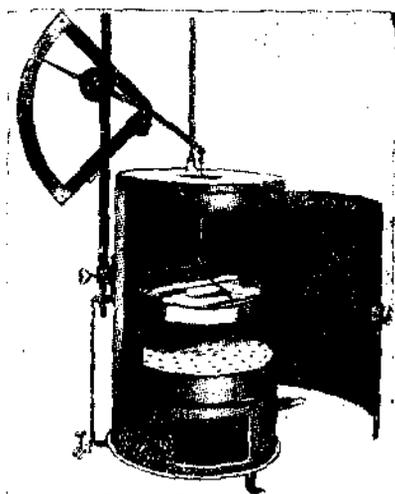
Фиг. 184. Скалометр.

3. Измерения состояния воздуха

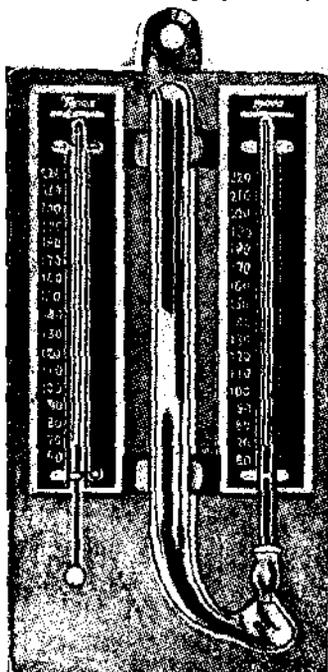
К измерениям состояния воздуха в первую очередь относится определение температуры и влажности воздуха. Основными приборами здесь являются: а) простые термометры, устанавливаемые у стенок сушильной камеры и не являющиеся достаточно надеж-

ными показателями температуры, так как учитывают только местную температуру в камере, б) психрометры, учитывающие одновременно температуру и влажность воздуха. Применение обычного волосяного гигрометра, как весьма неточного прибора, не рекомендуется.

Действие психрометра основано на том, что испарение всегда сопровождается понижением температуры. Психрометр состоит из двух точных монтированных на общей рамке (фиг. 186) термометров. Один из них ничем не отличается от обычного термометра, а у второго шарик обернут марлей или какой-либо другой гигроскопической материей, конец которой опущен в сосуд с водой. Вода, поднимаясь по материи, испаряется и охлаждает ртуть термометра, понижая, таким образом, показания этого второго, так называемого „мокрого“ термометра. Разность температур сухого и мокрого термометров дает возможность определить влажность воздуха на основании специаль-



Фиг. 185. Аппарат для измерения влажности образцов.

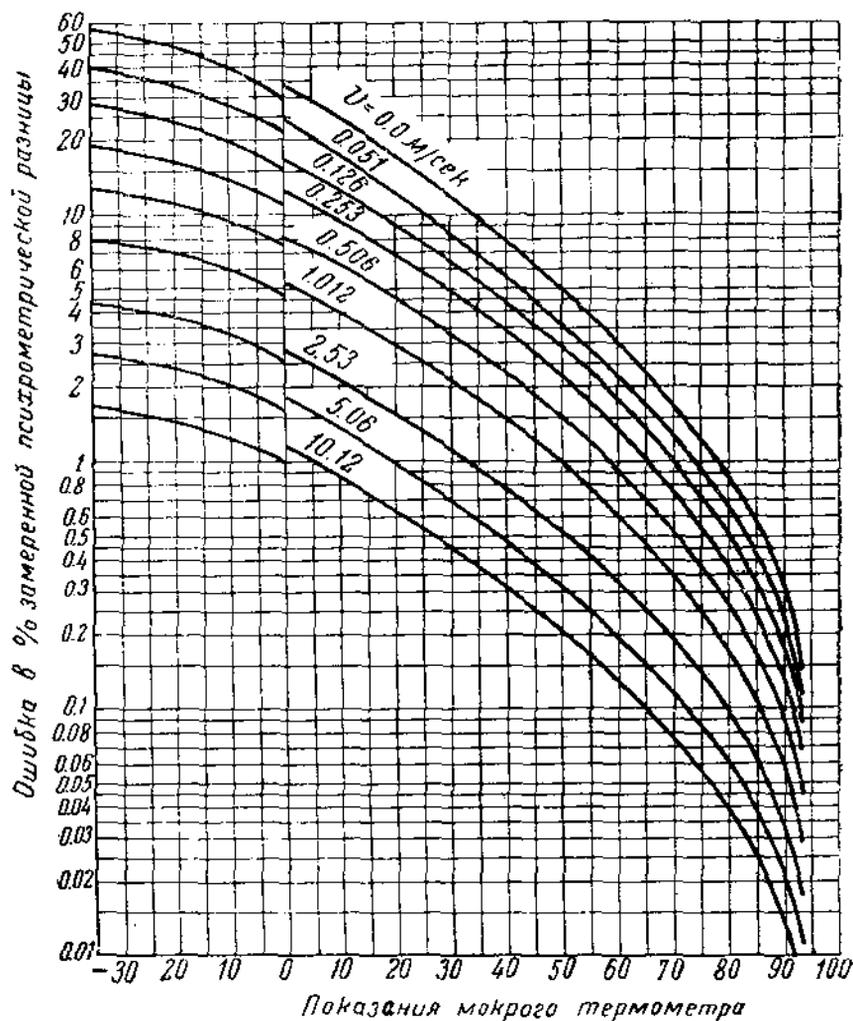


Фиг. 186. Психрометр.

ных психрометрических таблиц или при помощи диаграммы $J-d^1$). Психрометрические таблицы приведены ниже в табл. V (см. приложения) (по данным Instructions for operation National Dry Kilns). Очевидно, чем меньше относительная влажность воздуха (чем он суше), тем интенсивнее происходит испарение с поверхности влажного термометра и тем стало быть ниже температура мокрого термометра. И обратно, при увеличении влажности воздуха, интенсивность испарения влаги с поверхности мокрого термометра падает, показания обоих термометров сходятся,

¹⁾ См. статью инж. М. Ю. Лурье, „Изв. Телл. ин-та“, № 6 (29), 1927.

и разность их температур уменьшается. Это обстоятельство ясно отображено в табл. V. Пользование психрометром и таблицей происходит в таком порядке. Вычитая показания обоих термометров, определяют психрометрическую разность температур. Затем по таблице в клетке пересечения горизонтальной строки, идущей от столбца показаний сухого термометра, с соответствующей



Фиг. 187. График поправок к показаниям психрометра.

щим вертикальным столбцом, отвечающим найденной разности температур, находят величину относительной влажности ψ воздуха в процентах.

При пользовании психрометром нужно соблюдать ряд следующих правил:

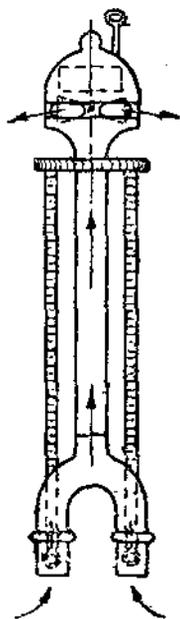
- 1) следить, чтобы марля была чистой и совершенно обезжиренной, и менять ее не реже 1 раза в 5—10 дней;
- 2) воду употреблять дистиллированную, в крайнем случае кипяченую или дождевую фильтрованную;
- 3) обеспечить приток воды (ее пополнение) к психрометру;
- 4) устанавливать психрометр в местах максимальной скорости воздуха.

Последнее положение объясняется тем, что точность показаний психрометра повышается со скоростью воздуха, и вообще, несмотря на большую чувствительность психрометра, показания его несколько отклоняются от истинных значений. Кривые поправок показаний психрометра приведены на фиг. 187¹⁾.

На фиг. 188 представлен общий вид нормального психрометра, по которому производят проверку испытываемого психрометра. Этот психрометр снабжен специальным прибором, позволяющим устанавливать надлежащую скорость и приводимым в движение часовым механизмом. Фиг. 189 изображает установку психрометра Августа, описанную инж. Чулицким в его работе, посвященной исследованиям сушки древесины²⁾.

Сильная зависимость точности показаний психрометра от скорости воздуха значительно уменьшает его эффективность в сушилках с естественной циркуляцией воздуха. Трудность оперирования с переносными психрометрами при высоких температурах в сушильной камере привела к распространению далекодействующих психрометров. Пример такого психрометра, снабженного самопишущим механизмом и соединенного с автоматическим регулятором заданной влажности, изображен на фиг. 190, а картограмма показаний температур сухого и мокрого термометров по записям самопишущего психрометра дана на фиг. 191. Подобные приборы, носящие название „термогумидостатов“, весьма распространены в сушильных установках США. Общий вид установки на наружной стене сушильной камеры контрольного психрометра для регистрации и регулирования влажности изображен на фиг. 192, а расположение приборов на фиг. 193. На переднем плане видна воронка, служащая для пополнения водой чашки мокрого термометра. Изготовление у нас и внедрение в обиход сушилок подобных приборов является безотлагательной задачей сегодняшнего дня и несомненно облегчит и внесет необходимую точность в дело повседневного учета и контроля работы сушильных установок.

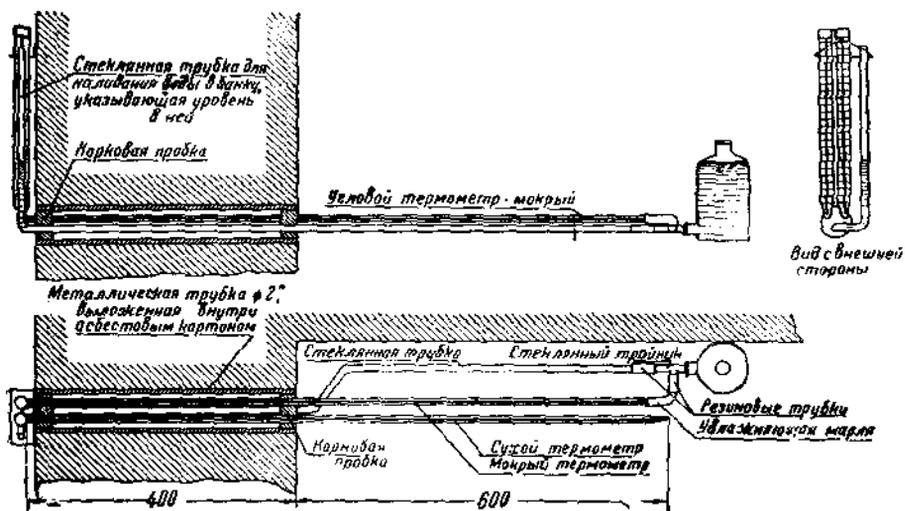
Второй важной величиной, определяющей величину гидравлических сопротивлений, коэффициент теплопередачи и количество циркулирующего воздуха, является скорость его движения.



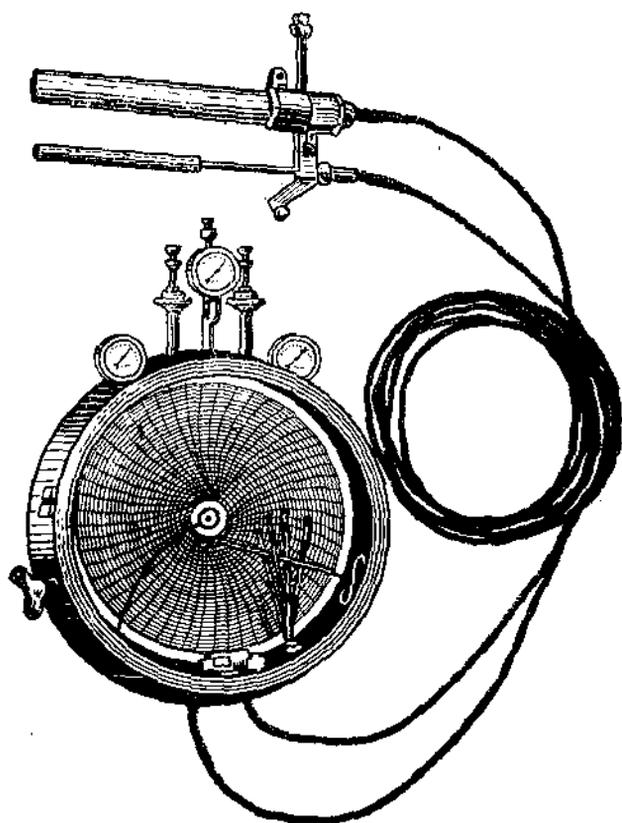
Фиг. 188. Психрометр Ассмана.

¹⁾ Указатель литературы, № 10.

²⁾ Указатель литературы, № 60.



