



УЧЕБНИКИ  
И УЧЕБНЫЕ  
ПОСОБИЯ  
ДЛЯ ВЫСШИХ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ  
УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

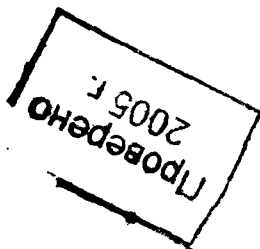
А. А. ЗАХАРОВ

---

# ПРАКТИКУМ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ  
И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебного пособия для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по инженерным специальностям



МОСКВА АГРОПРОМИЗДАТ 1985



ББК 40.7

3-38

УДК 631.37:621.1 (075.8)

Рецензент — канд. техн. наук *А. И. Кирюшатов.*

**БИБЛИОТЕКА**

**Захаров А. А.**

**3-38** Практикум по применению теплоты в сельском хозяйстве.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Агропромиздат, 1985.— 175 с., ил.— (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

Учебное пособие по второй части дисциплины «Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве» предназначено для студентов инженерных факультетов сельскохозяйственных высших учебных заведений.

В отличие от первого издания (вышло в 1979 г.) в книге использованы новые нормативные материалы, уточнены наименования физических величин, согласно стандарту СЭВ 1052-78. внесены все необходимые исправления и дополнения.

3802040200—020  
З ————— 54—85 ТП изд-ва «Колос»  
035(01)—85

ББК 40.7  
631.3

© Издательство «Колос», 1979

© ВО «Агропромиздат», 1985, с изменениями

## ВВЕДЕНИЕ

В решениях XXVI съезда КПСС и последующих Пленумов ЦК КПСС определены основные рубежи развития сельского хозяйства на период до 1990 г. Ускорение научно-технического прогресса и укрепление материально-технической базы сельского хозяйства — одно из основных условий реализации Продовольственной программы СССР.

Повышение эффективности сельскохозяйственного производства, улучшение культурно-бытовых условий жизни села во многом зависят от развития и совершенствования сельской энергетики.

В общем энергетическом балансе сельских районов ведущая роль принадлежит тепловой энергии. Она расходуется на отопление производственных, жилых и общественных зданий, создание микроклимата в животноводческих и птицеводческих помещениях и сооружениях защищенного грунта, сушку сельскохозяйственных продуктов, получение искусственного холода, в кормопроизводстве и на многие другие цели. Поэтому развитие сельской теплофикации стало одним из главных условий дальнейшего подъема сельского хозяйства, перевода его на индустриальную основу.

Современные птицефабрики, комплексы по производству продуктов животноводства, крупные овощные хозяйства, тепличные комбинаты, предприятия по переработке и хранению сельскохозяйственной продукции, другие специализированные предприятия и объединения промышленного типа требуют для удовлетворения их энергетических потребностей на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические цели огромного количества теплоты.

Актуальное значение в настоящее время приобретает использование вторичных энергоресурсов — отходящей низкопотенциальной теплоты в различных производственных процессах промышленных предприятий, на тепловых электростанциях, газокomppressorных станциях магистральных газопроводов, а также вентиляционных выбросов производственных зданий.

В связи с этим вопросы теплоснабжения и рационального использования тепловой энергии с учетом ре-

жима экономии должны находиться в центре внимания при подготовке инженеров сельскохозяйственного производства на факультетах механизации и электрификации сельского хозяйства.

Инженер села должен технически грамотно решать все вопросы, связанные с эксплуатацией систем теплоснабжения, уметь обосновывать способы рационального использования и экономии топлива и энергии.

Настоящее учебное пособие отвечает действующей программе дисциплины «Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве». В нем наряду с вопросами расчетного характера, лабораторного практикума, курсового проектирования уделяется внимание решению самостоятельных задач, с которыми могут встретиться специалисты в производстве. Помимо основного материала, в пособии целенаправленно представлен справочно-нормативный материал, необходимый для практических расчетов.

Книга будет полезна и работникам инженерно-технической службы, связанным с теплоснабжением производства.

Основные теплотехнические расчеты, встречающиеся в практике, являются общими для различных объектов сельскохозяйственного производства. К ним относятся: определение потерь теплоты зданием или отдельными его помещениями, подбор нагревательных приборов и определение диаметров трубопроводов для систем центрального отопления, расчет вентиляции и подбор калориферов для подогрева приточного воздуха.

Краткие теоретические сведения и приведенные в настоящей главе примеры позволят студенту на практических занятиях или самостоятельно выполнять различные теплотехнические расчеты, связанные с применением теплоты в сельском хозяйстве, в том числе по теме курсового проекта, и могут быть полезны при разработке соответствующих разделов дипломного проекта.

## 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ

При расчете тепловых потерь (Вт) помещением учитывают основные  $\Sigma\Phi$  через все строительные ограждающие конструкции помещения (стены, потолок, пол, окна, двери) и добавочные  $\Sigma\Phi_{\text{доб}}$  теплотери:

$$\Phi_{\text{огр}} = \Sigma\Phi + \Sigma\Phi_{\text{доб}}. \quad (1)$$

Основные потери теплоты через отдельные ограждения определяют по формуле

$$\Phi = \frac{F}{R_0} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) n, \quad (2)$$

где  $F$  — площадь ограждения ( $\text{м}^2$ ), которую вычисляют с точностью до  $0,1 \text{ м}^2$  (линейные размеры ограждающих конструкций определяют с точностью до  $0,1 \text{ м}$ , соблюдая правила обмера, указанные на рисунке 1);  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{н}}$  — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха,  $^{\circ}\text{C}$  (прил. 1. . .3);  $R_0$  — общее сопротивление теплопередаче,  $\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ ;  $n$  — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху:

### Ограждения

Наружные стены, бесчердачные покрытия, чердачные перекрытия со стальной, черепичной или асбоцементной кровлей по разреженной обрешетке, полы на грунте . . . 1

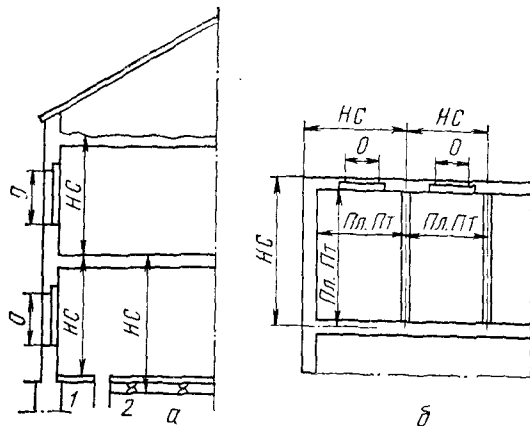


Рис. 1. Правила обмера теплопередающих ограждений:

*а* — разрез по зданию; *б* — план здания; *НС* — наружные стены; *Пл* — пол; *Пт* — потолок; *О* — окна; *1* — пол на грунте; *2* — пол на лагах.

Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, чердачные перекрытия с кровлей из рулонных материалов . . . . .	0,9
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах . . . . .	0,75
Ограждения, отделяющие отапливаемые помещения от неотапливаемых, не сообщающихся с наружным воздухом . . . . .	0,4

Сопrotивление теплопередаче ограждающей конструкции

$$R_o = R_v + \sum_{i=1}^{i=m} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_n, \quad (3)$$

где  $R_v$  — термическое сопротивление тепловосприятию внутренней поверхности ограждения,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$  (см. ниже);  $\sum_{i=1}^{i=m} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  — сумма термических сопротивлений теплопроводности отдельных слоев  $m$ -слойного ограждения толщиной  $\delta_i$  (м), выполненных из материалов с теплопроводностью  $\lambda_i$ ,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ , значения  $\lambda$  для некоторых строительных материалов приведены ниже;  $R_n$  — термическое сопротивление теплоотдаче наружной поверхности ограждения (для наружных стен и бесчердачных покрытий  $R_n = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ , для перекрытий чердачных и над неотапливаемыми подвалами  $R_n = 0,086 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ).

Значения сопротивлений тепловосприятию  $R_v$  внутренней поверхности ограждений различных зданий, кроме животноводческих и птицеводческих, следующие:

## Элементы ограждений

$R_v, \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$

Внутренние поверхности стен, полов, гладких потолков, потолков с выступающими ребрами $h/a \leq 0,3$ ( $h$ — высота ребра, $a$ — расстояние между гранями соседних ребер) . . . . .	0,115
Потолки с выступающими ребрами при $h/a > 0,3$ . . . . .	0,132

Значения сопротивлений тепловосприятую  $R_v$  внутренней поверхности ограждений животноводческих и птицеводческих зданий следующие:

## Элементы ограждений

$R_v, \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$

Внутренние стены помещений, заполнение которых животными составляет более 80 кг живой массы на $1 \text{ м}^2$ пола . . . . .	0,086
То же, при заполнении помещений животными, равном 80 кг и менее живой массы на $1 \text{ м}^2$ пола . . . . .	0,115
Потолки (чердачные перекрытия или покрытия) . . . . .	0,115

Для определения теплопроводности  $\lambda$  некоторых строительных материалов (средних эксплуатационных значений) пользуются следующими данными:

## Наименование материала

$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$

Железобетон . . . . .	1,98
Бетон на гравии или щебне из природного камня . . . . .	1,80
Шлакопемзобетон ( $\rho = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) . . . . .	0,70
Кирпичная кладка из обыкновенного глиняного кирпича . . . . .	0,76
Кирпичная кладка из силикатного кирпича . . . . .	0,81
Штукатурка из цементно-песчаного раствора . . . . .	0,84
Штукатурка из известково-песчаного раствора . . . . .	0,76
Асфальтобетон . . . . .	1,05
Дерево (сосна и ель, поперек волокон) . . . . .	0,16
Стекло оконное . . . . .	0,76
Асбоцементные листы . . . . .	0,49
Рубероид, пергамин, толь . . . . .	0,17
Битум нефтяной ( $\rho = 1400 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) . . . . .	0,27
Маты минераловатные . . . . .	0,07
Опилки древесные . . . . .	0,09
Щебень из доменного шлака ( $\rho = 800 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) . . . . .	0,23
Гравий керамзитовый ( $\rho = 800 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) . . . . .	0,22
Керамзитобетон на керамзитовом песке ( $\rho = 600 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) . . . . .	0,20

Значения сопротивлений теплопередаче для оконных и дверных проемов в деревянных переплетах приведены в таблице 1.