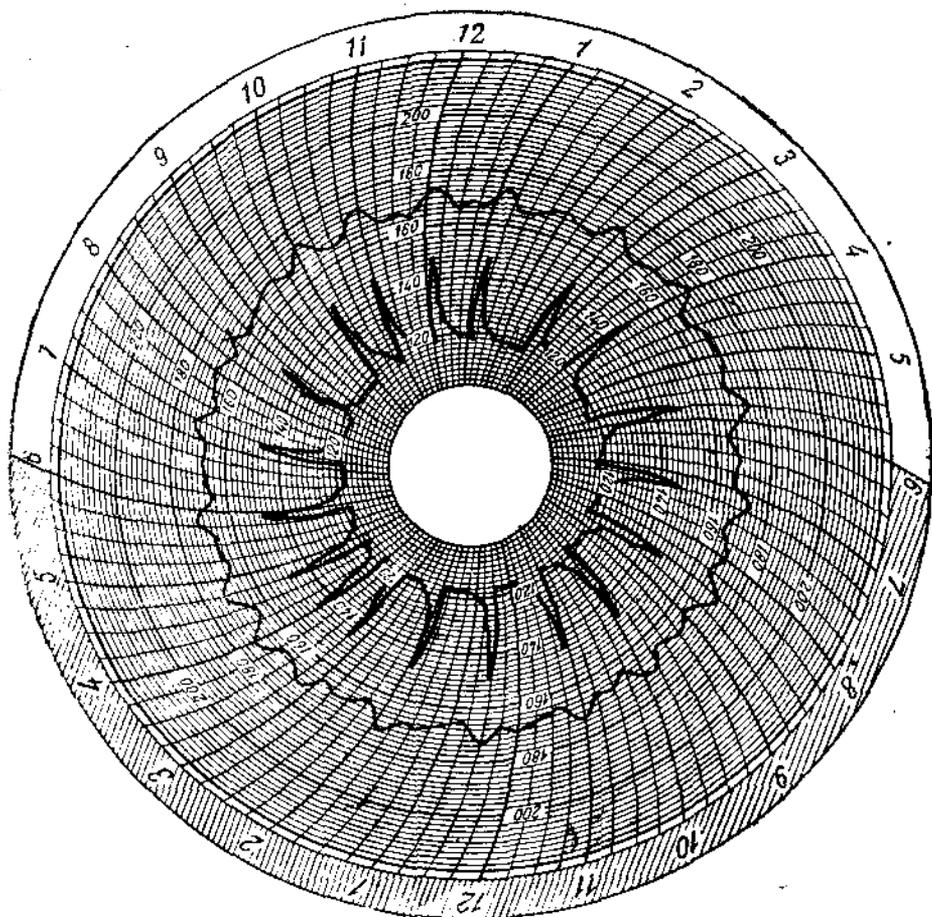
Фиг. 189. Схема установки психрометра в камере.



Фиг. 190. Контрольный регистрирующий психрометр.

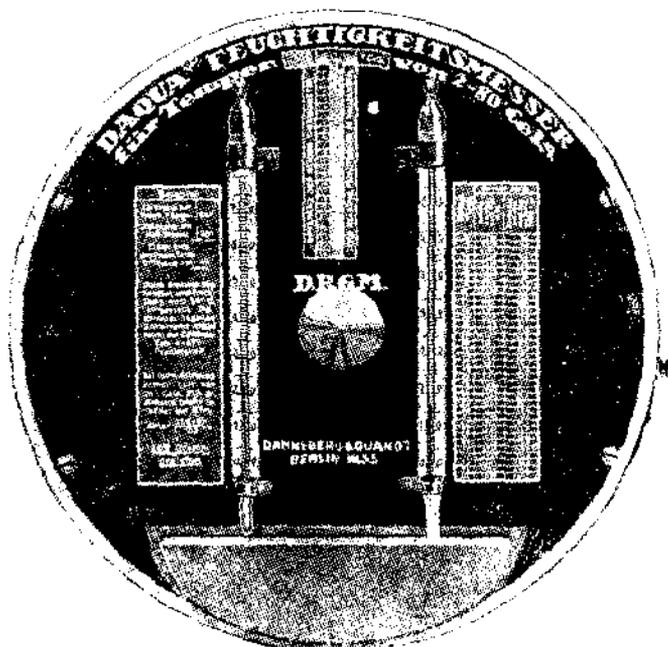
Если последняя достаточно велика ($\omega > 1$ м/сек), но в то же время потоки воздуха не отличаются сильно турбулентным режимом, то с известной степенью надежности можно пользоваться простым анемометром в сушильной камере на фиг. 193.

Анемометр (фиг. 194) представляет собой довольно несложный прибор для измерения скоростей воздуха и состоит из крыльчатого колеса с лопатками, наклоненными под некоторым углом

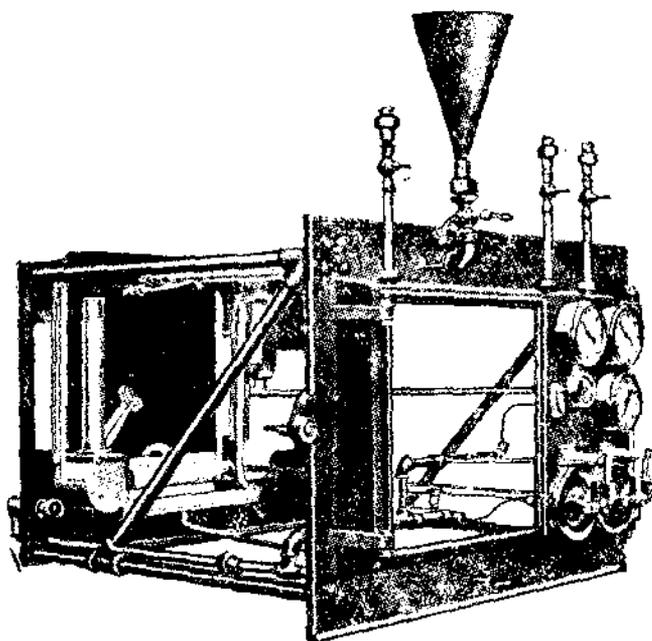


Фиг. 191. Картограмма показаний психрометра.

к плоскости вращения, или из вращающегося креста с чашками (полусферами). Счетный механизм дает показания пути, пройденного воздухом за время пребывания анемометра в воздушном потоке. Заметив начальное показание прибора и пустив в ход секундомер, вводят одновременно анемометр внутрь сушильной камеры и по его извлечении оттуда вновь отмечают показания анемометра и секундомера. Разделив разность показаний анемометра (в м) на время его

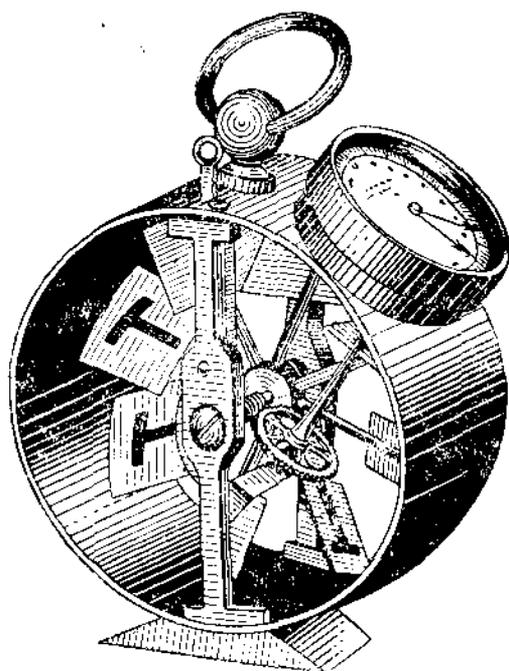


Фиг. 192. Психрометр.



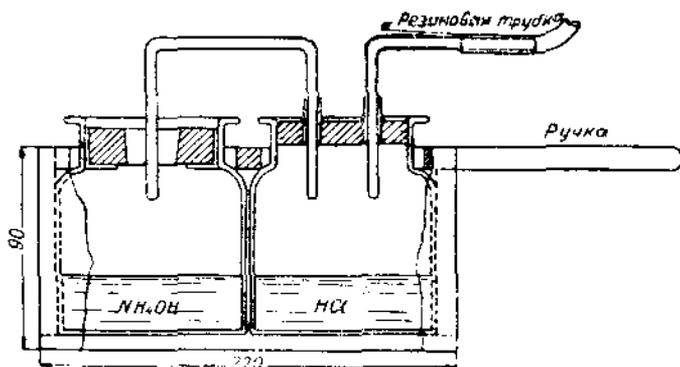
Фиг. 193. Схема расположения приборов в сушильной камере.

действия в камере (в секундах), находят скорость движения воздуха (в м/сек) в испытываемом месте камеры. При этом необходимо показания анемометра умножить на поправочный коэффициент—



Фиг. 194. Анемометр.

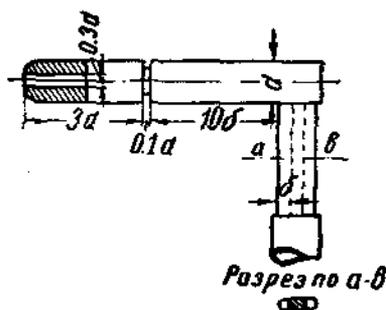
константу данного прибора, учитывающую трение при вращении механизма прибора и другие конструктивные его особенности. Для



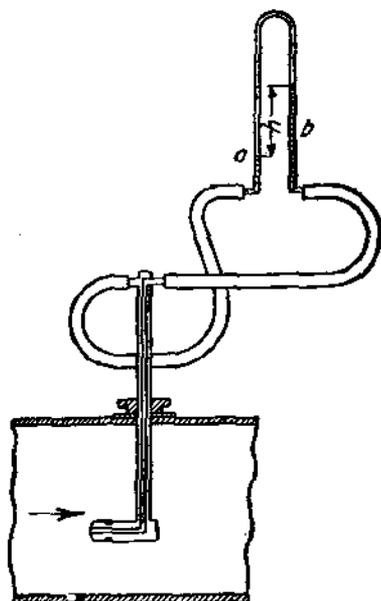
Фиг. 195. Дымарь.

получения средних значений скорости воздуха необходимо производить несколько измерений, помещая анемометр в разных местах

камеры. Применение анемометра ограничивается преимущественно измерением скорости воздуха в подводящих воздуховодах, так как для измерения малых скоростей порядка менее 2—3 м/сек показания простого анемометра не отличаются достаточной правильностью и точностью, и приходится пользоваться дифференциальным анемометром или специальными анемометрами типа Шульц-Фусса. В сушилках с естественной циркуляцией воздуха с характерно малыми для них скоростями воздушного потока эти скорости при отсутствии дифференциального анемометра определяются наблюдением скорости дыма, получаемого при соединении паров соляной кислоты и аммиака в особом приборе — так называемом „дымаре“, Дымарь (фиг. 195) состоит из двух соединенных между собой стеклянными трубками сосудов; в одном содержится соляная кислота, а в другом аммиак. При продувании через сосуды воздуха, пары соляной кислоты соединяются с парами аммиака, вследствие чего



Фиг. 196. Трубка Прандтля.



Фиг. 197. Схема установки трубки Прандтля.

образуется густой дым, скорость и направление которого фиксируют картину движения воздуха. Располагая дымарь на конце длинной палки с резиновой трубкой надлежащей длины, можно определить скорость и направление движения воздуха в достаточно недоступных местах сушильной камеры.

При относительно прямом направлении воздушных потоков, которые имеют место, например, в камерных сушилках системы Гордон, а также в нагнетательных и всасывающих воздуховодах сушильной установки, скорость движения воздуха определяется величиной гидродинамического напора, измеренного по принципу трубки Пито.

Монтажная схема прибора в виде напорной трубки Прандтля, изображенной на фиг. 196, представлена на фиг. 197. Трубка наполнена водой и дает отсчет h , представляющий высоту динамиче-

ского напора в мм водяного столба в месте установки, откуда скорость воздушного потока определяется по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}} \text{ м/сек}, \quad (164)$$

где g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ,

h — измеренная высота (разность) давлений в мм водяного столба (или, что то же, в кг/м^2),

γ — уд. в. воздуха в измеренном сечении в кг/м^3 .

Для так называемого нормального уд. в. воздуха, т. е. приведенного к 0° и 760 мм ртутного столба, $\gamma = 1,293 \text{ кг/м}^3$. Подставив $g = 9,81$ и $\gamma = 1,293$, получаем после упрощений выражение для скорости воздуха, приведенной к нормальным условиям:

$$\omega_0 \approx 3,9 \sqrt{h} \text{ м/сек}. \quad (165)$$

Для определения скорости при данном фактическом состоянии необходимо значение ω_0 умножить на

$$\sqrt{\frac{1,293}{\gamma_0}} = \sqrt{1,293} V_0,$$

где λ_0 — уд. объем воздуха при данной температуре и относительной влажности (в $\text{м}^3/\text{кг}$), величина которого при барометрическом давлении 745 мм приведена в табл. III приложений.

Таким образом, предполагая, что в сушильной камере нет значительного разрежения, с известной точностью можно отнесенную к сухому воздуху скорость определить (при давлении 745 мм) по формуле:

$$\omega_0 = 3,9 \sqrt{h} \sqrt{1,293} V_0$$

или окончательно

$$\omega = 4,42 \sqrt{h V_0} \text{ м/сек}. \quad (166)$$

Пример 35. Найти скорость воздуха в сушильной камере, если показание трубки Праудтля $h = 10$ мм, $t = 50^\circ$ и $\psi = 50\%$. Найдя по табл. III ¹⁾ $V_0 = 0,9957 \text{ м}^3/\text{кг}$, имеем после подстановки в формулу (166):

$$\omega = 4,42 \sqrt{10 \cdot 0,9957} = 13,92 \text{ м/сек}.$$

Определение количества воздуха. Количество циркулирующего воздуха, отнесенное к сухому воздуху, $L \text{ кг/час}$ может быть определено следующими способами: 1) по показаниям волюмометра — счетчика количества воздуха, — включенного по пути движения последнего; 2) по известным величинам живого сечения $F \text{ м}^2$ камеры, или воздуховода, измеренной в них скорости $\omega \text{ м/сек}$ и уд. объема V_0 на основе уравнений:

$$V = F \omega \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час} \quad (167)$$

¹⁾ См. приложения в конце книги.

или

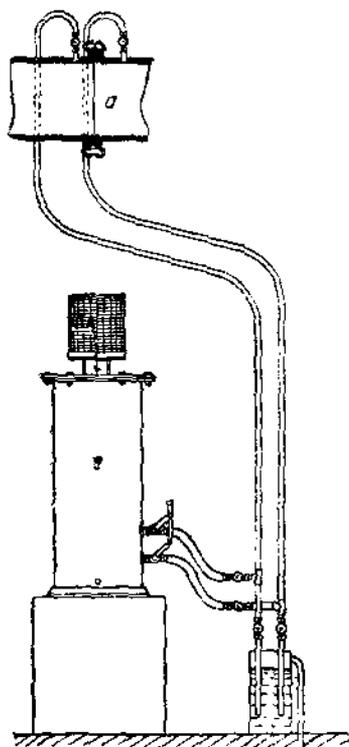
$$L = \frac{F \omega \cdot 3600}{V_0} \text{ кг/час;} \quad (168)$$

3) по измеренной величине мощности W_m электромотора (в kW), известным к. п. д. η и η_n и измеренному напору H на основе уравнения (110)

$$V = \frac{W_m \cdot 102 \cdot \eta \cdot \eta_n}{H} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (169)$$

$$L = \frac{102 \cdot W_m \cdot \eta \cdot \eta_n \cdot 3600}{H V_0} = 367200 \frac{W_m \cdot \eta \cdot \eta_n}{H V_0} \text{ кг/час.} \quad (170)$$

Общий вид установки волюмометра „Гидро“ конструкции „Тепло и сила“ показан на фиг. 198, из коего видно, что для действия прибора необходима постановка измерительной дроссельшайбы a . Действие прибора основано на учете разности давлений в трубе до и после шайбы. Прибор снабжен самопишущим механизмом.



Фиг. 198. Волюмометр Гидро.

Для определения фактического количества воздуха L лучше всего пользоваться вторым способом, т. е. находить L вычислением по формуле (168).

На фиг. 199 приведена номограмма, дающая графическое определение величины V при заданных F (или диаметре трубы D) и скорости ω .

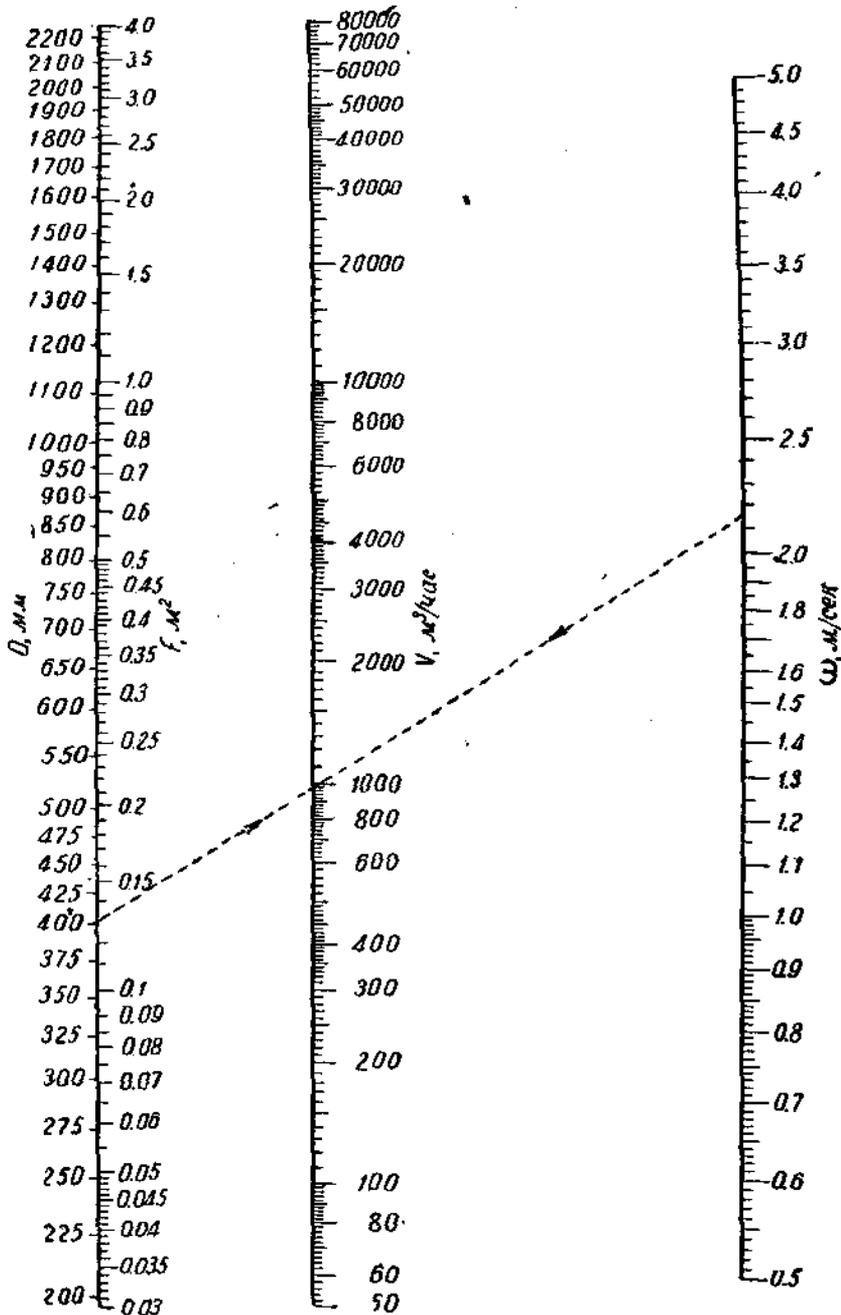
Пример 36. Диаметр трубы, подающей воздух, равен 400 мм, скорость $\omega = 2,05$ м/сек, температура $t = 60^\circ$, $\phi = 10\%$. Находим по номограмме фиг. 199 отсчет по средней шкале $V = 925$ м³/час. Далее, из табл. III имеем $V_0 = 0,9824$ м³/кг, откуда по формуле (168) находим

$$L = \frac{925}{0,9824} = 942 \text{ кг/час.}$$

Для подсчета величины L по третьему способу, известные затруднения может представить определение вентилятора η , вследствие чего показание ваттметра, учитывающее мощность W_m мотора,

недостаточно точно отражает величину — мощности, поглощаемой на валу вентилятора, и в особенности величину выражения $V_0 H$ — производительности вентилятора; кроме того, необходимо обладать приборами для определения полного напора H .

Определение напора, создаваемого вентилятором. В дополнение к теоретическим обоснованиям, изложенным

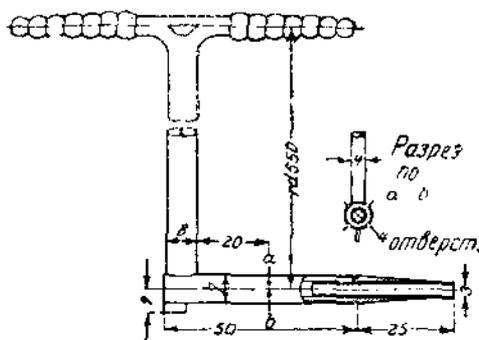


Фиг. 199. Номограмма расхода воздуха.

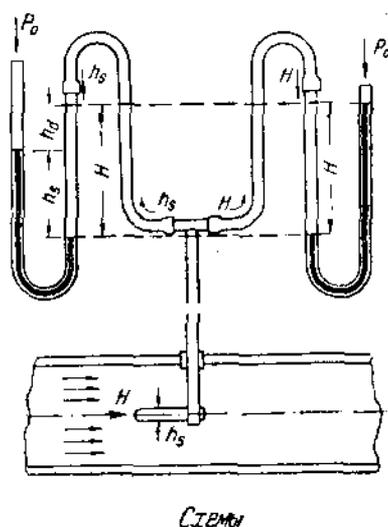
в гл. 6, здесь идет речь об определении H методом непосредственного измерения. Для определения статического давления h_s и общего давления H пользуются установкой в соответствующем месте (например после нагнетательного патрубка вентилятора, напорной трубки Прандтля или трубки Браббэ (фиг. 200), соединенных с жидкостными манометрами, как это схематически изображено на фиг. 201. Оба манометра (левый и правый) показывают только величину статического давления h_s и общего давления H . Динамическое давление получается, как их разность [см. уравнение (100)], т. е.

$$h_d = H - h_s.$$

Величина h_d определяет скорость воздуха ω согласно формуле (102),



Фиг. 200. Трубка Браббэ.



Фиг. 201. Схема установки трубки с приборами.

величина H дает полный напор, и таким образом мы располагаем данными для проверки производительности вентилятора $V_0 H$.

Более целесообразна установка, измеряющая одновременно все три вида давлений, рекомендуемая нормами DIN испытания вентиляторов (фиг. 202). Здесь мы видим присоединенными к трубке Прандтля три манометра, из них правый дает H , левый, присоединенный обоими отрезками, дает $h_d = \gamma \frac{\omega^2}{2g}$ и средний дает h_s .

Так как динамическое давление составляет в большинстве случаев только незначительную часть общего давления, составляющую при малых скоростях воздуха всего несколько миллиметров водяного столба, то измерение его при помощи жидкостного манометра, основанное на разностях уровней воды, практически трудно осуществимо. В этих случаях целесообразно пользоваться микроманометрами, известными у нас под названием „тягомеров“.

Одним из общеупотребительных простых и достаточно надежных тягомеров является тягомер Креля. Действие его основано на принципе сообщающихся сосудов, причем вследствие наклонного

положения одного отрезка, вертикальное расстояние между обоими уровнями жидкости дает в продольном направлении (фиг. 203) наклонного отрезка сильно увеличенную измерительную высоту h . Сосуд наполнен подкрашенным алкоголем (уд. в. 0,8), что приводит к необходимости вследствие быстрого испарения часто пополнять его.

Аппарат монтируется на плотной доске, обычно в целях точной установки, снабжаемой ватерпасом. Монтажная схема тягомера, присоединенного к испытываемому участку воздухопровода, показана на фиг. 204.

Расход мощности электромотора определяется по ваттметру, а при отсутствии такового — показаниями вольтметра и амперметра, что для переменного тока вызывает необходимость знать коэффициент мощности ($\cos \varphi$). Эта мощность W для трехфазного тока определяется из уравнения:

$$W = IV\sqrt{3} \cos \varphi W, \quad (171)$$

где I — сила тока в А, фиксируемая амперметром,

V — напряжение сети в вольтах, учитываемое вольтметром.

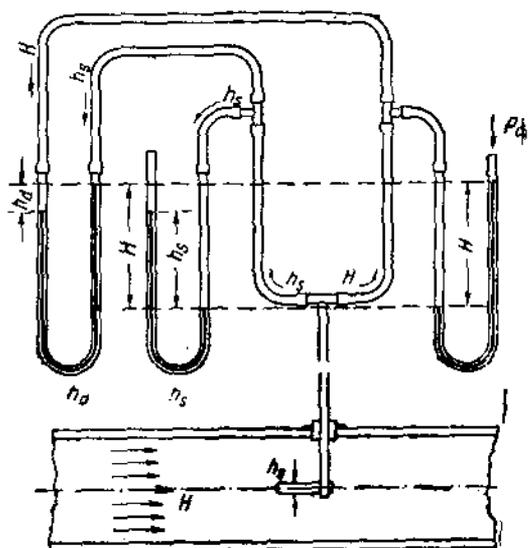
Для текущего контроля расхода электроэнергии в сушильном цеху полезно иметь общий групповой счетчик, учитывающий расход энергии всех вентиляторных и прочих электромоторов, обслуживающих сушильные установки и создающих надежные предпосылки для правильного подсчета стоимости сушки данного продукта.