# 1. Значения $R_0$ для оконных и дверных проемов в деревянных переплетах

Конструкции	Расстояние между стеклами, мм	$R_0$ , м <sup>2</sup> ·°С/Вт
Одинарные переплеты (одинарное остекление)	—	0,17
Двойные переплеты спаренные (двойное остекление)	50...55	0,34
Двойные переплеты отдельные (двойное остекление)	100...110	0,38
Наружные двери и ворота деревянные одинарные	—	0,215
То же, двойные	—	0,43
Внутренние двери одинарные	—	0,34

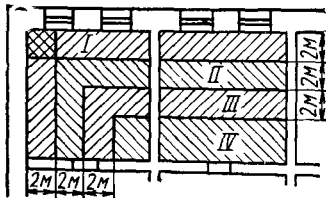
Полы, расположенные непосредственно на грунте, считаются неутепленными, если они состоят из нескольких слоев материалов, теплопроводность каждого из которых  $\lambda \geq 1,16$  Вт/(м·°С). Утепленными считаются полы, утепляющий слой которых имеет  $\lambda_{y.c} < 1,16$  Вт/(м·°С).

Потери теплоты через неутепленные полы вычисляют по зонам — полосам шириной 2 м, параллельным наружным стенам (рис. 2). Сопротивление теплопередаче  $R_0 = R_{н.п}$  для первой зоны составляет 2,15, для второй — 4,3, для третьей — 8,6, для остальной площади пола — 14,2 м<sup>2</sup>·°С/Вт. Площадь участков пола, примыкающих к углам в первой двухметровой зоне, вводится в расчет дважды, т. е. по направлению обеих наружных стен, образующих угол.

Сопротивление утепленных полов теплопередаче

$$R_{y.n} = R_{н.п} + \delta_{y.c} / \lambda_{y.c}, \quad (4)$$

где  $\delta_{y.c}$  и  $\lambda_{y.c}$  — толщина утепляющего слоя (м) и теплопроводность утепляющего слоя, Вт/(м·°С).



Сопротивление теплопередаче полов, расположенных на лагах, определяют по формуле

$$R_d = R_{y.n} / 0,85.$$

Теплопотери (или теплопоступления) через ограждения между смежными помещения-

Рис. 2. Определение расчетных зон неутепленных полов.

ми учитывают в том случае, если разность температур внутреннего воздуха этих помещений превышает  $5^{\circ}\text{C}$ .

Добавочные теплотери через наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и окна зависят от различных факторов. Значения  $\Phi_{\text{доб}}$  исчисляют в процентах от основных потерь теплоты.

1. Для указанных ограждений, обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад, добавка составляет 10%, на юго-восток и запад — 5%.

2. На наружные стены и окна помещений, имеющих две и более наружных стен, добавляют 5%.

3. Добавки на потери теплоты через наружные двери при открывании их на короткое время для  $n$ -этажных зданий при двойных дверях с тамбуром между ними принимают  $80n\%$ , при одинарных дверях —  $65n\%$  основных потерь теплоты через эти двери.

4. Дополнительные потери теплоты (Вт) на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через притворы окон, дверей и ворот ( $\Phi_{\text{доб}} = \Phi_{\text{инф}}$ ), для помещений производственных зданий можно принимать в размере 30% основных теплотерий через все ограждения.

Для жилых зданий

$$\Phi_{\text{инф}} = Q_{\text{н}} \rho c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}) F_{\text{п}} / 3,6 = (t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}) F_{\text{п}}, \quad (5)$$

где  $Q_{\text{н}}$  — нормативный воздухообмен, принимаемый равным  $3 \text{ м}^3/\text{ч}$  на  $1 \text{ м}^2$  жилой площади;  $\rho$  — плотность воздуха, принимаемая равной  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость воздуха, равная  $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $t_{\text{н.в}}$  — расчетная зимняя вентиляционная температура наружного воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $F_{\text{п}}$  — площадь пола жилой комнаты,  $\text{м}^2$ .

При расчете тепловых потерь отапливаемыми помещениями жилых домов из суммы основных и добавочных теплотерий следует вычитать бытовые тепловыделения в количестве  $21 \text{ Вт}$  на  $1 \text{ м}^2$  площади пола:

$$\Phi_{\text{быт}} = 21 F_{\text{п}}.$$

**Пример 1.** Определить теплотери через наружные ограждения слесарно-механического отделения ремонтной мастерской. План и разрез помещения изображены на рисунке 3. Стены из обыкновенного глиняного кирпича. Наружная стена толщиной  $510 \text{ мм}$  с внутренней штукатуркой из цементно-песчаного раствора толщиной

---

\* По данным Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ), для воздуха в пределах от  $0$  до  $100^{\circ}\text{C}$  удельная изобарная теплоемкость  $c_p = 0,9964 \dots 1,0057 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ . Поэтому здесь и далее для воздуха принимаем  $c_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

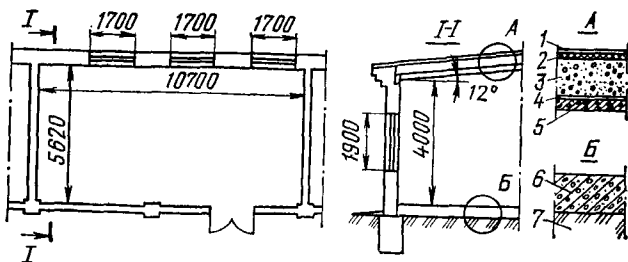


Рис. 3. К примеру 1:

1 — слой рубероида с крупнозернистой посыпкой,  $\delta=2$  мм; 2 — два слоя подкладочного рубероида на битумной мастике,  $\delta=6$  мм; 3 — керамзитобетон;  $\delta=140$  мм; 4 — пергамин,  $\delta=1,5$  мм; 5 — железобетонная плита,  $\delta=50$  мм; 6 — бетон М300; 7 — уплотненный щебнем грунт.

20 мм; внутренняя стена толщиной 260 мм, оштукатуренная с обеих сторон. Окна двойные, со спаренными деревянными переплетами, размер окон  $1,7 \times 1,9$  м. Конструкции кровли и пола показаны на рисунке 3. Расчетная температура наружного и внутреннего воздуха:  $t_n = -18^\circ\text{C}$ ,  $t_v = 18^\circ\text{C}$ . Наружная стена выходит на северо-запад.

**Решение.** Теплотери через внутренние ограждения помещения не учитываем, так как разность температур в разделяемых помещениях не превышает  $5^\circ\text{C}$ .

Определяем сопротивление теплопередаче наружных ограждающих конструкций. Из данных на стр 7 находим значения теплопроводности различных материалов ограждений: кирпичная кладка  $\lambda_k = 0,76$  Вт/(м·°C), штукатурка  $\lambda_{шт} = 0,84$  Вт/(м·°C), железобетон  $\lambda_{жб} = 1,98$  Вт/(м·°C), пергамин  $\lambda_{пм} = 0,17$  Вт/(м·°C), керамзитобетон  $\lambda_{кб} = 0,2$  Вт/(м·°C), рубероид  $\lambda_r = 0,17$  Вт/(м·°C), битум  $\lambda_{бм} = 0,27$  Вт/(м·°C), бетон  $\lambda_6 = 1,8$  Вт/(м·°C).

Сопротивление теплопередаче наружной стены получим по формуле (3), зная, что  $R_B = 0,115 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$  (см. стр. 7) и  $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ :

$$R_{o. н. с} = 0,115 + \frac{0,02}{0,84} + \frac{0,51}{0,76} + 0,043 = 0,853 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Сопротивление теплопередаче окон:  $R_{o. ок} = 0,34 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$  (табл. 1).

Для бесчердачного покрытия ( $R_B = 0,115 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ ,  $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ )

$$R_{o. пок} = 0,115 + \frac{0,05}{1,98} + \frac{0,0015}{0,17} + \frac{0,014}{0,2} + \frac{0,006}{0,17} + \frac{0,002}{0,17} + 0,043 = 0,309 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Разделив площадь пола ( $10,7 \times 5,62$  м) на двухметровые зоны, параллельные наружной стене, получим две зоны по 2 м и одну шириной 1,62 м. Площадь зон:  $F_I = F_{II} = 10,7 \cdot 2 = 21,4 \text{ м}^2$ ,  $F_{III} = 10,7 \times 1,62 = 17,3 \text{ м}^2$ .

Сопrotивление теплопередаче ( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ) для каждой зоны определяем, как для неутепленных полов, поскольку  $\lambda_6 > 1,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ :  
 $R_{\text{пI}}=2,15$ ,  $R_{\text{пII}}=4,3$  и  $R_{\text{пIII}}=8,6$ .

Общая площадь трех оконных проемов:  $F_{\text{ок}}=3 \cdot 1,7 \cdot 1,9=9,69 \text{ м}^2$ .  
 Площадь наружной стены за вычетом оконных проемов:  $F_{\text{н. с}}=10,7 \times 4-9,69=33,11 \text{ м}^2$ . Площадь потолка

$$F_{\text{пот}} = \frac{5,62}{\cos 12^\circ} 10,7 = 61,53 \text{ м}^2.$$

Определяем основные теплопотери ограждениями по формуле (2), взяв значения коэффициента  $n$  из вывода на стр. 5: наружными стенами

$$\Phi_{\text{н. с}} = \frac{33,11}{0,853} [18 - (-18)] \cdot 1 = 1397 \text{ Вт},$$

окнами

$$\Phi_{\text{ок}} = \frac{9,69}{0,47} [18 - (-18)] \cdot 1 = 742 \text{ Вт},$$

покрытием

$$\Phi_{\text{пок}} = \frac{61,53}{0,309} [18 - (-18)] \cdot 1 = 7168 \text{ Вт},$$

полом

$$\Phi_{\text{п}} = \left( \frac{21,4}{2,15} + \frac{21,4}{4,3} + \frac{17,3}{8,6} \right) [18 - (-18)] \cdot 1 = 610 \text{ Вт}.$$

Добавочные потери теплоты через наружную стену и окна, обращенные на северо-запад, составляют 10%.

Добавочные потери теплоты на инфильтрацию наружного воздуха

$$\Phi_{\text{инф}} = 0,3 (1397 + 742 + 7168 + 610) = 2975 \text{ Вт}.$$

Таким образом, общие теплопотери

$$\Phi_{\text{огр}} = (1397 + 742) 1,1 + 7168 + 610 + 2975 = 13\ 105 \text{ Вт}.$$

## 2. РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА И ПОДБОР НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Чугунные радиаторы — наиболее распространенные и универсальные в применении нагревательные приборы. Их устанавливают в жилых, общественных и различных производственных зданиях.

Чугунные ребристые трубы используют в качестве нагревательных приборов в производственных помещениях с незначительным выделением пыли (ремонтные мастерские, гаражи и др.).

Нагревательные приборы в виде гладких стальных труб или сварных регистров из них применяют в культи-

вационных, животноводческих и птицеводческих помещений, а также в различных производственных зданиях с интенсивным выделением пыли.

Основные сведения о нагревательных приборах приведены в таблицах 2 и 3.

## 2. Основные сведения о чугунных радиаторах

Модель	Размеры секции, мм			Площадь поверхности нагрева секции, м <sup>2</sup>	Средняя масса одной секции, кг
	полная высота	глубина	ширина		
М-140	582	140	96	0,254	7,70
М-140-АО	582	140	96	0,299	7,80
РД-90	582	90	96	0,203	6,95
РД-26	582	90	100	0,205	6,87
В-85А	593	87	88	0,176	5,45

## 3. Основные сведения о чугунных ребристых трубах

Длина, мм	Площадь поверхности нагрева одной трубы, м <sup>2</sup>	Показатели на одну трубу	
		масса, кг	емкость, л
1000	2	37,6	3,85
1500	3	56,4	5,80
2000	4	75,2	7,70

Тепловой поток, отдаваемый нагревательными приборами и трубопроводами, находящимися в помещении, должен равняться расчетным теплопотерям  $\Phi_{огр}$  этого помещения.

Требуемую площадь поверхности нагрева (м<sup>2</sup>) приборов ориентировочно определяют по формуле

$$F_{пр} = \frac{(\Phi_{огр} - \Phi_{тр}) \beta_1 \beta_2}{k_{пр} (t_{пр} - t_в)}, \quad (6)$$

где  $\Phi_{огр} - \Phi_{тр}$  — теплоотдача нагревательных приборов, Вт;  $\Phi_{тр}$  — теплоотдача открытых трубопроводов, находящихся в одном помещении с нагревательными приборами, Вт;  $k_{пр}$  — коэффициент теплопередачи прибора, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), определяется по таблице 4;  $t_{пр}$  — средняя температура теплоносителя в приборе, °С. Для водяного отопления  $t_{пр} = (t_r + t_o)/2$ ;  $t_r$  и  $t_o$  — расчетная температура горячей и охлажденной воды в приборе; для парового отопления низкого давления принимают  $t_{пр} = 100^\circ\text{С}$ , в системах высокого давления  $t_{пр}$  равна температуре пара перед прибором при соответствующем его давлении;  $t_в$  — расчетная температура воздуха в помещении, °С;

$\beta_1$  — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки нагревательного прибора. При свободной установке у стены или в нише глубиной до 130 мм  $\beta_1 = 1$ ; в остальных случаях значения  $\beta_1$  принимают, исходя из следующих данных: а) прибор установлен у стены без ниши и перекрыт доской в виде полки (рис. 4, а): при  $A = 40 \dots 100$  мм коэффициент  $\beta_1 = 1,05 \dots 1,02$ ; б) прибор установлен в стенной нише глубиной более 130 мм (рис. 4, б): при  $A = 40 \dots 100$  мм коэффициент  $\beta_1 = 1,11 \dots 1,06$ ; в) прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в верхней доске и в передней стенке у пола (рис. 4, в): при  $A$ , равном 150, 180, 220 и 260 мм, коэффициент  $\beta_1$  соответственно равен 1,25; 1,19; 1,13 и 1,12;  $\beta_2$  — поправочный коэффициент, учитывающий остывание воды в трубопроводах. При открытой прокладке трубопроводов водяного отопления и при паровом отоплении  $\beta_2 = 1$ . Для трубопровода скрытой прокладки, при насосной циркуляции  $\beta_2 = 1,04$  (однотрубные системы) и  $\beta_2 = 1,05$  (двухтрубные системы с верхней разводкой); при естественной циркуляции в связи с увеличением остывания воды в трубопроводах значения  $\beta_2$  должны умножаться на коэффициент 1,04.

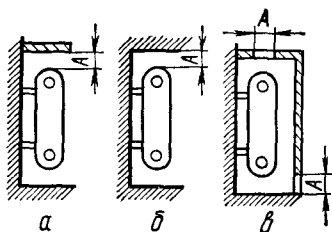


Рис. 4. Способы установки нагревательных приборов.

Тепловой поток, отдаваемый помещению открыто расположенными неизолированными трубопроводами, определяют по формуле

$$\Phi_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} k_{\text{тр}} (t_{\text{тр}} - t_{\text{в}}) \eta, \quad (7)$$

где  $F_{\text{тр}} = \pi d l$  — площадь наружной поверхности трубы,  $\text{м}^2$ ;  $d$  и  $l$  — наружный диаметр и длина трубопровода, м (диаметры магистральных трубопроводов обычно 25, 50 мм, стояков 20, 32 мм, подводов к нагревательным приборам 15, 20 мм);  $k_{\text{тр}}$  — коэффициент теплопередачи трубы  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$  определяют по таблице 4 в зависимости от температурного напора и вида теплоносителя;  $t_{\text{тр}}$  — средняя температура теплоносителя в трубопроводе,  $^\circ\text{C}$ ;  $\eta$  — коэффициент, равный для подающей линии, расположенной под полом, 0,25, для вертикальных стояков — 0,5, для обратной линии, расположенной над полом, — 0,75, для подводов к нагревательному прибору — 1,0.

Необходимое число секций чугунных радиаторов для рассчитываемого помещения определяют по формуле

$$n = F_{\text{пр}} / f_{\text{секц}}, \quad (8)$$

где  $f_{\text{секц}}$  — площадь поверхности нагрева одной секции,  $\text{м}^2$  (табл. 2).

#### 4. Значения коэффициента теплопередачи нагревательных приборов при открытой их установке

Нагревательные приборы	Коэффициент теплопередачи $k_{пр}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)					
	при разности средней температуры воды в приборе и температуры воздуха помещения, °С			при избыточном давлении пара, кПа		
	60...70	70...80	>80	<0,7	0,8, 1	>0,8, 1
<b>Чугунные радиаторы:</b>						
М-140	9,6	9,9	10,0	10,4	—	—
М-140-АО	9,2	9,5	9,6	10,0	—	—
РД-90	10,1	10,3	10,5	—	—	—
РД-26	9,3	9,7	10,1	—	—	—
В-85А	11,6	11,7	12,0	—	—	—
<b>Чугунные трубы с круглыми ребрами:</b>						
одна труба	5,8	5,8	5,8	7,0	7,5	7,8
две трубы (одна над другой)	5,3	5,3	5,3	5,8	6,3	6,5
три трубы (одна над другой)	4,7	4,7	4,7	5,3	5,6	5,8
<b>Одна стальная труба диаметром, мм:</b>						
≤ 32	14,0	14,6	14,6	15,2	16,2	17,0
32...108	12,2	12,8	13,4	14,0	14,9	15,6
133...159	12,2	12,2	12,2	13,4	14,3	15,0
<b>Несколько стальных труб одна над другой диаметром, мм:</b>						
≤ 32	12,8	12,8	13,4	14,6	15,6	16,3
> 32	10,5	10,5	10,5	12,8	13,8	14,4

Полученное значение  $n$  ориентировочное. Его разбирают (при необходимости) на несколько приборов и, введя поправочный коэффициент  $\beta_3$ , учитывающий изменение среднего коэффициента теплопередачи прибора в зависимости от числа секций в нем, находят число секций, принимаемое к установке в каждом нагревательном приборе:

$$n_{уст} = n\beta_3. \quad (9)$$

Значения коэффициента  $\beta_3$  приведены ниже.

$n$ . . .	2...3	4	5	6	7...9	10...14	15...16	19...25
$\beta_3$ . . .	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03

**Пример 2.** По данным примера 1 определить площадь поверхности нагрева и подобрать нагревательные приборы системы водяного отопления. В качестве нагревательных приборов принять чугунные ребристые трубы. Температура теплоносителя в подающей магистрали  $95^{\circ}\text{C}$ , в обратной  $70^{\circ}\text{C}$ .

**Решение.** Определим вначале тепловой поток от трубопроводов системы отопления. Подающий трубопровод находится под окнами, т. е. в рабочей зоне помещения, там же, где и нагревательные приборы, поэтому для него, так же как и для подводок к приборам, коэффициент  $\eta=1$ . Для обратной линии, расположенной над полом,  $\eta=0,75$ . Площадь поверхности подающего и обратного магистральных трубопроводов диаметром 32 мм и длиной 10,7 м  $F_{п.м}=F_{о.м}=3,14 \cdot 0,032 \cdot 10,7=1,08 \text{ м}^2$ . Площадь поверхности шести подводок (по две на прибор) диаметром 20 мм и длиной 0,8 м каждая  $F_{под}=6 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,8=0,3 \text{ м}^2$ . Коэффициент теплопередачи труб для средней разности температуры воды в приборе и температуры воздуха в помещении  $(95+70)/2-18=64,5^{\circ}\text{C}$  принимаем по таблице 4 равным  $14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ . Тогда по формуле (7) для подающей магистрали  $\Phi_{п.м}=1,08 \cdot 14 \cdot (95-18)=1164 \text{ Вт}$ , для обратной  $\Phi_{о.м}=1,08 \cdot 14(70-18) \cdot 0,75=590 \text{ Вт}$ , для подводок к приборам

$$\Phi_{под}=0,3 \cdot 14 \left( \frac{90+70}{2} - 18 \right) = 271 \text{ Вт.}$$

Суммарный поток теплоты от всех трубопроводов  $\Phi_{тр}=1164+590+271=2025 \text{ Вт}$ .