Определение расхода пара, питающего калорифер сушилки, является весьма важной частью учета работы и экономичности сушилки и дает величину расхода тепла Q_k . Расход пара D равен по уравнению (147):

$$D_k = \frac{Q_k}{\lambda_n - i_k} \text{ кг/час.}$$

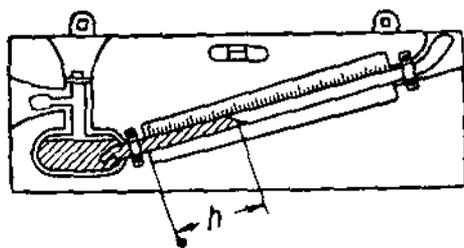
Обратно по найденному D_k может быть определен расход тепла в сушильной установке:

$$Q_k = D_k (\lambda_n - i_k) \text{ Кал/час.} \quad (172)$$

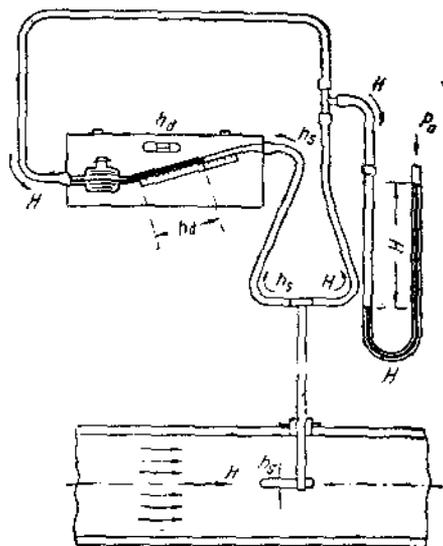


Фиг. 202. Схема установки по нормам.

Для учета расхода пара необходимо иметь: а) манометр, показывающий давление пара перед калорифером (по показаниям манометра находят, пользуясь паровыми таблицами (например табл. II), температуру пара t_n и его теплосодержание λ_n]; б) паромер для определения количества израсходованного пара (желательно с саморегистрирующим прибором, указывающим не только текущий расход пара, но и суммирующим показания по времени); в) термометр для измерения температуры конденсата (по которому определяют по таблицам i_k)



Фиг. 203. Тягомер Крелля.



Фиг. 204. Схема установки тягомера.

Для замера конденсата можно, выпуская таковой после конденсационного горшка в специально установленный мерный бак (или по водомерному стеклу), определить объем конденсата в данный отрезок времени. Умножив объем замеренного таким путем конденсата V м³ на уд. в. его при данной температуре, находят весовое количество конденсата, равное количеству израсходованного за данный промежуток времени пара. Применяется этот способ, главным образом, при испытаниях сушилок, в особенности в случае отсутствия паромера и тому подобных приборов. Мерный бачок можно устанавливать и на весах.

Измерив величину D по показаниям паромера или расходу конденсата, по уравнению (172), находим полный расход тепла Q_k Кал/час.

У калорифера на воздухопроводных каналах обязательно следует устанавливать термометры — один перед нагревательным прибором, другой — за ним. Показания этих термометров дают термометры t_0 и t_1 ; при измеренных согласно предыдущему L и ψ_0 (определяющем d_0) расход тепла в калорифере определится по формуле:

$$Q_k = L (0,24 + 0,00047 d_0) (t_1 - t_0) \text{ Кал/час.}$$

Этот расход, если пренебречь потерями тепла в самом калорифере, очевидно, равен $Q_k = D (\lambda_n - i_k)$. Если в сушильной камере име-

ются дополнительные нагревательные приборы, то полный расход тепла составит

$$Q = Q_k + Q_d = D (\lambda_d - i_k) + D_d (\lambda_d - i'_k) \text{ Кал/час,}$$

где D_d — измеренный расход пара во внутренних приборах камеры, а λ_d и i_k — теплосодержание этого пара и его конденсата. Обратное, при $Q_k = 0$ имеем

$$Q = Q_d = D_d (\lambda_d - i_k) \text{ Кал/час.}$$

Определение удельных расходов. Показателями экономичной работы сушилок являются следующие удельные нормы расходов.

1. Расхода пара на 1 кг испаренной влаги, определяемый после подсчета $W = G_1 - G_2$ кг/час и по замерам расхода пара D кг/час по формуле:

$$D_0 = \frac{D}{W} \text{ кг пара/кг влаги.}$$

При отсутствии паромера и приспособлений для учета конденсата и невозможности точного учета горячей воды величина D_0 определяется по замеру расхода воздуха \dot{L} и по показанию психрометра, установленного до калорифера (определение t_0 и через ψ_0 величина d_0) по формуле:

$$D_0 = \frac{Q_k}{W(\lambda_n - i_k)} = \frac{L(0,24 + 0,00047 d_0(t_1 - t_0))}{W(\lambda_n - i_k)} \text{ кг пара/кг влаги.} \quad (172a)$$

2. Расход тепла на 1 кг испаренной влаги:

$$q_k = \frac{Q_k}{W} = \frac{(D\lambda_n - i_k)}{W} \text{ Кал/кг влаги.}$$

3. Расход энергии на 1 кг испаренной влаги:

$$W_0 = \frac{\Sigma W_m}{W} \text{ kWh/кг,} \quad (173)$$

где ΣW_m — расход энергии всех моторов.

4. Расход пара тепла и энергии на 1 кг сухого продукта:

$$D_c = \frac{D}{G_2} \text{ кг/кг,} \quad (174)$$

$$Q_c = \frac{Q}{G_2} \text{ Кал/кг,} \quad (175)$$

$$W_c = \frac{\Sigma W_m}{G_2} \text{ kWh/кг.} \quad (176)$$

5. Удельный расход всей энергии, выраженный через стоимость 1 кг пара a коп. и kWh энергии b коп. и отнесенный к 1 кг испаренной влаги:

$$\boxed{\mathcal{E} = D_0 a + W_0 b} \text{ коп/кг испаренной влаги.} \quad (177)$$

6. Тот же расход всей энергии, отнесенный к 1 кг высушенного продукта:

$$\mathcal{E}_c = \frac{D_c \cdot a + W_0 \cdot b}{G_2} = \frac{D_0 a + \Sigma W_m \cdot b}{G_2} \text{ коп/кг сухого продукта.} \quad (178)$$

7) Термический к. п. д. сушилки

$$\eta = \frac{Q_1}{Q} = \frac{(t''_{п} - \theta_1) W}{Q} \quad (179)$$

Поверочный расчет сушилки производится на основе данных испытания сушилки с целью получения всех удельных норм расхода энергии, определения коэффициента теплопередачи калорифера, установления оптимального режима сушки и по получении всех выше упомянутых величин заключается в составлении балансов влаги, воздуха и тепла согласно указаниям, приведенным выше в гл. 4, 5 и 6.

Пример 37. Сушилка расходует $D = 500$ кг пара, стоимостью (за вычетом конденсата) 5 руб. тонна, и пропускает $L = 6000$ кг/час воздуха температурой $t_0 = 20^\circ$, $\psi_0 = 100\%$, при общем напоре вентилятора $H = 40$ мм водяного столба и суммарном к. п. д. вентилятора и привода $\eta \eta_n = 0,45$. Производительность сушилки составляет 600 кг/час сухого продукта при общем испарении $W = 100$ кг/час воды. 1 кВт обходится 6 коп. Пар поступает в калорифер с температурой 140° и уходит в виде конденсата с температурой $t_k = 100^\circ$.

Найти удельные расходы энергии и их ценностное выражение, а равно полную стоимость сушки 1 кг продукта, если рабсила и накладные расходы составляют 120% от энергетических затрат.

Решение. Удельные расходы пара:

$$D_0 = \frac{500}{100} = 5 \text{ кг/кг испаренной влаги};$$

$$D_c = \frac{500}{600} = 0,83 \text{ кг/кг высушенного продукта.}$$

Удельные расходы тепла

$$q_k = \frac{D(t_{п} - t_k)}{W} = \frac{500(654 - 100)}{100} = 2770 \text{ Кал/кг испаренной влаги}$$

(здесь 654 — теплосодержание пара при 140°).

$$Q_c = \frac{500(654 - 100)}{600} = 461,6 \text{ Кал/кг сухого продукта.}$$

Расход электроэнергии на вентилятор: при $t_0 = 20^\circ$ и $\psi_0 = 100\%$ находим по табл. III $V_0 = 0,8675$ м³/кг. Следовательно, объем воздуха, нагнетаемого вентилятором:

$$V = \frac{1}{\gamma} L = 6000 \cdot 0,8675 = 5200 \text{ м}^3/\text{час} = 1,44 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Расход энергии:

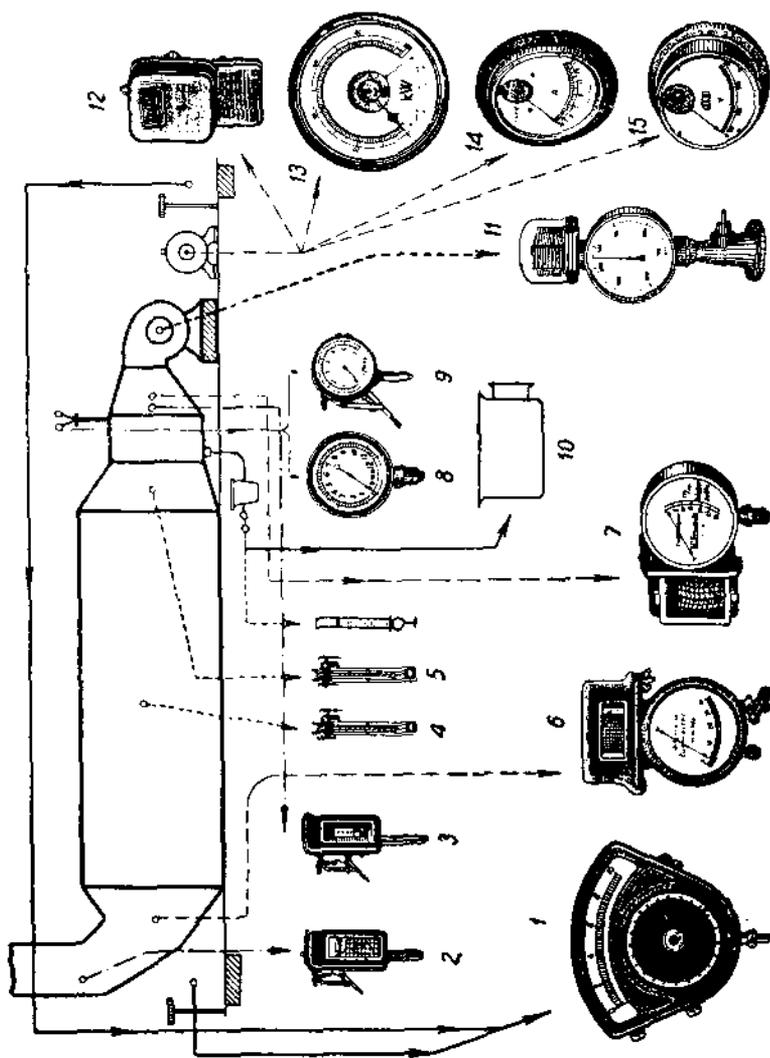
$$W_m = \frac{V \cdot H}{102 \cdot \eta \eta_n} = \frac{1,44 \cdot 40}{102 \cdot 0,45} = 1,25 \text{ kW}$$

Удельный расход энергии на 1 кг испаренной влаги,

$$W_0 = \frac{W_m}{W} = \frac{1,25}{100} = 0,0125 \text{ kW на 1 кг испаренной влаги.}$$

Полная затрата тепловой и электрической энергии на 1 кг испаренной влаги по формуле (177):

$$\mathfrak{E} = D_0 a + W_0 b = 5 \cdot \frac{500}{1000} + 0,0125 \cdot 6 = 2,57 \text{ коп/кг испаренной влаги.}$$



Фиг. 205. Схема установки контрольно-измерительных приборов.

Полная стоимость высушивания 1 кг продукта по уравнению (178) при 120% накладных расходов:

$$\begin{aligned} \mathfrak{E}_c &= 2,2(D_c \cdot a + W_c b) = 2,2 \cdot (0,83 \cdot 0,5 + \frac{1,25}{600} \cdot 6) = 0,941 \text{ коп/кг} = \\ &= 9 \text{ р. } 41 \text{ коп/т.} \end{aligned}$$

Приводим в заключение на фиг. 205 схему обслуживания сушильной установки контрольными измерительными приборами, нумерация которых соответствует порядковому номеру табл. 59.

Таблица 59 (к фиг. 205)

№ по пор.	Наименование прибора	Место установки	Что измеряет	Примечания
1	Автоматически регистрирующие весы	До и после сушильной камеры	$G_1, G_2 (W)$	2 шт.
2	Самопишущий психрометр	За сушильной камерой	$t_2, \psi_2 (d_2)$	
3	То же	За калорифером	$t_1, \psi_1 (d_1)$	2 шт.
4	Термометр	До калорифера и в середине камеры	t_0, t_{cp}	
5	То же	После конденсационного горшка	t_k	
6	Дифференциальный тягомер	После сушильной камеры	h_d, h_n, H, V	
7	Самопишущий тягомер	За вентилятором	То же	
8	Манометр	До калорифера	Давление пара t_p, λ_p	
9	Паромер	" "	Расход пара D	
10	Мерный бачок	После конденсационного горшка	Кол. конденсата	
11	Тахометр (счетчик числа оборотов)	На валу вентилятора	n об/мин	
12	Электрический счетчик	Распределительный щит мотора	Расход электрической энергии	
13	Киловаттметр	" "	Мощ. тока в kW	
14	Амперметр	" "	Силу тока в A	
15	Вольтметр	" "	Напряж. тока в V	

ТАБЛИЦА I
Характеристика атмосферного воздуха

Температура в °С	Вес сухого воздуха при нормальном ат- мосферном давлении в кг/м³	Упругость водяного пара в мм ртутного столба	Содержание водяного пара при нормальном атмосферном давлении и полном насыщении в	
			кг/м³ воздуха	кг/кг воздуха
1	2	3	4	5
-20	1,396	0,927	0,0011	0,0008
19	1,390	1,015	0,0012	0,0008
18	1,385	1,116	0,0013	0,0009
17	1,379	1,207	0,0014	0,0010
16	1,374	1,308	0,0015	0,0011
15	1,368	1,400	0,0016	0,0011
14	1,363	1,549	0,0017	0,0013
13	1,358	1,680	0,0019	0,0014
12	1,353	1,831	0,0020	0,0015
11	1,348	1,982	0,0022	0,0016
10	1,342	2,093	0,0023	0,0017
9	1,337	2,267	0,0025	0,0019
8	1,332	2,455	0,0027	0,0020
7	1,327	2,658	0,0029	0,0022
6	1,322	2,876	0,0031	0,0024
5	1,317	3,113	0,0034	0,0026
4	1,312	3,368	0,0036	0,0028
3	1,308	3,644	0,0039	0,0030
2	1,303	3,941	0,0042	0,0032
-1	1,298	4,263	0,0045	0,0035
0	1,293	4,600	0,0049	0,0038
+1	1,288	4,940	0,0052	0,0041
2	1,284	5,302	0,0056	0,0043
3	1,279	5,687	0,0060	0,0047
4	1,275	6,097	0,0064	0,0050
5	1,270	6,534	0,0068	0,0054
6	1,265	6,998	0,0073	0,0057
7	1,261	7,492	0,0077	0,0061
8	1,256	8,017	0,0083	0,0066
9	1,252	8,574	0,0088	0,0070
10	1,248	9,165	0,0094	0,0075
11	1,243	9,762	0,0099	0,0080
12	1,239	10,457	0,0106	0,0086
13	1,235	11,162	0,0113	0,0092
14	1,230	11,908	0,0120	0,0098
15	1,226	12,699	0,0128	0,0105
16	1,222	13,536	0,0136	0,0112
17	1,217	14,421	0,0144	0,0119
18	1,213	15,357	0,0153	0,0127
19	1,209	16,346	0,0162	0,0135
20	1,205	17,391	0,0172	0,0144
21	1,201	18,495	0,0182	0,0153
22	1,197	19,659	0,0193	0,0163
23	1,193	20,888	0,0204	0,0173
24	1,189	22,184	0,0216	0,0184
25	1,185	23,550	0,0229	0,0195
26	1,181	21,988	0,0242	0,0207
27	1,177	26,505	0,0256	0,0220
28	1,173	28,101	0,0270	0,0234

Температура в °C	Вес сухого воздуха при нормальном ат- мосферном давлении в кг/м ³	Упругость водяного пара в мм ртутного столба	Содержание водяного пара при нормальном атмосферном давлении и полном насыщении в	
			кг/м ³ воздуха	кг/кг воздуха
1	2	3	4	5
29	1,169	29,782	0,0285	0,0248
30	1,165	31,548	0,0301	0,0263
31	1,161	33,406	0,0318	0,0278
32	1,157	35,359	0,0335	0,0295
33	1,154	37,411	0,0354	0,0312
34	1,150	39,565	0,0373	0,0331
35	1,146	41,827	0,0393	0,0350
36	1,142	44,201	0,0414	0,0370
37	1,139	46,691	0,0436	0,0392
38	1,135	49,302	0,0459	0,0414
39	1,132	52,039	0,0483	0,0438
40	1,128	54,906	0,0508	0,0463
41	1,124	57,910	0,0534	0,0489
42	1,121	61,055	0,0561	0,0516
43	1,117	64,346	0,0589	0,0545
44	1,114	67,790	0,0619	0,0575
45	1,110	74,391	0,0650	0,0607
46	1,107	75,158	0,0682	0,0640
47	1,103	79,093	0,0715	0,0675
48	1,100	83,204	0,0750	0,0711
49	1,096	87,499	0,0786	0,0750
50	1,093	91,982	0,0823	0,0790
51	1,090	96,661	0,0869	0,0832
52	1,086	101,543	0,0904	0,0877
53	1,083	106,636	0,0946	0,0923
54	1,080	111,945	0,0991	0,0972
55	1,076	117,478	0,1036	0,1023
56	1,073	123,244	0,1084	0,1076
57	1,070	129,251	0,1133	0,1132
58	1,067	135,505	0,1185	0,1191
59	1,063	142,015	0,1238	0,1252
60	1,060	148,791	0,1293	0,1317
61	1,057	155,839	0,1350	0,1384
62	1,054	163,170	0,1409	0,1455
63	1,051	170,791	0,1471	0,1530
64	1,048	178,714	0,1534	0,1607
65	1,044	186,945	0,1600	0,1689
66	1,041	195,496	0,1669	0,1775
67	1,038	204,376	0,1739	0,1864
68	1,035	213,596	0,1812	0,1958
69	1,032	223,165	0,1888	0,2057
70	1,029	233,165	0,1966	0,2161
71	1,026	243,393	0,2047	0,2269
72	1,023	254,073	0,2132	0,2383
73	1,020	265,147	0,2217	0,2503
74	1,017	276,624	0,2307	0,2628
75	1,014	288,517	0,2399	0,2760
76	1,011	300,838	0,2494	0,2899
77	1,009	313,600	0,2593	0,3044
78	1,006	326,811	0,2694	0,3197

Темпе- ратура в °C	Вес сухого воздуха при нормальном ат- мосферном давлении в кг/м ³	Упругость водяного пара в мм ртутного столба	Содержание водяного пара при нормальном атмосферном давлении и полном насыщении в	
			кг/м ³ воздуха	кг/кг воздуха
1	2	3	4	5
79	1,003	340,488	0,2799	0,3858
80	1,000	354,643	0,2907	0,3528
81	0,997	369,287	0,3018	0,3706
82	0,994	384,435	0,3133	0,3894
83	0,992	400,101	0,3252	0,4092
84	0,989	416,298	0,3374	0,4301
85	0,986	433,041	0,3500	0,4521
86	0,983	450,301	0,3629	0,4753
87	0,981	468,175	0,3763	0,4999
88	0,978	486,638	0,3900	0,5259
89	0,975	505,705	0,4042	0,5534
90	0,973	525,392	0,4188	0,5825
91	0,970	545,715	0,4338	0,6134
92	0,967	566,690	0,4492	0,6462
93	0,965	588,333	0,4651	0,6810
94	0,962	610,661	0,4815	0,7181
95	0,959	633,692	0,4983	0,7576
96	0,957	657,443	0,5155	0,7998
97	0,954	681,931	0,5332	0,8448
98	0,951	707,174	0,5515	0,8929
99	0,949	733,191	0,5703	0,9446
100	0,947	760,000	0,5895	1,0000

ТАБЛИЦА II

Характеристика сухого водяного пара от 0 до 200° Ц.

Температура в °Ц	Давление p , кг/см ² абс.	Давление p , мм ртутного столба	Уд. объем сухого пара, м ³ /кг	Уд. вес сухого пара, кг/м ³	Энтропия	
					жидкости	сухого пара
0	0,0063	4,60	204,97	0,00488	0,0000	2,1783
5	0,0089	6,53	146,93	0,00681	0,0182	2,1479
10	0,0125	9,17	106,62	0,00938	0,0360	2,1188
15	0,0173	12,70	78,23	0,01278	0,0535	2,0909
20	0,0236	17,40	58,15	0,01720	0,0707	2,0643
25	0,0320	23,6	43,667	0,02290	0,0877	2,0389
30	0,0429	31,5	33,132	0,03018	0,1044	2,0146
35	0,0569	41,8	25,393	0,03938	0,1208	1,9912
40	0,0747	54,9	19,650	0,05089	0,1369	1,9688
45	0,0971	71,4	15,346	0,06516	0,1528	1,9474
50	0,125	92,0	12,091	0,08271	0,1685	1,9268
55	0,160	117,5	9,607	0,10409	0,1839	1,9070
60	0,202	148,8	7,695	0,12995	0,1991	1,8880
65	0,254	186,9	6,211	0,16100	0,2141	1,8697
70	0,317	233,1	5,050	0,19800	0,2289	1,8522
75	0,392	288,5	4,1353	0,2418	0,2435	1,8352
80	0,482	354,6	3,4085	0,2934	0,2579	1,8189
85	0,589	433,0	2,8272	0,3537	0,2721	1,8031
90	0,714	525,4	2,3592	0,4239	0,2861	1,7879
95	0,862	633,7	1,9797	0,5051	0,2999	1,7731

Температура в Ц°	Давление p , кг/см ² всб.	Давление P , мм ртутного столба	Уд. объем су- хого пара, м ³ /кг	Уд. вес су- хого пара, кг/м ³	Энтропия	
					жидкости	сухого пара
100	1,033	760	1,6702	0,5987	0,3136	1,7589
105	1,232	906	1,4166	0,7059	0,3271	1,7452
110	1,462	1075	1,2073	0,8283	0,3404	1,7319
115	1,726	1269	1,0338	0,9673	0,3536	1,7190
120	2,027	1491	1,8894	1,1243	0,3666	1,7064
125	2,371	1744	0,7681	1,3018	0,3795	1,6943
130	2,760	2030	0,6664	1,5005	0,3922	1,6824
135	3,200	2354	0,5800	1,7241	0,4048	1,6710
140	3,695	2718	0,5071	1,9719	0,4173	1,6599
145	4,248	3125	0,4450	2,2471	0,4296	1,6490
150	4,868	3581	0,3917	2,553	0,4418	1,6384
155	5,557	4088	0,3460	2,890	0,4538	1,6280
160	6,323	4651	0,3065	3,262	0,4658	1,6181
165	7,170	5274	0,2724	3,671	0,4776	1,6082
170	8,104	5961	0,2429	4,117	0,4893	1,5986
175	9,131	6717	0,2171	4,607	0,5009	1,5893
180	10,258	7546	0,1945	5,140	0,5124	1,5802
185	11,491	8453	0,1748	5,720	0,5238	1,5713
190	12,835	9442	0,1575	6,348	0,5351	1,5626
195	14,300	10519	0,1423	7,028	0,5463	1,5541
200	15,890	11688	0,1288	7,763	0,5574	1,5458

Удельный объем воздуха на 1 кг сухого воздуха V_0 , м³/кг при $b = 745$ мм Hg

t °C	φ %											
	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5	0
-15	0,7472	0,7470	0,7469	0,7468	0,7467	0,7465	0,7464	0,7463	0,7462	0,7460	0,7460	0,7459
-10	0,7624	0,7622	0,7620	0,7618	0,7616	0,7614	0,7612	0,7610	0,7608	0,7606	0,7605	0,7604
-5	0,7780	0,7776	0,7773	0,7770	0,7767	0,7764	0,7761	0,7758	0,7754	0,7750	0,7750	0,7748
0	0,7941	0,7937	0,7932	0,7927	0,7922	0,7925	0,7912	0,7907	0,7902	0,7897	0,7895	0,7893
5	0,8108	0,8101	0,8094	0,8087	0,8080	0,8073	0,8065	0,8058	0,8051	0,8044	0,8041	0,8037
10	0,8284	0,8274	0,8263	0,8253	0,8243	0,8233	0,8222	0,8212	0,8202	0,8192	0,8187	0,8182
15	0,8472	0,8457	0,8442	0,8427	0,8413	0,8398	0,8384	0,8369	0,8355	0,8340	0,8333	0,8326
20	0,8675	0,8654	0,8633	0,8613	0,8592	0,8572	0,8551	0,8531	0,8511	0,8491	0,8481	0,8471
25	0,8899	0,8870	0,8841	0,8812	0,8783	0,8755	0,8727	0,8698	0,8670	0,8643	0,8629	0,8615
30	0,9151	0,9110	0,9070	0,9030	0,8990	0,8951	0,8912	0,8873	0,8835	0,8797	0,8778	0,8760
35	0,9438	0,9382	0,9327	0,9272	0,9217	0,9164	0,9111	0,9058	0,9006	0,8955	0,8929	0,8904
40	0,9776	0,9697	0,9620	0,9545	0,9471	0,9398	0,9326	0,9255	0,9189	0,9116	0,9082	0,9049
45	1,0175	1,0068	0,9963	0,9860	0,9759	0,9660	0,9563	0,9468	0,9375	0,9283	0,9238	0,9193
50	1,0662	1,0513	1,0368	1,0228	1,0090	0,9957	0,9827	0,9700	0,9576	0,9455	0,9396	0,9338
55	1,1268	1,1060	1,0860	1,0667	1,0480	1,0300	1,0125	0,9957	0,9794	0,9635	0,9558	0,9482
60	1,2041	1,1748	1,1468	1,1201	1,0946	1,0702	1,0469	1,0245	1,0030	0,9824	0,9725	0,9627
65	1,3059	1,2636	1,2239	1,1866	1,1514	1,1170	1,0870	1,0573	1,0292	1,0025	0,9895	0,9771
70	1,4448	1,3820	1,3244	1,2713	1,2222	1,1754	1,1345	1,0951	1,0583	1,0239	1,0075	0,9916
75	1,6441	1,5466	1,4600	1,3824	1,3126	1,2494	1,1919	1,1394	1,0912	1,0469	1,0261	1,0060
80	1,9500	1,7885	1,6513	1,5336	1,4313	1,3417	1,2625	1,1920	1,1289	1,0720	1,0456	1,0205
85	2,4762	2,1759	1,9401	1,7502	1,5938	1,4628	1,3515	1,2558	1,1725	1,0995	1,0662	1,0349
90	3,5664	2,8824	2,4176	2,0812	1,8264	1,6268	1,4662	1,3342	1,2237	1,1300	1,0882	1,0494
95	7,1448	4,5662	3,3529	2,6476	2,1863	1,8612	1,6197	1,4332	1,2849	1,1641	1,1117	1,0638
99,4	∞	10,9192	5,4498	3,6277	2,7167	2,1700	1,8055	1,5451	1,3482	1,1980	1,1341	1,0765