Принимаем  $\beta_1=1$  (нагревательные приборы установлены свободно у стены),  $\beta_2=1$  (трубы присоединены открыто). Полагая, что под каждым окном помещения будут установлены три чугунные ребристые трубы, находим по таблице 4  $k_{тр}=4,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ . Тогда по формуле (6) площадь поверхности нагрева приборов

$$F_{тр} = \frac{13 \ 105 - 2025}{4,7 \left( \frac{95+70}{2} - 18 \right)} = 36,5 \text{ м}^2.$$

Принимаем для установки ребристые трубы длиной 2000 мм, площадь поверхности нагрева которых равна  $4 \text{ м}^2$  (табл. 3). Число таких труб  $n=36,5 : 4 \approx 9$ .

Под каждым окном помещения устанавливаем три ребристые трубы.

### 3. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Нормальная работа системы отопления зависит от правильного расчета трубопроводов, который заключается в подборе экономичных, т. е. минимально допустимых диаметров труб, обеспечивающих подачу в нагревательные приборы требуемого количества теплоносителя при располагаемом циркуляционном давлении.

Расчет трубопроводов систем водяного отопления с насосной циркуляцией ведут по такой методике.

1. Вычерчивают в масштабе схему системы отопления с указанием магистральных трубопроводов, стояков, нагревательных приборов, арматуры и всех деталей, представляющих собой местные сопротивления.

2. Определяют расчетные участки трубопроводов, т. е. участки, по которым протекает неизменное количество теплоносителя при определенной температуре и скорости движения. Проставляют номера и длины участков и значения тепловых нагрузок всех нагревательных приборов и участков.

3. Выявляют главное циркуляционное кольцо системы отопления, самое большое по протяженности кольцо, проходящее через нагревательный прибор, наиболее удаленный от теплового ввода в здание, и определяют общие потери давления в нем, которые не должны превышать расчетного циркуляционного давления в системе:

$$\Sigma(Rl + Z) \leq P, \quad (10)$$

где  $R$  — удельная потеря давления на трение (на 1 м длины трубы) на данном участке циркуляционного кольца, Па/м;  $l$  — длина участка, м.

Потеря давления (Па) в местных сопротивлениях участка трубопровода

$$Z = \Sigma \xi P_d, \quad (11)$$

где  $\Sigma \xi$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке;  $P_d = \omega^2 \rho / 2$  — динамическое давление потока жидкости, Па;  $\omega$  — скорость движения теплоносителя — воды, м/с;  $\rho$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Расчетное циркуляционное давление (Па) в насосных системах водяного отопления определяют по формуле

$$P = P_n + P_e. \quad (12)$$

Для производственных и малоэтажных жилых и общественных зданий естественным давлением  $P_e$  от охлаждения воды в нагревательных приборах и трубопроводах можно пренебречь, так как оно значительно меньше давления  $P_n$ , создаваемого насосом. Тогда  $P = P_n$ . Практически принимают  $P = 10 \dots 12$  кПа.

По рекомендации профессора В. М. Чаплина можно принимать значение давления, создаваемого насосом, исходя из средней потери давления, равной 100 Па на каждый метр наиболее протяженного расчетного циркуляционного кольца.

4. Определяют среднюю удельную потерю давления на трение (Па/м) в трубопроводах рассчитываемого кольца:

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 P}{\Sigma l}, \quad (13)$$

где 0,65 — коэффициент, учитывающий долю потери давления на трение от общих потерь давления в трубопроводах;  $\Sigma l$  — общая длина всех участков кольца, м.

5. Вычисляют расходы теплоносителя — воды (кг/ч) через отдельные участки циркуляционного кольца по формуле

$$Q_m = \frac{3,6 \Phi}{4,19 \Delta t}, \quad (14)$$

где  $\Phi$  — тепловая нагрузка участка, Вт;  $\Delta t$  — расчетный температурный перепад теплоносителя в системе отопления, °С.

6. По найденному значению  $R_{\text{ср}}$  и расходам теплоносителя на участках, пользуясь номограммой (рис. 5), подбирают диаметры трубопроводов \*. Для этого из точки, соответствующей расходу теплоносителя на данном участке, восстанавливают перпендикуляр к оси  $Q_m$  до пересечения с линией того диаметра трубопровода, при котором значение удельной потери давления на трение  $R$  будет ближе к расчетному  $R_{\text{ср}}$ . При этом определяются фактическое значение  $R$  и скорость теплоносителя  $w$ .

В процессе выбора диаметра следует учитывать максимально допустимые скорости движения воды в трубопроводах в соответствии со СНиП II—33—75: для основных помещений жилых и общественных зданий при  $d_y = 15$  мм 1,2 м/с, при  $d_y \geq 20$  мм 1 м/с, для вспомогательных помещений жилых и общественных зданий 1,5 м/с, для вспомогательных зданий и помещений предприятий 2 м/с, для производственных зданий 3 м/с.

7. В расчетный бланк (см. табл. 5) в графы 1...8 заносят все данные по каждому участку циркуляционного кольца: номер участка, тепловую нагрузку, расход теплоносителя — воды, длину участка, диаметр трубы, скорость воды, удельную и полную потери давления на трение.

\* На номограмме указаны диаметры условного прохода  $d_y$ , представляющие собой округленные значения внутренних диаметров труб.

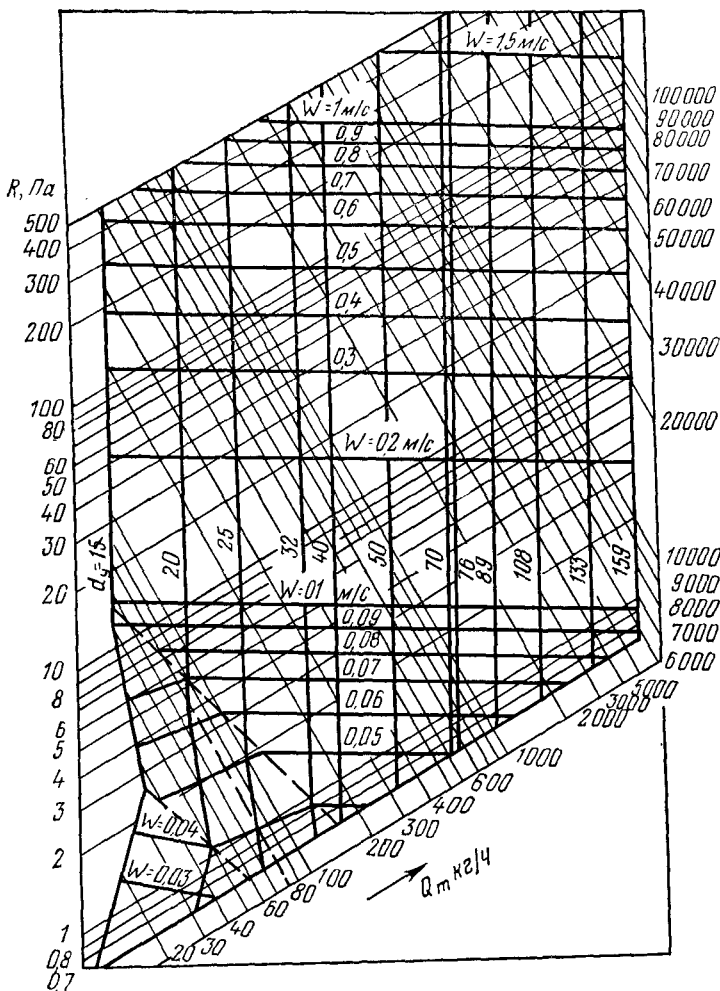


Рис. 5. Номограмма для расчета диаметров трубопроводов водяного отопления.

Далее, пользуясь приложением 4, подсчитывают сумму коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma \zeta$  на участках и заполняют графу 9 расчетного бланка. По формуле (11) и приложению 5, в котором указаны значения динамического давления в функции скорости воды, определяют потери давления  $Z$  на преодоление местных

сопротивлений (графа 10). После этого находят общие потери давления  $Rl+Z$  на участках (графа 11) и суммарную потерю давления в рассчитываемом кольце.