100	10,9251	5,4554	3,5516	2,7198	2,1726	1,8078	1,5473	1,3519	1,1999	1,1359	1,0783	100
110	11,2026	5,5943	3,7248	2,7899	2,2290	1,8550	1,5880	1,3876	1,2318	1,1662	1,1072	110
120	11,4801	5,7342	3,8183	2,8602	2,2855	1,9024	1,6287	1,4234	1,2638	1,1966	1,1361	120
130	11,7576	5,8741	3,9117	2,9308	2,3422	1,9498	1,6695	1,4593	1,2958	1,2269	1,1650	130
140	12,0403	6,0140	4,0059	3,0015	2,3990	1,9972	1,7103	1,4951	1,3278	1,2573	1,1939	140
150	12,3224	6,1547	4,0999	3,0723	2,4558	2,0448	1,7512	1,5310	1,3598	1,2877	1,2228	150
160	12,6000	6,2956	4,1944	3,1433	2,5128	2,0924	1,7921	1,5667	1,3918	1,3180	1,2517	160
170	12,8828	6,4376	4,2889	3,2144	2,5698	2,1401	1,8331	1,6029	1,4298	1,3484	1,2806	170
180	13,1655	6,5796	4,3838	3,2858	2,6270	2,1878	1,8741	1,6388	1,4559	1,3788	1,3095	180
190	13,4483	6,7216	4,4787	3,3571	2,6842	2,2359	1,9151	1,6743	1,4879	1,4092	1,3384	190
200	13,7361	6,8636	4,5735	3,4285	2,7414	2,2833	1,9562	1,7108	1,5199	1,4396	1,3673	200
210	14,0189	7,0066	4,6687	3,5000	2,7987	2,3312	1,9973	1,7468	1,5520	1,4700	1,3962	210
220	14,3023	7,1488	4,7641	3,5716	2,8561	2,3790	2,0384	1,7828	1,5941	1,5004	1,4251	220
230	14,5802	7,2918	4,8593	3,6432	2,9134	2,4269	2,0794	1,8188	1,6161	1,5308	1,4540	230
240	14,8730	7,4348	4,9549	3,7148	2,9708	2,4749	2,1206	1,8549	1,6482	1,5612	1,4829	240
250	15,1609	7,5778	5,0504	3,7865	3,0283	2,5228	2,1617	1,8909	1,6803	1,5916	1,5118	250
260	15,4441	7,7210	5,1458	3,8583	3,0858	2,5707	2,2028	1,9269	1,7123	1,6220	1,5407	260
270	15,7321	7,8640	5,2413	3,9301	3,1432	2,6187	2,2440	1,9630	1,7444	1,6524	1,5696	270
280	16,0199	8,0070	5,3372	4,0019	3,2007	2,6666	2,2852	1,9990	1,7765	1,6828	1,5985	280
290	16,3033	8,1513	5,4323	4,0738	3,2583	2,7146	2,3263	2,0351	1,8086	1,7132	1,6274	290
300	16,5911	8,2943	5,5285	4,1456	3,3158	2,7626	2,3675	2,0712	1,8407	1,7436	1,6563	300
350	18,0290	9,0132	6,0081	4,5055	3,6039	3,0028	2,5735	2,2515	2,0011	1,8957	1,8008	350
400	19,4680	9,7330	6,4881	4,8657	3,8922	3,2432	2,7797	2,4320	2,1616	2,0477	1,9453	400
450	20,9084	10,4536	6,9686	5,2262	4,1807	3,4837	2,9859	2,6125	2,3221	2,1998	2,0898	450
500	22,3499	11,1746	7,4495	5,5869	4,4693	3,7243	3,1922	2,7930	2,4826	2,3519	2,2343	500
550	23,7931	11,8960	7,9305	5,9478	4,7581	3,9650	3,3985	2,9736	2,6431	2,5040	2,3788	550
600	25,2364	12,6178	8,4118	6,3088	5,0469	4,2057	3,6048	3,1542	2,8037	2,6561	2,5233	600
650	26,6798	13,3396	8,8930	6,6697	5,3357	4,4464	3,8112	3,3348	2,9642	2,8082	2,6678	650
700	28,1235	14,0615	9,3744	7,0308	5,6246	4,6871	4,0176	3,5154	3,1247	2,9603	2,8123	700
750	29,5674	14,7836	9,8558	7,3919	5,9135	4,9279	4,2239	3,6939	3,2853	3,1124	2,9568	750
800	31,0118	15,5058	10,3373	7,7530	6,2024	5,1687	4,4303	3,8766	3,4458	3,2645	3,1013	800

Таблица IV

Устойчивая влажность некоторых материалов в % в зависимости от относительной влажности воздуха

Материал	Относительная влажность воздуха в %							
	20	30	40	50	60	70	80	90
Уголь Кузбасса (Ленинский рудник)	1,00	1,35	1,67	1,25	2,21	2,46	2,80	—
Украинский бурый уголь	5,70	7,00	8,10	2,90	11,80	13,80	18,10	—
Подмосковный уголь	6,30	7,80	8,60	9,40	10,50	12,50	14,10	—
Магнитогорская руда	4,20	5,60	7,40	10,20	12,80	15,10	17,10	—
Фосфоритная руда	4,30	5,70	7,00	8,20	9,80	13,40	19,40	—
Клей	4,60	5,70	6,40	6,90	7,80	8,80	9,70	11,00
Дерево	4,20	5,60	6,90	8,10	10,00	12,00	14,60	18,00
Хлопок	3,50	4,30	5,20	6,30	7,50	9,10	10,80	13,00
Шерсть крученая	7,00	8,30	9,70	11,10	12,60	14,20	16,30	18,30
Шелк	—	6,70	7,80	8,80	10,00	12,00	15,00	18,60
Резина	0,80	0,90	1,00	1,20	1,50	2,00	2,70	3,80
Глина	—	2,90	3,40	3,70	4,20	4,80	5,70	7,30
Кизельгур	0,70	0,90	1,10	1,30	1,60	2,00	2,40	3,10
Асбест	0,30	0,30	0,40	0,40	0,50	0,60	0,70	3,10
Каолин	0,50	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Гирш М., Сушка и сушилки, М. 1929.
2. Маковецкий и Ройтман, Сушка воздухом, дымовыми газами и паром, Берлин 1923.
3. Миниович Я. М., Искусственная сушка дерева, ГНТИ, М. 1931.
4. Любимов Н. Я., Теория и практика сушки дерева, М. 1932.
5. Сушка дерева, Сборник НТО при Лесотехнической академии, Сельколхозиз, М. 1922.
6. Селягин Н. С., Пособие по графическому расчету сушил для дерева, Л. 1932.
7. Селягин Н. С., Методика испытаний сушил для дерева, Кубуч, Л. 1932.
8. „Известия Теплотехнического института“, 1925, № 7.
9. „Известия Теплотехнического института“, 1927, № 1 (27), № 6.
10. „Известия Теплотехнического института“, 1927, № 6 (33).
11. „Известия Теплотехнического института“, 1929, № 10.
12. „Известия Теплотехнического института“, 1932, № 1.
13. „Известия Теплотехнического института“, 1932, № 5—6, стр. 550.
14. „Известия Теплотехнического института“, 1932, № 9.
15. Hausbrand, Das Trocknen mit Luft und Dampf. 5 Auflage, Berlin 1920.
16. Schule W., Die Theorie des Heisslufttrocknens, Berlin 1920.
17. Reischer Karl, Die Lehre vom Trocknen, Berlin 1927.
18. Зотов П. П., Вентиляция на фабрично-заводских предприятиях, Промиздаг, 1927.
19. Гришечко-Климов С. М., Промышленная вентиляция, М. 1933.
20. Казанцев А. П., Справочник по отоплению и вентиляции, М. 1928.
21. Dietz, Lehrbuch der Luftungs- und Heizungstechnik, München-Berlin 1920.
22. Herberg, Handbuch der Feuerungstechnik u. des Dampfkesselbetriebes, Berlin 1928 (есть русский перевод).
23. Конструирование и расчеты, справочник, т. IV, Л. 1933.
24. Камерер И. С., Термоизоляция в промышленности, М. Л. 1932, стр. 73.
25. Гронвальд Э., Центробежные вентиляторы, Укр. научн. изд. Харьков 1928.
26. Поликовский В. М., Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры, М. 1933.
27. Шихо и Лернер, Вентиляционные установки промпредприятий. т. II, 1932.
28. „Химстрой“, 1930, № 3 (10), ст. Н. Репина, № 2/9, стр. 333.
29. „Химстрой“, 1931, № 3—4 (20—21).
30. „Журнал химической промышленности“, 1927, реф. 463 и 836.

31. „Журнал химической промышленности“, 1928, реф. 237 и 889.
32. „Журнал химической промышленности“, 1929, стр. 1660.
33. „Химическая промышленность“, 1924, № 3 и 1925, № 11 и 12.
34. „Германская техника“, 1931, № 7.
35. „Предприятие“, 1927, № 3.
36. „Тепло и сила“, 1930, № 1.
37. „Тепло и сила“, 1931, № 8, статья инж. Д. А. Самойлова.
38. „Американская техника и промышленность“, 1930, № 12.
39. „Отопление и вентиляция“, 1931, № 3—4.
40. „Gesundheits-ing.“, 1916, № 19.
41. „Heating Piping and Air Conditioning“, 1929, VIII.
42. „Die chemische Fabrik“, 1928, стр. 81, 683 и 721.
43. „Die chemische Fabrik“, 1931, № 11.
44. „Chemiker Zeitung“, 1930, № 101, стр. 973 и 1931, № 80, 94, 96.
45. „Zeitschrift für angew. Chemie“, 1922, стр. 533 и 1925, стр. 341.
46. „Chemische Apparatur“, 1930, № 5 и 1931, № 8.
47. „Seifensieder Zeitung“, 1928, № 32—36.
48. „Seifensieder Zeitung“, 1932, № 26, 28, 30, 32, 34, 36 (есть русский перевод в издании ЦИТЭИН НКЛП, 1933).
- 49а. Журнал „VDI“, 1905, № 1, стр. 5.
- 49б. Журнал „VDI“ 1905, № 36, стр. 1254.
50. „Chemical and Metallurgical Engineering“, 1928, № 8 и 1931, стр. 278.
51. „Chemical and Metallurgical Engineering“, 1932, № 6, стр. 346.
52. „Chemical and Metallurgical Engineering“, 1925, стр. 587.
53. Альбом конструкций ГНИИХМ, 1931—1932.
54. Альбом конструкций Англтреста, 1928.
55. Ольдрич (с доп. Христуло), Технология продуктов мясных комбинатов, М, 1931.
56. Турк, Основы переработки крови и отходов боен, Л, 1931.
57. „Химическое машиностроение“, 1933, № 4, 5, 7 и 9.
58. Грум-Гржимайло В. Е., Пламенные печи, ч. I II, изд. 2-е, 1932.
59. Иванцов Г. П., Расчет естественной циркуляции в сушилке многократного насыщения, „Труды ГБМ и ТК“, М, 1928.
60. „Труды ЦАГИ“, вып. 120, М, 1932.
61. Василевский Н., Производство сухого молока, 1932.
62. Инихов Г. С., Химия молока и молочных продуктов, 1931.
63. Радциг А. А., Формулы, таблицы и диаграммы для водяного пара, 3-е изд., 1931.
64. Hütte, Taschenbuch für den praktischen Chemiker, 11 Aufl., 1927.
65. Фокин Л. и Павлов К. Ф., Методы расчета типовой химической аппаратуры, Л, 1932.
66. Ломшаков А. С., Испытание паровых котлов, Л, 1927.
67. Темкин В. Л., Контроль работы котельных установок, ч. II, М, 1931.
68. Грамберг А., Технические измерения, МАКиз, 1927.
69. „Вестник инженеров и техников“ 1929, 1930, № 2, стр. 92.
70. „Chaleur et industrie“, 1927, р. 48, статья Roger Martin в „Technique Moderne“.
71. Merkel, F., Beitrag zur Thermodynamik des Trocknens, „VDI“, 1923, № 4, S. 8.
72. Mollier R., Статья в „VDI“, 1922, № 36.
73. Grubenmann M., 1-x Tabellen feuchter Luft, 1926.
74. Ритшель Г. и Браббэ К., Руководство по отоплению и вентиляции, т. II, 1928.
75. Ритшель и Гребер, Руководство по отоплению и вентиляции, 1932.
76. Шак А., Теплопередача в промышленных установках, Л, - М, 1933.
77. Hencky, Die Wärmeverluste durch ebene Wand, 1921.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

СПИСОК ФИРМ, ЗАВОДОВ И ОРГАНИЗАЦИЙ, ДАННЫЕ КОТОРЫХ ИСПОЛЬЗОВАНЫ В КНИГЕ.

1. Maschinenfabrik J. M. Lehmann, Dresden — A-28.
2. Proctor u. Schwarz, Inc., Philadelphia.
3. Werner u. Pfeleiderer, Gaunstatt-Stuttgart.
4. Frieder. Haas, G. m. b. H. Lennep-Rheinland.
5. Benno Schilde, Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Hersfeld (H—N).
6. А. Крауцбергер и К^о, О-во с огр. отв., Гольцаузен у Лейпцига.
7. Hansa Trockenapparate, vorm. Elka-Werke A. G., Wilme-Apparatebau, Hamburg.
8. Igetro A. G., Stuttgart — Zuffenhausen.
9. Fellner u. Ziegler A. G., Frankfurt a/M.
10. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G. (MAN).

11. Böttner Werke A. G., Uerdingen-Niederrhein.
12. C. E. Rost u. Co., Dresden (König Fr. Aug. Hütte u. Rost).
13. Moure Dry Kiln Company.
14. Volkmar Hönig & Co., Dresden.
15. E. Passburg, Berlin-Erfurt.
16. Prometheus-Werke A. G., Hannover-Herrenhausen.
17. Manlove, Alliot & Co. Ltd., Nottingham.
18. Mako-Erfurt Maschinen Co. G. m. b. H.
19. Emil Passburg u. Berthold Block G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg.
20. Paul Neubäcker, Apparatebauanstalt, Danzig.
21. Vacuuntrockner G. m. b. H., Erfurt.
22. Peter Dackels & Sohn G. m. b. H., Mainz.
23. Westfalia-Dinendahl-Gröppel A. G., Bochum.
24. Deutsche Luftfilter-Baugesellschaft m. b. H. (Delbag), Berlin-Hallensee.
25. Gustav Christ u. Co., Berlin-Weissensee.
26. G. Siebert G. m. b. H., Hanau a/M.
27. National Dry Kilns.
28. Lurgi Gesellschaft für Wärmetechnik m. b. H., Frankfurt a/M.
29. Zahn & Co., Berlin.
30. August Schlick, Dresden.
31. Simon A. G., Nossen, Sa.
32. Trocknungs-Anlagen-Gesellschaft „TAG“, Berlin.
33. Industrial Associates Inc., New-York.
34. „Chemico“ (Chemical Construction Co), New-York.
35. Трест „Моссредпром“ МСНХ (1928).
36. 8-й Гос. маш. трест Машинотрест (1928).
37. Московский гос. завод им. Ярославского.
38. Завод „Кооператор“, Ленинград.
39. Госсанстрой.
40. ВСМТ
41. Ленинградский металлический завод (ЛМЗ).
42. Аннитрест.
43. Краснопресненский механический завод (Москва).
44. ЦАГИ.
45. ВТИ.
46. ГИПРОХИМ.
47. Zerstaubungs-Trocknungs-G. m. b. H., Berlin.
48. Maschinenfabrik Imperial G. m. b. H., Meissen, Sa.
49. Nestle Anglo-Swiss Condensed Milk Co.
50. Douthitt Engineering Company, Chicago
51. Western Precipitation Co. Los Angeles, California.
52. Julius Pintsch, A. G., Berlin.
53. Nyrop Dehydrator Ltd.
54. Wurster and Sanger, Chicago.
55. Rogers C. E., Detroit.
56. Maschinen-Anstalt und Dampfkessel-fabrik (form. Vemuleth u. and.), Darmstadt.
57. Willy Salge & Co (Bühler Trockner), Berlin.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ФОРМУЛ

$$1. \gamma_n = \psi \gamma_n \text{ кг/м}^3$$

$$2. p_n + p_b = b \text{ мм Hg}$$

$$2a. p_b = b - p_n \text{ мм Hg}$$

$$3. \psi = \frac{\gamma_n}{\gamma_n} = \frac{p_n}{p_n}$$

$$3a. p_n = \psi p_n \text{ мм Hg}$$

$$4. \gamma = \gamma_1 \frac{p}{p} \frac{T_1}{T} \text{ кг/м}^3$$

$$5. \gamma'_n = 1,293 \frac{b - p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} = \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3$$

$$6. \gamma_n = 1,293 \frac{b - p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} =$$

$$= \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3$$

$$7. \gamma_0 = \gamma_n + \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3$$

$$7a. \gamma'_0 = \gamma'_n + \delta (b - p_n) \text{ кг/м}^3$$

$$8. d = 1000 \frac{\gamma_n}{\gamma_b} z/\text{кг}$$

$$8a. \gamma_n = 0,804 \frac{p_n}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} \text{ кг/м}^3$$

$$9. d = 622 \frac{p_n}{b - p_n} z/\text{кг}$$

10. $d = 622 \frac{\psi p_n}{b - \psi p_n} \text{ г/кг}$
11. $d_{\max} = d_n = 622 \frac{p_n}{b - p_n} \text{ г/кг}$
12. $V_0 = 47 \frac{T}{P} + 0,001 - B \text{ м}^3/\text{кг}$
13. $V_n = \frac{47,1 T}{P} - 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}$
- 13a. $\gamma_{\text{нп}} = \frac{1000}{\frac{47,1 T}{P} - 160} \text{ кг/м}^3$
14. $\gamma_n = \psi \gamma_{\text{нп}} \text{ кг/м}^3$
- 14a. $\psi = \frac{\gamma_n}{\gamma_{\text{нп}}}$
15. $p_n = \psi b = \psi 760 \text{ мм Hг}$
16. $\gamma''_B = 1,293 (1 - \psi) \frac{273}{273 + t} \text{ кг/м}^3$
17. $d' = 1000 \frac{\gamma_n}{\gamma''_B} \text{ г/кг}$
18. $c_B = 0,2395 + 0,0000056 t \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$
19. $c_B = 0,24 \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$
20. $c_n = 0,47 \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$
21. $c_{\text{см}} = c_B + c_n = 0,24 + 0,00047 d \text{ Кал/кг}^\circ\text{Ц}$
22. $i_B = c_B t \text{ Кал/кг}$
23. $i_n = 595 + 0,47 t \text{ Кал/кг}$
24. $J = i_B + \frac{d}{1000} i_n = c_B t + 0,001 d (595 + 0,47 t) \text{ Кал/кг}$
- 24a. $J = 0,24 t + 0,001 d (595 + 0,47 t) \text{ Кал/кг}$
25. $G = \frac{E \gamma_1}{T} \text{ м/час}$
26. $G_1 = 1000 G = 1000 \frac{E \gamma_1}{T} \text{ кг/час}$
27. $W = \frac{G_1 w_1}{100} - \frac{G_2 w_2}{100} = \frac{G_1 w_1 - G_2 w_2}{100} \text{ кг/час}$
28. $G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ кг/час}$
29. $G_1 = G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \text{ кг/час}$
- 28a. $G_2 = (1 - x) G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ кг/час}$
- 29a. $G_1 = \frac{1}{1 - x} G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \text{ кг/час}$
30. $W \approx G_1 - G_2 \text{ кг/час}$
31. $a_1 : a_2 = G_2 : G_1$
32. $L = \frac{1000 W}{d_2 - d_1} \text{ кг/час}$
33. $l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1} \text{ кг/кг}$
34. $Q = \sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ Кал/час}$
35. $q = \frac{Q}{W} \text{ Кал/кг}$
36. $q = \frac{Q}{G_1 - G_2} \text{ Кал/кг}$
37. $Q_1 = (640 - \theta_1) W \text{ Кал/час}$
- 37a. $q_1 \approx 640 - \theta_1 \text{ Кал/кг}$

$$38. Q_2 = (i_n'' - \theta_1) W \text{ Кал/час}$$

$$38a. q_1 = i_n'' - \theta_1 \text{ Кал/кг}$$

$$39. Q_1 = (595 + 0,47 t_2 - \theta_1) W \text{ Кал/час}$$

$$39a. q_1 = 595 + 0,47 t_2 - \theta_1 \text{ Кал/кг}$$

$$40. c_2 = \frac{w_2 \cdot 1}{100} + \frac{100 - w_2}{100} c_c \text{ Кал/кг} \circ \Pi$$

$$41. Q_2 = c_2 G_2 (\theta_2 - \theta_1) \text{ Кал/час}$$

$$42. q_2 = c_2 \frac{G_2}{W} (\theta_2 - \theta_1) \text{ Кал/кг}$$

$$43. q_2 = c_2 (\theta_2 - \theta_1) \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ Кал/кг}$$

$$44. Q_3 = (t_m'' - t_m') \Sigma c_m G_m \text{ Кал/час}$$

$$52. Q = Q_1 + 1,1 (Q_2 + Q_3 + Q_5) + Q_4 \text{ Кал/час}$$

$$53. Q_K = L (J_1 - J_0) \text{ Кал/час}$$

$$54. L (J_1 - J_0) + i_n'' W + Q_K = (i_n'' - \theta_1) W + 1,1 (Q_1 + Q_2 Q_5) + Q_4$$

$$55. L (J_1 - J_0) + i_n'' + q_K = i_n'' - \theta_1 + 1,1 (q_2 + q_3 + q_5) + q_4$$

$$56. L (J_1 - J_2) = -\theta_1 - q_K + 1,1 (q_2 + q_3 + q_5)$$

$$57. 1,1 (q_2 + q_3 + q_5) - \theta_1 - q_K = q_n$$

$$58. L (J_1 - J_2) = q_n \text{ Кал/час}$$

$$58a. l = \frac{q_n}{J_1 - J_2} \text{ кг/час}$$

$$59. \frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = -0,001 q_n = -q_n'$$

$$64. q_n = 1,1 (q_2 + q_3 + q_5) - \theta_1 - q_K \text{ Кал/кг}$$

$$44a. q_3 = \frac{t_m'' - t_m'}{W} \Sigma c_m G_m \text{ Кал/кг}$$

$$45. Q_4 = L (0,24 + 0,00047 d_0) \cdot (t_2 - t_0) \text{ Кал/час}$$

$$46. Q_4 = L (J_2 - J_0) \text{ Кал/час}$$

$$47. q_4 = \frac{L}{W} (J_2 - J_0) = l (J_2 - J_0) \text{ Кал/кг}$$

$$48. Q_5 = k (\Delta t) \Sigma F \text{ Кал/час}$$

$$49. Q_5 = (k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3 + \dots + k_n F_n) \Delta t = \Delta t \Sigma k F \text{ Кал/час}$$

$$50. q_5 = \frac{Q_5}{W} = \frac{\Delta t \Sigma k F}{W} \text{ Кал/кг}$$

$$51. Q_6 \approx 0,1 (Q_2 + Q_3 + Q_5) \text{ Кал/час}$$

$$53a. q_K = l (J_1 - J_0) \text{ Кал/кг}$$

$$55a. l (J_1 - J_0) = -\theta_1 + q_n + 1,1 (q_2 + q_3 + q_5) + q_4$$

$$60. l = \frac{1000}{M_d DC} \text{ кг/кг}$$

$$61. q_K = \frac{1000 \cdot \overline{AB}}{DC} \cdot \frac{M_i}{M_d} \text{ Кал/кг}$$

$$62. l = \frac{10000}{DC} \text{ кг/кг}$$

$$63. q_K \approx 1000 \frac{\overline{AB}}{DC} \text{ Кал/кг}$$

$$65. Q_k = k t_n F_k \text{ Кал/час}$$

$$69. k = k_0 (\omega_{cp} \gamma_{cp})^{0,59} \text{ Кал/м}^2 \text{ час}$$

$$66. F_k = \frac{Q_k}{k t_n} \text{ м}^2$$

$$70. \omega_{cp} \gamma_{cp} = \frac{G}{f_{ж}} \text{ кг/сек м}^2$$

$$67. t_n = \frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2} = T_{cp} - t_{cp}$$

$$71. f_{ж} = (i + 1) aH \text{ м}^2$$

$$68. t_n = \frac{t_n - t_c}{2,3 \lg \frac{t_n}{t_c}}$$

$$72. k = 8,8 (\omega_0)^{0,48} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$73. \omega_0 = \frac{V_0}{f_{ж}} \text{ м/сек}$$

$$74. h = 0,16 (\omega_0)^{1,8} \text{ мм водяного столба}$$

$$75. k_{пар} = a (\omega_{cp} \gamma_{cp})^m \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$76. k_{вод} = b (\omega_{cp} \gamma_{cp})^n v_{cp}^n \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$77. k_{возд} = \frac{(\omega_{cp} \gamma_{cp})^x}{g} \text{ мм водяного столба}$$