Диаметры трубопроводов считаются подобранными правильно, если имеется некоторый (не более 10%) запас давления в кольце на неучтенные местные сопротив-

### 5. Бланк расчета трубопроводов системы водяного отопления

№ участка (рис. 6)	Тепловая нагрузка $Q$ , Вт	Расход теплоносителя $Q_m$ , кг/ч	Длина участка $l$ , м	Диаметр трубы $d$ , мм	Скорость воды $w$ , м/с	$R$ , Па/м	$Rl$ , Па	$\Sigma \xi$	$Z$ , Па	$Rl+Z$ , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

*Главное циркуляционное кольцо, проходящее через прибор VIII*

1	12 800	440	12,1	25	0,23	35	423,5	5,0	130,6	554,1
2	9 600	330	5,2	20	0,27	63	327,6	1	35,9	363,5
3	6 400	220	5,2	20	0,18	28	145,6	1	15,9	161,5
4	3 200	110	5,5	15	0,17	35	192,5	2,5	35,7	228,2
5	1 600	55	0,8	15	0,09	12	9,6	6,5	25,9	35,5
6	1 600	55	4,4	15	0,09	12	52,8	4	15,9	68,7
7	3 200	110	1,2	15	0,17	35	42,0	1	14,3	56,3
8	4 800	165	4,0	15	0,23	78	312,0	1	26,1	338,1
9	6 400	220	1,2	20	0,18	28	33,6	1	15,9	49,5
10	8 000	275	4,0	20	0,22	44	176,0	1	23,8	199,8
11	9 600	330	1,2	20	0,27	63	75,6	1	35,9	111,5
12	11 200	385	4,0	20	0,32	87	348,0	1	50,3	398,3
13	12 800	440	7,0	25	0,23	35	245,0	3,5	91,4	336,4

$$\Sigma (Rl+Z)_{1...14} = 2901,4 \text{ Па}$$

*Пересчет участков 1 и 13*

1	12 800	440	12,1	20	0,37	120	1452	6,5	169,7	1621,7
13	12 800	440	7,0	20	0,37	120	840	4,5	117,5	957,5

$$\Sigma (Rl+Z) = 2579,2 \text{ Па}$$

*Малое циркуляционное кольцо, проходящее через прибор I*

14	3 200	110	0,3	15	0,17	35	10,5	1,5	21,4	31,9
15	1 600	55	0,8	15	0,09	12	9,6	6,5	25,9	35,5
16	1 600	55	0,4	15	0,09	12	4,8	2,5	10,0	14,8

$$\Sigma (Rl+Z)_{15...17} = 82,2 \text{ Па}$$

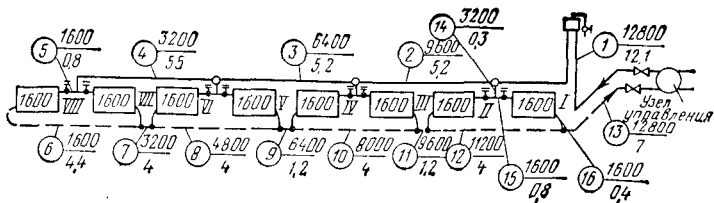


Рис. 6. К примеру 3.

ления и возможные неточности в монтаже системы отопления, т. е.

$$\frac{P - \sum (Rl + Z)}{P} 100 \leq 10 \%. \quad (15)$$

Если это условие не выполняется, следует изменить диаметры труб некоторых участков циркуляционного кольца и повторить расчет.

Аналогичным образом проводят расчеты остальных колец системы отопления. Потери давления в разных циркуляционных кольцах не должны различаться более чем на 15%.

На практике для несложных по конструкции систем отопления достаточно после наибольшего рассчитать еще наименьшее по длине кольцо. Если различие в значениях общих потерь давления по этим кольцам не превышает указанной нормы, тогда диаметры труб остальных, промежуточных по протяженности циркуляционных колец можно определить без расчета.

**Пример 3.** Рассчитать диаметры труб системы водяного отопления профилактория телятника (рис. 6), присоединенной к тепловой сети с температурой теплоносителя 95...70°C. Нагревательными приборами служат радиаторы М-140-АО, объединенные в 8 батарей по 10 секций в каждой. Теплоотдача (Вт) каждого нагревательного прибора указана на рисунке. Подающая магистраль проходит под окнами, обратная — над полом помещения.

**Решение.** Расчет начинаем с главного (самого протяженного) циркуляционного кольца, проходящего через нагревательный прибор VIII. На схеме в кружках обозначаем номера расчетных участков этого кольца, справа в числителе указываем их тепловые нагрузки (Вт), в знаменателе — длины участков (м). Тепловая нагрузка на участке показывает не тепловой поток, а расход теплоносителя, обеспечивающий подачу к нагревательным приборам расчетного количества теплоты. Вот почему на участках обратной магистрали проставляем те же значения потоков теплоты, что и на соответствующих участках подающей магистрали.

При расчете будем исходить из средней потери давления 100 Па на 1 м трубопроводов. Общая длина трубопроводов рассчитываемого

кольца:  $\Sigma l = 50,8$  м. Тогда располагаемое циркуляционное давление в системе

$$P = 100 \cdot 50,8 = 5080 \text{ Па.}$$

По формуле (13) определяем среднюю потерю давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 5080}{50,8} = 65 \text{ Па/м.}$$

Для каждого участка находим расход теплоносителя по формуле (14). Так, для участков 1 и 13 расход будет одинаков:

$$Q_{m1,13} = \frac{3,6 \cdot 12 \cdot 800}{4,19 (95 - 70)} = 440 \text{ кг/ч,}$$

для участков 2 и 11:

$$Q_{m2,11} = \frac{3,6 \cdot 9600}{4,19 \cdot 25} = 330 \text{ кг/ч и т. д.}$$

Заполняем графы 1. . . 4 расчетного бланка (табл. 5). Далее, пользуясь номограммой (рис. 5), по значениям  $Q_m$  и  $R_{\text{ср}}$  определяем диаметры труб, а также скорость теплоносителя  $w$  и фактические значения  $R$  по участкам циркуляционного кольца. Заносим полученные данные в графы 5. . . 7 бланка и вычисляем все значения  $Rl$  (графа 8).

Пользуясь приложением 4, подсчитываем суммы коэффициентов местных сопротивлений на каждом расчетном участке и заполняем графу 9.

Участок 1 ( $d=25$  мм): задвижка —  $\zeta=0,5$ ; два отвода  $90^\circ$  —  $\zeta=2$ ; проточный воздухооборник —  $\zeta=1,5$ ; отвод  $90^\circ$  —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_1 = 5,0$ .

Участок 2 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_2 = 1$ .

Участок 3 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_3 = 1$ .

Участок 4 ( $d=15$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ; отвод  $90^\circ$  —  $\zeta=1,5$ ;  $\Sigma \zeta_4 = 2,5$ .

Участок 5 ( $d=15$  мм): тройник на ответвление —  $\zeta=1,5$ ; кран двойной регулировки —  $\zeta=4$ ; половина радиатора —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_5 = 6,5$ .

Участок 6 ( $d=15$  мм): половина радиатора —  $\zeta=1$ ; два отвода  $90^\circ$  —  $\zeta=3$ ;  $\Sigma \zeta_6 = 4$ .

Участок 7 ( $d=15$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_7 = 1$ .

Участок 8 ( $d=15$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_8 = 1$ .

Участок 9 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_9 = 1$ .

Участок 10 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_{10} = 1$ .

Участок 11 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_{11} = 1$ .

Участок 12 ( $d=20$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ;  $\Sigma \zeta_{12} = 1$ .

Участок 13 ( $d=25$  мм): тройник на проход —  $\zeta=1$ ; отвод  $90^\circ$  —  $\zeta=2$ ; задвижка —  $\zeta=0,5$ ;  $\Sigma \zeta_{13} = 3,5$ .

Приняв по приложению 5 значения динамического давления  $P_d$  в зависимости от скорости потока  $w$ , определяем по формуле (11) потери давления  $Z$  в местных сопротивлениях для всех участков и заносим результаты вычислений в графу 10.

Определив общие потери давления на участках (графа 11), находим суммарную потерю давления в рассчитываемом кольце:  $\Sigma (Rl + Z)_{1...13} = 2761,4$  Па.

Запас давления

$$\frac{5080 - 2761,4}{5080} 100 = 45,6\%,$$

что значительно превышает требуемый по формуле (15).

Заменяем на наиболее нагруженных участках *1* и *13* диаметры труб 25 мм на 20 мм. При этом увеличиваются скорость теплоносителя, потери давления на трение и в местных сопротивлениях (табл. 5. Пересчет).

Суммарные потери давления по этим участкам стали больше, чем в предыдущем случае, на 1688,7 Па. Поэтому окончательно  $\Sigma(Rl+Z)_{1...13} = 2091,4 + 1688,7 = 4590,1$  Па.

Теперь запас по давлению составляет

$$\frac{5080 - 4590,1}{5080} 100 = 9,6\%,$$

что удовлетворяет условию формулы (15).

Выполним расчет малого циркуляционного кольца, проходящего через прибор *1*.

Новые участки *14*, *15* и *16* рассчитываем аналогично предыдущему. Исходные данные и результаты расчета сводим в таблицу 5.

Общие потери давления в кольце  $\Sigma(Rl+Z) = 1123,4 + 498,3 + 82,2 + 957,5 = 2661,4$  Па, что значительно меньше располагаемого циркуляционного давления в системе (5080 Па).

Так как диаметры трубопроводов участков *14*, *15* и *16* уменьшить нельзя, они минимальны (15 мм), то избыток располагаемого давления следует погасить краном двойной регулировки, установленным на подводке к нагревательному прибору *1*.

Подводки к остальным приборам системы отопления также принимаем диаметром 15 мм.

**Расчет трубопроводов систем парового отопления низкого давления** проводится по методике, принципиально не отличающейся от расчета систем водяного отопления.

Давление пара в котле должно быть достаточным для прохождения его от котла до наиболее удаленного нагревательного прибора. Системы парового отопления низкого давления большой протяженности выполняют по разомкнутой схеме: конденсат собирается в конденсатный бак и из него перекачивается в котел. При теплоснабжении группы зданий от одной котельной избыточное давление пара  $P_k$  на выходе из котла берут равным 70 кПа и выше. В узле управления здания пар редуцируется до давления  $P_n$ , а затем уже подается в систему отопления. Избыточное давление пара  $P_n$  в начале паропровода системы отопления принимают в зависимости от его длины *l*

от ввода (узла управления) до самого удаленного нагревательного прибора:

$l$ , м . . . . .	до 50	50...100	100...200	200. .300
$P_n$ , кПа . . . . .	5	10	20	30

Располагаемое давление (кПа) в ветви к наиболее удаленному нагревательному прибору

$$P = P_n - 1,5,$$

где 1,5— избыточное давление пара перед прибором для компенсации его гидравлического сопротивления, не учитываемого здесь коэффициентом  $\xi$ .

Диаметры паропроводов подбирают по номограмме (рис. 7), составленной для средней плотности пара  $\rho_{cp} = 0,635$  кг/м<sup>3</sup>. Скорость движения пара во избежание шума и гидравлических ударов в соответствии со СНиП 11—33—75 при попутном движении пара и конденсата не должна превышать 30 м/с, при встречном движении — 20 м/с.