$$78. h_{вод} = a_1 (v_{cp})^z \text{ мм водяного столба}$$

$$79. A_{пар} = 1,2 \frac{L^{0,44} (t_1 - t_0)^{0,85}}{t_n - \frac{t_0 + t_1}{2}}$$

$$81. k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$80. A_{вод} = 1,2 \frac{L^{0,39} (t_1 - t_0)^{0,85} (t'_B - t''_B)^{0,15}}{\frac{t'_B + t''_B}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2}}$$

$$82. k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$83. \alpha_1^B = \frac{5800 + 23(t_n + t_{cr})}{\sqrt[4]{h(t_n - t_{cr})}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$84. \alpha_1^r = \frac{4460 + 17,7(t_n + t_{cr})}{\sqrt[4]{d(t_n - t_{cr})}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$85. \alpha^2 = \alpha_A + \alpha_K \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$86. \alpha_A = \frac{C \left[\left(\frac{t_{cr} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cr} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{cr} - t_{cp}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

$$87. \alpha_k = 5,3 + 3,0 \omega \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$88. k \approx \alpha_2 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$89. k = \alpha_2 = \alpha_x + \alpha_k = \frac{4 \left[\left(\frac{t_{cp} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cp} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{cr} - t_{cp}} + 5,3 + 3,6 \omega \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$90. k = 7,93 \omega^{0,71} L^{-0,9} \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$93. F = \eta \frac{VBc_r (T_1 - T_2)}{k t_n} \text{ м}^2$$

$$91. Q = \eta VBc_r (T_1 - T_2) \text{ Кал/час}$$

$$94. h = a \gamma^{0,852} \omega^{1,852} s^{-1,269} t \text{ мм в. ст.}$$

$$92. t_n = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2}$$

$$95. Q_5 = \frac{t_1 - t_2}{s} \lambda F \text{ Кал/час}$$

$$96. \lambda m = \frac{s}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \text{ Кал/м час}^\circ \text{Ц}$$

$$97. Q_5 = kF(t_{cp} - t_n) \text{ Кал/час}$$

$$98. k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$99. \lambda_3 = \lambda_0 + \lambda_K + 4,5 a s \text{ Кал/м час}^\circ \text{Ц}$$

$$105a. \frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} = \text{const} = \beta$$

$$100. H = h_d + h_s \text{ мм водяного столба}$$

$$106. B = \gamma V \frac{\omega^2}{2g} = VH \text{ кгм/сек}$$

$$101. \omega = \frac{V}{F} \text{ м/сек}$$

$$107. N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{VH}{75 \eta} \text{ л. с.}$$

$$102. h_d = \gamma \frac{\omega^2}{2g} = \rho \frac{\omega^2}{2} \text{ мм водяного столба}$$

$$108. W = \frac{W_0}{\eta} = \frac{VH}{102 \eta} \text{ kW}$$

$$103. h_s = h_r + h_m \text{ мм водяного столба}$$

$$109. N_m = \frac{N}{\eta_m} = \frac{VH}{75 \eta \eta_m} \text{ л. с.}$$

$$104. \frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$110. W_m = \frac{W}{\eta_m} = \frac{VH}{102 \eta \eta_m} \text{ kW}$$

$$104a. \frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2} = \text{const} = \alpha$$

$$111. \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}$$

$$105. \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$$

$$111a. \frac{N_1}{n_1^3} = \frac{N_2}{n_2^3} = \text{const} = \delta$$

$$112. h_r = 5,66 \gamma^{0,852} \omega^{1,924} d^{-1,281} \text{ мм водяного столба}$$

$$113. d_* = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}$$

$$114. h_1 \approx 12 \gamma^{0.152} \omega^{1.924} \left(\frac{2ab}{a+b} \right)^{-1.261} \text{ мм вод. ст.}$$

$$115. h_m = \Sigma \gamma \frac{\omega^2}{2g} = \Sigma \xi \rho \frac{\omega^2}{2} \text{ мм вод. ст.} \quad 122. v = \frac{\pi D n}{60} = 0,0523 D n \text{ мм/сек}$$

$$116. h'_s = \eta \left(\gamma \frac{\omega_1^2}{2g} - \gamma \frac{\omega_2^2}{2g} \right) \approx \approx 0,06 \gamma_0 (\omega_1^2 - \omega_2^2) \text{ мм вод. ст.}$$

$$123. q = \gamma \frac{v^2}{g} \kappa_2 \text{ м}^2$$

$$124. Q' = \kappa t_{cp} F \text{ Кал/час}$$

$$117. \eta = 1 - \frac{\left(\frac{f_2}{f_1} - 1 \right) \sin \alpha}{(f_2/f_1 + 1)}$$

$$125. k = 2 + 10 \sqrt{v} \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

$$118. h_{\Phi}^n = 2,5 \cdot 10^3 \frac{n}{NS} \omega^2 \text{ мм вод. ст.}$$

$$126. V_{\Phi} = \frac{Gz}{3600 \gamma_0} \text{ л}$$

$$127. \delta f = 6 = \text{const}$$

$$119. h_{\Phi}^b = 0,5 D \omega^{1,8} \text{ мм вод. ст.}$$

$$128. F = \frac{z}{\delta} \cdot \frac{G_1}{600 \gamma_0} = e \frac{G_1}{600 \gamma_0} \text{ м}^2$$

$$120. h_{\Phi}^m = 7,6 \omega^{1,86} \text{ мм вод. ст.}$$

$$129. Q' \delta = z \kappa t_{cp} \frac{G_1}{600 \gamma_0}$$

$$121. Q = \alpha F_m (t_{cp} - \theta_{cp}) \text{ Кал/час}$$

$$130. Q' = \frac{Q_1 + Q_2}{\eta} - m (\theta_1 + \theta_2) \text{ Кал/час}$$

$$131. W = \frac{G_1 \omega_1}{100} \kappa_2 \text{ /час}$$

$$132. Q_2 = c G_1 \frac{100 - \omega_1}{100} \theta_2 - (\theta_1) \text{ Кал/час}$$

$$133. Q' = 0,01 m G_1 [(640 - \theta_1) \omega_1 + + c(100 - \omega_1)(\theta_2 - \theta_1)] \text{ Кал/час}$$

$$135. t_{cp} = \frac{(t_1 - \theta_2) - (t_2 - \theta_1)}{2,31g} \frac{t_1 - \theta_e}{t_2 - \theta_1}$$

$$134. e = \frac{z}{\delta} = \frac{0,3 m \gamma_0}{t_{cp}} [(640 - \theta_1) \omega_1 + + c(100 - \omega_1)(\theta_2 - \theta_1)] \text{ сек/мм}$$

$$136. Q_k = L(0,24 + 0,00047 d_0) (t_1 - t_0) \text{ Кал/час}$$

$$137. Q_1 = L(0,24 + 0,00047 d_0) (t_2 - t_0) \text{ Кал/час}$$

$$138. Q = 0,247 L(t_1 - t_2) \text{ Кал/час}$$

$$139. Q_k = 0,247 L(t_1 - t_0) \text{ Кал/час}$$

$$140. W_0 = k_0 (1 + \alpha t_n) (p_n - p_n) \sqrt{v} \kappa_2 \text{ м}^2 \text{ час}$$

$$141. p_n = \frac{b}{\frac{622}{d} + 1} \text{ мм ртутного}$$

$$143. d_2 \approx \frac{56000 W_1 \gamma_0}{e T_n \sqrt{v}} + 15 \text{ г/кг}$$

столба

$$144. L = 0,18 Ve T_n \sqrt{v} \kappa_2 \text{ /час}$$

$$142. W_0 = 0,071 T_n \sqrt{v} \frac{1}{\frac{622}{d_2} + 1} - 0,024$$

$$145. L = \frac{Q}{0,247(t_1 - t_2)} \kappa_2 \text{ /час}$$

$$146. v = \left[\frac{Q}{0,0447 \sqrt{e T_n (t_1 - t_2)}} \right]^2 \text{ м/сек}$$

$$147. D = \frac{Q_k}{\lambda_k - i_k} \text{ кг/час}$$

$$148. D_0 = \frac{Q_k}{W(\lambda_n - i_k)} \text{ кг/кг}$$

$$149. F_k = \frac{Q_k}{k_n \left(\frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2} \right)} \text{ м}^2$$

$$150. n = \frac{19,11 v}{D} \text{ об/мин}$$

$$151. Q = \mu i f v \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$152. V_0 = 0,015 \mu \pi i d^2 v \text{ л/мин}$$

$$153. n = \frac{400 V_0}{\mu i d^2 D} \text{ об/мин}$$

$$154. p = 0,01 \gamma_0 v^2 \text{ кг/см}^2$$

$$155. n = \frac{190}{D} \sqrt{\frac{p}{\gamma_0}} \text{ об/мин}$$

$$156. V_c = 0,471 \mu d^2 \sqrt{\frac{p}{\gamma_0}} \text{ л/мин}$$

$$157. V_c = 0,22 d^2 \sqrt{p} \text{ л/мм (кг/мин)}$$

$$158. N_m = \frac{N_p + N_c}{\eta_m} \text{ л. с.}$$

$$159. N_p = 0,000002 D^2 n^2 \frac{G_a + 0,62 G_1}{T} \text{ л. с.}$$

$$160. N_c = 0,0007 \mu_0 d x (G_a + G_1) + 0,6 D^2 n \text{ л. с.}$$

$$161. \omega = \frac{G_{вм} - G_{см}}{G_{вм}} \cdot 100\%$$

$$162. \varphi_m = \frac{G_{вм} - G_{см}}{G_{см}} \cdot 100\%$$

$$163. \omega = \frac{100 \varphi_m}{100 + \varphi_m} \%$$

$$164. \omega = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}} \text{ м/сек}$$

$$165. \omega_0 \approx 39 \sqrt{h} \text{ м/сек}$$

$$166. \omega = 4,42 \sqrt{h V_0} \text{ м/сек}$$

$$167. V = F \omega \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$168. L = \frac{F \omega \cdot 3600}{V_0} \text{ кг/час}$$

$$169. V = \frac{W_m 102 \gamma \eta_m}{H} \text{ м}^3/\text{сек}$$

$$170. L = 367 200 \frac{W_m \gamma \eta_m}{H V_0} \text{ кг/час}$$

$$171. W = J V \sqrt{3} \cos \varphi W$$

$$172. Q_k = D (\lambda_n - i_k) \text{ Кал/час}$$

$$172a. D_0 = \frac{L (0,24 + 0,00047 d_0) (t_1 - t_0)}{W (\lambda_n - i_k)} \text{ кг}$$

$$173. W_0 = \frac{\Sigma W_m}{W} \text{ кВт/кг}$$

$$174. D_c = \frac{D}{G_2} \text{ кг/кг}$$

$$175. Q_c = \frac{Q}{G_2} \text{ Кал/кг}$$

$$176. W_c = \frac{\Sigma W_m}{G_2} \text{ кВт/кг}$$

$$177. \Theta = D_0 a + W_0 b \text{ кол/кг}$$

$$178. \Theta_c = \frac{D_0 a + \Sigma W_m b}{G_2} \text{ кол/кг}$$

$$\eta = \frac{Q_1}{Q} = \frac{(e''_n - \theta_1) W}{Q}$$



ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ И АВТОРСКИЕ ИСПРАВЛЕНИЯ

Стр.	Строка св. сн.	Напечатано	Должно быть
14	4	воды,	воды в час,
14	5	kW	kWh
34	15	ρ^{II}	ρ_{II}
43	14	1432, 5 г	143,25 кг
49	фиг. 34	пропущено наименование цифр правых двух столбцов. Читать: цифры первого столбца — градусы Ц, второго столбца — $\psi^{\circ}/\%$	
50	фиг. 35	пропущены размерность и масштаб ординат (левый столбец диаграммы). Читать: J кал/кг 1.мм = 0,1 кал/кг	
73	2	позади	в конце
74	11	$\frac{\overline{AB} \cdot 0,1}{DC + 0,1}$	$\frac{\overline{AB} \cdot 0,1}{\overline{DC} \cdot 0,1}$
79	табл. 5	$3,2 \log \frac{t_{\text{н}}}{t_{\text{с}}}$	$2,3 \log \frac{t_{\text{н}}}{t_{\text{с}}}$
82	формула 69	$k = k_0 (\omega_{\text{ср}}^{\text{ср}})^{0,59}$	$k = k_0 (\omega_{\text{ср}} \gamma_{\text{ср}})^{0,59}$
150	1	фиг. 92, IV	фиг. 92, III
214	фиг. 155	пропущены в подписях под фигурой обозначения „1“ и „Д“	
231	6	табл. 57	табл. 56
232	7	$m = \frac{\eta}{\gamma} > 1$	$m = \frac{1}{\eta} > 1$
234	ф-ла 135	знак log относится ко всей дроби $\frac{t_1 - \theta_2}{t_2 - \theta_1}$	
234	ф-ла 135	$Q_k = 0,247 L (t_2 - t_0)$	$Q_k = 0,247 L (t_1 - t_0)$
260	фиг. 180	$M \approx 1:20$	$M \approx 1:40$
278	2	испарения влаги	испарений влаги в час
278	1	kW	kWh
296	ф-ла 176	kW/кг	kWh/кг