Подсчет удельных потерь давления на трение  $R$  и в местных сопротивлениях  $Z$  аналогичен рассмотренному выше. На сопротивления, не учтенные расчетом паропроводов, предусматривают запас в размере 10% расчетных потерь давления.

Диаметры конденсаторопроводов подбирают по приложению 6 в зависимости от теплового потока, выделенного

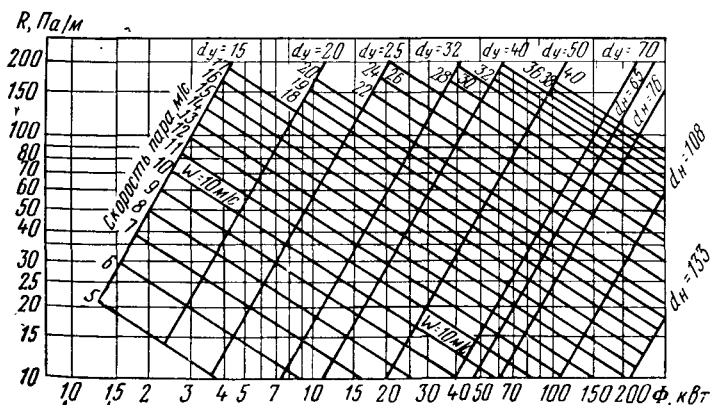


Рис. 7. Номограмма для расчета диаметров паропроводов в системах низкого давления.

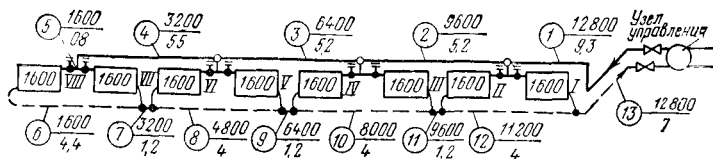


Рис. 8. К примеру 4.

паром, образовавшим конденсат, характеристики конденсатопровода (сухой, мокрый, горизонтальный, вертикальный) и его длины.

**Пример 4.** Рассчитать паропровод системы отопления профилактория телятника, присоединенного к паровой теплосети Избыточное давление пара в котле 50 кПа. Нагревательными приборами служат радиаторы М-140-АО, объединенные в 8 батарей по 7 секций. Теплоотдача каждой батареи 1600 Вт. На рисунке 8 указаны номера расчетных участков, их тепловые нагрузки (Вт) и длины участков (м).

**Решение 1.** Располагаемое давление в наиболее протяженной ветви длиной  $\Sigma l = 26$  м (от узла управления системой до нагревательного прибора VIII)

$$P = 5 - 1,5 = 3,5 \text{ кПа.}$$

2. Средняя удельная потеря давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 3,5 \cdot 10^3}{26} = 87,5 \text{ Па/м.}$$

3. При помощи номограммы (рис. 7) определяем диаметры паропровода на всех участках рассчитываемой ветви. Так, из точки, соответствующей тепловой нагрузке первого участка 12,8 кВт, восстанавливаем перпендикуляр к оси абсцисс до пересечения с линией того диаметра трубопровода, при котором значение удельной потери давления на трение  $R$  будет ближе к расчетному  $R_{\text{ср}} = 87,5$  Па/м. Принимаем  $d_1 = 25$  мм. Фактическое значение  $R_1 = 85$  Па/м. Скорость движения пара  $w_1 = 16,3$  м/с, а динамическое давление

$$P_d = w^2 \rho / 2 = 16,3^2 \cdot 0,635 / 2 = 84,5 \text{ Па.}$$

Аналогично подбираем диаметры и находим значения  $R$ ,  $w$  и  $P_d$  для остальных участков паропровода.

4. Используя данные подсчета коэффициентов местных сопротивлений из примера 3 и найденные значения  $P_d$  на участках, определяем потери давления  $Z$  в местных сопротивлениях.

В таблице 6 приведены исходные данные и результаты расчетов. Проверяем запас по давлению:

$$\frac{3500 - 2910,5}{3500} 100 = 16,8\%,$$

что несколько превышает требуемый по формуле (15). Можно уменьшить диаметр паропровода второго участка с 25 до 20 мм, но тогда запас по давлению составит всего 0,8%. Поэтому более целесообразно принять запас 16,8%.

По приложению 6 подбираем диаметры конденсаторпровода: на участках 6 и 7  $d=15$  мм, на участках 8. . .13  $d=20$  мм.

#### 6. Бланк расчета паропроводов низкого давления

№ участка (рис. 8)	$\Phi$ , Вт	$l$ , м	$d$ , мм	$\omega$ , м/с	$R$ , Па/м	$Rl$ , Па	$\Sigma \xi$	$P_d$ , Па	$Z$ , Па	$Rl+Z$ , Па
1	12 800	9,3	25	16,3	85	790	3,5	84,5	296,5	1086,5
2	9 600	5,2	25	12,7	54	281	1,0	51,1	51,1	332,1
3	6 400	5,2	20	13,3	77	400	1,0	56,2	56,2	456,2
4	3 200	5,5	15	12,8	110	605	2,5	52,0	130,0	935,0
5	1 600	0,8	15	6,1	30	24	6,5	11,8	76,7	100,7

$$\Sigma (Rl+Z)_{1...5} = 2910,5 \text{ Па}$$

#### 4. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Воздушная среда жилых, общественных и производственных зданий должна соответствовать определенным санитарно-гигиеническим нормам. Воздух, содержащий вредные выделения, концентрация которых превышает допустимые нормы, удаляется из помещения и заменяется чистым атмосферным воздухом. Этот процесс воздухообмена осуществляется системой вентиляции.

По назначению вентиляционные системы подразделяются на вытяжные, приточные и приточно-вытяжные.

По способу перемещения воздуха вентиляция может быть естественной или механической, а по организации воздухообмена в помещениях — общей, местной или смешанной.

Объем воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него за 1 ч, отнесенный к внутреннему объему вентилируемого помещения, называется кратностью воздухообмена:

$$K = \pm Q/V_{\text{п}}, \quad (16)$$

где  $Q$  — воздухообмен, м<sup>3</sup>/ч;  $V_{\text{п}}$  — объем помещения, м<sup>3</sup>. Знаком (+) обозначается воздухообмен по притоку, знаком (—) — по вытяжке.

Если для данного помещения известно значение необходимой кратности воздухообмена, то, решив уравнение (16) относительно  $Q$ , получим выражение для определения объема притока или вытяжки при общеобменной вентиляции.

Этим ориентировочным методом пользуются, когда отсутствуют данные по видам и массе вредных веществ, выделяющихся в помещении. Более точный расчет воздухообмена проводят по отдельным видам вредных выделений.

Необходимый воздухообмен при повышенной концентрации вредных газов (обычно  $\text{CO}_2$ ) в помещении определяют по формуле

$$Q_r = \frac{V_r}{C_v - C_n}, \quad (17)$$

где  $V_r$  — объем выделившегося в помещении вредного газа, л/ч;  $C_v$  — допустимая концентрация вредного газа в воздухе помещения, л/м<sup>3</sup>;  $C_n$  — концентрация этого газа в наружном приточном воздухе, л/м<sup>3</sup> (для углекислоты  $C_n = 0,3$  л/м<sup>3</sup>).

Формула (17) пригодна также для расчета воздухообмена при удалении пыли из помещения. В этом случае соответствующие буквенные обозначения выражают массу пыли, выделяющейся в помещении, и концентрацию ее во внутреннем и приточном воздухе.

Воздухообмен при условии удаления из помещения избыточной влаги находят по формуле

$$Q_w = \frac{W}{(d_v - d_n) \rho}, \quad (18)$$

где  $W$  — масса водяных паров, выделяющихся в помещении, г/ч;  $d_v$  и  $d_n$  — влагосодержание внутреннего и наружного приточного воздуха, г/кг сухого воздуха;  $\rho$  — плотность воздуха при температуре помещения, кг/м<sup>3</sup>.

Для барометрического давления  $P = 99,3$  кПа, являющегося среднегодовым в Центральном районе СССР, плотность сухого воздуха в зависимости от температуры определяют по формуле

$$\rho = 346 / (273 + t), \quad (19)$$

для районов с расчетным барометрическим давлением  $P_1$  плотность воздуха

$$\rho = \frac{346}{273 + t} \cdot \frac{P_1}{P}. \quad (20)$$

Воздухообмен по избыточной теплоте определяют по формуле

$$Q_\phi = \frac{3,6\Phi_{изб}}{c_p (t_v - t_n) \rho}, \quad (21)$$

где  $\Phi_{изб} = \Phi_T - \Phi_{орг}$  — избыточный тепловой поток, отводимый из помещения вентиляцией, Вт;  $\Phi_T$  — тепловой поток, поступающий в помещение от различных источников тепловыделения;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·°С);  $t_B$  и  $t_H$  — температура внутреннего удаляемого и наружного приточного воздуха, °С.

За расчетный воздухообмен принимают наибольший, по которому и проектируют систему вентиляции.

В животноводческих и птицеводческих помещениях воздухообмен для холодного периода года рассчитывают по влаге с проверкой на углекислоту, а при наличии теплоизбытков в помещении — из условия одновременного удаления избыточных теплоты  $\Phi_{изб}$  и влаги  $W$ .

Расчет воздухообмена при одновременном удалении из помещения теплоты и влаги ведут графоаналитическим методом при помощи *Hd*-диаграммы (прил. 11) по следующей методике.

1. Определяют тепловлажностное отношение (угловой коэффициент луча процесса), кДж/кг:

$$\epsilon = 3600 \Phi_{изб} / W. \quad (22)$$

Значения и направления  $\epsilon$  указаны по контуру *Hd*-диаграммы (вверху, справа и внизу). Луч процесса с угловым коэффициентом  $\epsilon$  показывает, в каком направлении могут изменяться параметры состояния воздуха (температура, относительная влажность, влагосодержание и энтальпия). Направления лучей процессов таковы, что в своем продолжении они все сходятся в одной точке 0 на шкале температур. В различные периоды года могут быть разные сочетания  $\Phi_{изб}$  и  $W$  как по значению, так и по знаку: ( $\epsilon > 0$ , если  $\Phi_{изб}$  и  $W$  имеют одинаковые знаки;  $\epsilon < 0$ , если  $\Phi_{изб}$  и  $W$  имеют разные знаки;  $\epsilon = 0$  при  $\Phi_{изб} = 0$ ;  $\epsilon = \pm \infty$  при  $W = 0$ ).

2. На *Hd*-диаграмме находят точки *H* и *B* с параметрами наружного ( $t_H, \varphi_H, H_H, d_H$ ) и внутреннего ( $t_B, \varphi_B, H_B, d_B$ ) воздуха (рис. 9).

Для районов с температурой наиболее холодной пятидневки ниже  $-10^\circ\text{C}$  температуру наружного воздуха при расчете венти-

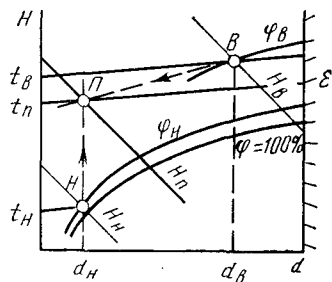


Рис. 9. К расчету воздухообмена при одновременном удалении из помещений избытков теплоты и влаги.

ляции принимают равной расчетной отопительной температуре  $t_n$ . В остальных случаях — равной расчетной вентиляционной температуре  $t_{н.в}$ .

3. Через точку  $B$  проводят прямую, параллельную направлению углового коэффициента  $\varepsilon$ , до пересечения с линией постоянного влагосодержания  $d_n = \text{const}$  в точке  $P$ . Параметры точки  $P$  ( $t_n, H_n, d_n = d_n$ ) являются параметрами приточного вентиляционного воздуха.

При правильном расчете должно обеспечиваться равенство

$$Q = \frac{3,6\Phi_{\text{изб}}}{(H_B - H_n)\rho} \approx \frac{W}{(d_B - d_n)\rho} \quad (23)$$

**Пример 5.** По данным примера 1 определить необходимый воздухообмен для слесарно-механического отделения ремонтной мастерской совхоза. Кратность воздухообмена  $K=2,5$ .

**Решение.** Объем помещения

$$V_n = 10,7 \cdot 5,62 \cdot 4 + 10,7 \frac{5,62 \cdot \text{tg } 12^\circ}{2} = 276,4 \text{ м}^3.$$

Воздухообмен по формуле (16)

$$Q = KV_n = 2,5 \cdot 276,4 = 691 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Пример 6.** Определить необходимый в холодный период воздухообмен в коровнике на 200 голов привязного содержания без подстилки. Средний уровень лактации коров 15 л, средняя живая масса 550 кг. Внутренние размеры помещения для животных: длина 66 м, ширина 20,5 м, высота 2,8 м. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха:  $t_n = -25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_n = 85\%$ ,  $t_B = 10^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_B = 70\%$ . Барометрическое давление 99,3 кПа.

**Решение.** Для холодного периода воздухообмен животноводческих помещений рассчитывают по влаге с проверкой на углекислоту.

**Определение воздухообмена по влаговыведениям.** Массу влаги  $W_{\text{ж}} = 476$  г/ч, выделяемой одним животным, определяем, интерполируя данные приложения 7. Испарение влаги с мокрых поверхностей помещения составляет 10% влаговыведений животных. Тогда  $W = 1,1 \cdot 476 \cdot 200 = 104\,700$  г/ч.

Влагосодержание наружного и внутреннего воздуха находим по  $Hd$ -диаграмме (приложение 11): при  $t_n = -25^\circ\text{C}$  и  $\varphi_n = 85\%$   $d_n = 0,5$  г/кг сухого воздуха, при  $t_B = 10^\circ\text{C}$  и  $\varphi_B = 70\%$   $d_B = 5,3$  г/кг сухого воздуха. Плотность воздуха при  $t_B = 10^\circ\text{C}$  по (19)  $\rho = 346/(273+10) = 1,223$  кг/м<sup>3</sup>. Подставляя найденные значения в формулу (18), получим

$$Q_W = \frac{104\,700}{(5,3 - 0,5) 1,223} = 17\,840 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Определение воздухообмена по углекислоте.** Объем углекислоты  $V_{\text{CO}_2} = 150$  л/ч, выделяемой одним животным, находим, интерполируя данные приложения 7. Допустимая концентрация  $\text{CO}_2$  в помещении для животных  $C_B = 2,5$  л/м<sup>3</sup> (прил. 2); содержание  $\text{CO}_2$  в наружном

воздухе  $C_n=0,3$  л/м<sup>3</sup>. Подставляя эти значения в формулу (17), получим

$$Q_{CO_2} = \frac{150 \cdot 200}{2,5 - 0,3} = 13\,640 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Воздухообмен для коровника принимаем по влаге как наибольший:

$$Q = Q_w = 17\,840 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объем помещения  $V_n = 66 \cdot 20,5 \cdot 2,8 = 3790 \text{ м}^3$ .

Кратность воздухообмена

$$K = 17\,840/3790 \approx 4,7,$$

что соответствует нормам для животноводческих помещений в холодный период года ( $K=3 \dots 5$ ).

## 5. ПОДБОР КАЛОРИФЕРОВ

Калориферы — это приборы для подогрева воздуха в системах воздушного отопления, механической вентиляции, кондиционирования воздуха и в сушильных установках. В зависимости от вида теплоносителя они подразделяются на паровые, водяные и электрические.

Наибольшее применение в практике благодаря компактности и высокой производительности получили паровые и водяные калориферы. Они могут быть одноходовые (КВБ, КЗПП, К4ПП, КФСО, КФБО), в которых пар или горячая вода движется в одном направлении сразу по всем трубкам, и многоходовые (КВС-П, КВБ-П, КЗВП, К4ВП и др.), в которых теплоноситель (горячая вода) неоднократно изменяет направление движения. Для увеличения площади поверхности нагрева на трубки калорифера надевают тонкие стальные пластины или навивают стальную ленту. Изготовленные таким образом калориферы называют пластинчатыми (КВБ, КЗПП, КЗВП и др.) или спиральнонавивными (КФСО, КФБО). Основные технические показатели некоторых пластинчатых калориферов приведены в таблице 7.

Подбор калориферов выполняют в следующем порядке. 1. Определяют тепловой поток (Вт), идущий на нагрев воздуха:

$$\Phi = 0,278 Q \rho c_p (t_k - t_n), \quad (24)$$

где  $Q$  — объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho$  — плотность воздуха при температуре  $t_n$ , кг/м<sup>3</sup>;  $c_p = 1$  кДж/(кг·°С) — удельная изобарная

теплоемкость воздуха;  $t_k$  — температура воздуха после калорифера, °С;  $t_n$  — начальная температура воздуха, поступающего в калорифер, °С.

## 7. Основные показатели пластинчатых калориферов

Номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения, м <sup>2</sup>			Масса, кг		
		по воздуху	по теплоносителю		КВБ	КЗПП	КЗВП
			КВБ, КЗПП, КЗВП	КВБ, КЗПП			
2	9,9	0,115	0,0046	0,00076	53	56	55
3	13,2	0,154	0,0061	0,00076	69	75	72
4	16,7	0,195	0,0061	0,00076	85	90	87
5	20,9	0,244	0,0076	0,00096	106	110	107
6	25,3	0,295	0,0076	0,00096	125	129	125
7	30,4	0,354	0,0092	0,00114	152	155	148
8	35,7	0,416	0,0092	0,00114	174	178	172
9	41,6	0,486	0,0107	0,00178	201	204	198
10	47,8	0,558	0,0107	0,00178	224	232	225
11	54,6	0,638	0,0122	0,00203	—	260	253

При общеобменной вентиляции помещений (кроме животноводческих и птицеводческих)  $t_n$  принимают равной расчетной зимней вентиляционной температуре  $t_{н.в.}$ . В животноводческих и птицеводческих зданиях для районов с температурой наиболее холодной пятидневки ниже  $-10^{\circ}\text{C}$  под  $t_n$  следует понимать расчетную отопительную температуру, в остальных случаях — расчетную вентиляционную температуру  $t_{н.в.}$  (прил. 3).

При проектировании приточной вентиляции для компенсации воздуха, удаляемого через местные отсосы,  $t_n$  принимают равной расчетной отопительной температуре.

Температуру воздуха после калорифера для помещений без теплоизбытков следует принимать равной расчетной температуре внутреннего воздуха данного помещения, т. е.  $t_k = t_{в.}$ . Для животноводческих и птицеводческих помещений с теплоизбытками температуру  $t_k$  находят по  $Nd$ -диаграмме, как это описано выше при определении параметров приточного вентиляционного воздуха (см. пункт 3 расчета воздухообмена для одновременного удаления из помещения избытков теплоты и влаги). Для остальных производственных помещений при наличии теплоизбытков принимают  $t_k = t_{в.} - (5...8)^{\circ}\text{C}$ .

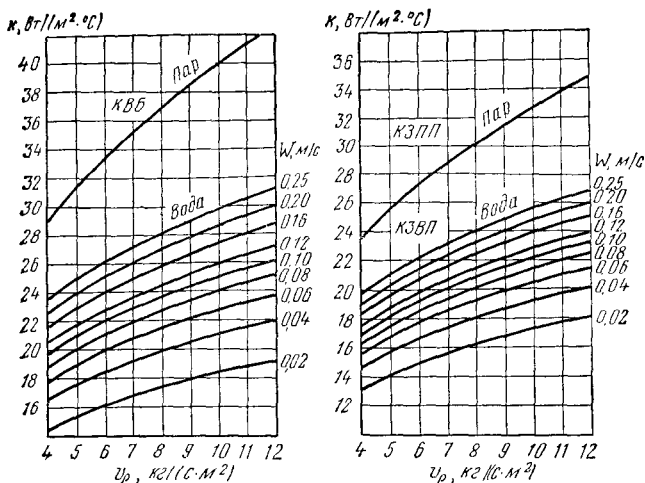


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплопередачи калориферов от массовой скорости воздуха (многоходовые калориферы КЗВП работают только при теплоносителе — воде).

2. Вычисляют площадь живого сечения ( $m^2$ ) калорифера для прохода воздуха:

$$f_p = \frac{Q_p}{3600(v_p)_p}, \quad (25)$$

где  $(v_p)_p$  — расчетная массовая скорость воздуха, принимаемая равной 4. . . 12  $kg/(s \cdot m^2)$ .

Далее по таблице 7 подбирают модель и номер калорифера с площадью живого сечения по воздуху, близкой расчетной. При параллельной (по ходу воздуха) установке нескольких калориферов учитывают их суммарную площадь живого сечения.

3. Для выбранного калорифера вычисляют действительную массовую скорость воздуха

$$v_p = \frac{Q_p}{3600f}. \quad (26)$$

После этого по графику (рис. 10) для принятой модели калорифера находят коэффициент теплопередачи  $k$  в зависимости от вида теплоносителя, его скорости (для воды) и значения  $v_p$ . Скорость теплоносителя — воды ( $m/s$ ) в трубках калорифера определяют по

следующей формуле:

$$\omega = \frac{\Phi}{10^3 \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}) f_{\text{тр}}}, \quad (27)$$

где  $\rho_{\text{в}}$  — плотность воды, принимаемая равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_{\text{в}}$  — удельная теплоемкость воды, равная  $4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$ ;  $t_{\text{г}}$  и  $t_{\text{о}}$  — температура воды на входе в калорифер и выходе из него,  $^\circ\text{С}$ ;  $f_{\text{тр}}$  — площадь живого сечения трубок калорифера для прохода теплоносителя,  $\text{м}^2$ .

При параллельном подсоединении  $n$  калориферов к трубопроводам теплоносителя расход теплоты на нагрев воздуха в каждом калорифере равен  $\Phi/n$ ; при последовательном подсоединении калориферов в расчет берут весь тепловой поток  $\Phi$ , вычисленный в пункте 1.

4. Определяют действительный поток теплоты (Вт), передаваемый калориферной установкой нагреваемому воздуху:

$$\Phi_{\text{к}} = kF (t'_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}), \quad (28)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ ;  $F$  — площадь поверхности нагрева калорифера,  $\text{м}^2$  (при последовательной установке калориферов учитывают их суммарную площадь поверхности нагрева);  $t'_{\text{ср}}$  — средняя температура теплоносителя,  $^\circ\text{С}$ . Для теплоносителя — воды  $t'_{\text{ср}} = (t_{\text{г}} + t_{\text{о}})/2$ . Если теплоноситель — насыщенный пар с избыточным давлением до  $29,4 \text{ кПа}$ , то  $t'_{\text{ср}} = 100^\circ\text{С}$ ; при большем давлении  $t'_{\text{ср}}$  принимают равной соответствующей температуре насыщения пара;  $t_{\text{ср}} = (t_{\text{к}} + t_{\text{н}})/2$  — средняя температура нагреваемого воздуха.

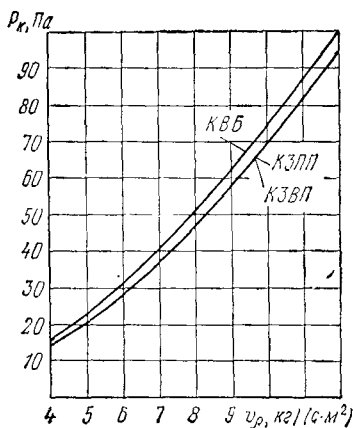


Рис. 11. Потери давления при проходе воздуха через один ряд пластинчатых калориферов.

Выбор калорифера считается правильным, если

$$\Phi_{\text{к}} = (1,15 \dots 1,2) \Phi. \quad (29)$$

В противном случае расчет повторяют, выбрав калорифер другого номера (а может быть, и другой модели) или несколько последовательно установленных калориферов.

Принятые к установке калориферы имеют определенные аэродинамические характеристики. Сопротивление одного ряда пластинчатых калориферов проходу воздуха  $P_{\text{к}}$  (Па) в функ-

ции массовой скорости приведены на графике (рис. 11). Соппротивление  $n$  калориферов при последовательной их установке равно  $nP_{\kappa}$ .

**Пример 7.** По данным примера 6 подобрать калориферную установку для подогрева приточного воздуха Теплоизбытки коровника составляют 108 000 Вт; влаговыделения — 104 700 г/ч. Теплоноситель — пар с избыточным давлением до 29,4 кПа.

**Решение.** Температуру приточного воздуха определяем при помощи  $Hd$ -диаграммы (прил. 11), как описано в пункте 3 расчета воздухообмена для одновременного удаления из помещения избытков теплоты и влаги. Тепловлажностное отношение по (22)

$$\varepsilon = 3600 \cdot 108\,000 / 104\,700 = 3720 \text{ кДж/кг.}$$

Отметив на диаграмме точку  $B$  (см. рис. 9), соответствующую параметрам внутреннего воздуха помещения ( $t_{\text{в}} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 70\%$ ), проводим через нее прямую, параллельную лучу процесса  $\varepsilon = 3720$  до пересечения с линией  $d_{\text{н}} = 0,5$  г/кг сух. воздуха в точке  $\Pi$ . Температуру в этой точке принимаем за конечную температуру приточного воздуха после калорифера  $t_{\kappa} = t_{\text{п}} = 4^{\circ}\text{C}$ . Плотность воздуха при этой температуре по (19)  $\rho = 346 / (273 + 4) = 1,249 \text{ кг/м}^3$ .

Тепловой поток, необходимый для нагрева воздуха, определим по формуле (24):

$$\Phi = 0,278 \cdot 17\,840 \cdot 1,249 \cdot 1 [4 - (-25)] = 179\,600 \text{ Вт.}$$

Задаваясь массовой скоростью воздуха  $\nu\rho = 8,5 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$ , определяем по формуле (25) расчетную площадь живого сечения калорифера по воздуху;

$$f_{\text{р}} = \frac{17\,840 \cdot 1,249}{3600 \cdot 8,5} = 0,728 \text{ м}^2.$$

В таблице 7 калориферов с такой площадью живого сечения по воздуху не имеется. Поэтому устанавливаем параллельно два калорифера КЗПП-7, что дает  $f = 2 \cdot 0,354 = 0,708 \text{ м}^2$ .

Действительная массовая скорость воздуха по (26)

$$\nu\rho = \frac{17\,840 \cdot 1,249}{3600 \cdot 0,708} = 8,74 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2).$$

По графику (рис. 10) находим значение коэффициента теплопередачи для выбранной модели калорифера  $k = 31,1 \text{ Вт/(м}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$  и по формуле (28) фактическую теплоотдачу калориферной установки, имеющей площадь поверхности нагрева  $2 \cdot 30,4 = 60,8 \text{ м}^2$ :

$$\Phi_{\text{к.у}} = 31,1 \cdot 60,8 \left( 100 - \frac{4 - 25}{2} \right) = 208\,900 \text{ Вт.}$$

Запас по теплоотдаче составляет

$$\frac{208\,900 - 179\,600}{179\,600} 100 = 16,3\%.$$

что удовлетворяет условию равенства (29).

**Пример 8.** Подобрать калориферную установку для нагревания 15 000 м<sup>3</sup>/ч воздуха в механической мастерской при следующих

условиях: расчетная наружная температура  $t_n = -29^\circ\text{C}$ ; расчетная вентиляционная температура  $t_{н.в} = -20^\circ\text{C}$ ; температура воздуха на выходе из калорифера  $t_k = 18^\circ\text{C}$ . Барометрическое давление 101,3 кПа. Теплоноситель — вода с температурой в подающей магистрали  $95^\circ\text{C}$ , в обратной  $70^\circ\text{C}$ .

Решение. Плотность воздуха по (20)

$$\rho = \frac{346}{273 + 18} \cdot \frac{101,3}{99,3} = 1,213 \text{ кг/м}^3.$$

Поток теплоты, потребный для нагревания воздуха, по формуле (24)

$$\Phi = 0,278 \cdot 15\,000 \cdot 1,213 [18 - (-20)] = 192\,000 \text{ Вт.}$$

Задаемся массовой скоростью  $\nu\rho = 8 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$  и определяем предварительную площадь живого сечения калориферной установки по воздуху

$$f_p = \frac{15\,000 \cdot 1,213}{3600 \cdot 8} = 0,63 \text{ м}^2.$$

По таблице 7 выбираем калорифер КВБ-11 ( $f = 0,638 \text{ м}^2$ ,  $F = 54,6 \text{ м}^2$ ,  $f_{тр} = 0,0122 \text{ м}^2$ ) и уточняем массовую скорость по формуле (26):

$$\nu\rho = \frac{15\,000 \cdot 1,213}{3600 \cdot 0,638} = 7,92 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2).$$

Скорость воды в трубках калорифера по (27)

$$\omega = \frac{192\,000}{10^6 \cdot 4,19 (95 - 70) 0,0122} = 0,15 \text{ м/с.}$$

Находим коэффициент теплопередачи по графику (рис. 10): при  $\nu\rho = 7,92 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$  и  $\omega = 0,15 \text{ м/с}$   $k = 25,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ .

Действительная теплоотдача калорифера

$$\Phi_k = 25,3 \cdot 54,6 \left( \frac{95 + 70}{2} - \frac{18 - 20}{2} \right) = 112\,500 \text{ Вт.}$$

Принимаем к установке два последовательно соединенных калорифера, тогда

$$\Phi_{к.у} = 2 \cdot 112\,500 = 225\,000 \text{ Вт,}$$

а запас по теплоотдаче калориферной установки составляет

$$\frac{225\,000 - 192\,000}{192\,000} 100 = 17,2\%,$$

что удовлетворяет условиям выбора калорифера.

## 6. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ И ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторы — это установки, которые служат для перемещения воздуха или других газов при общем напоре не более 15 кПа. По принципу работы

и конструктивным особенностям они подразделяются на осевые и центробежные.

Осевой вентилятор состоит из лопастного колеса, закрепленного на одной оси с электродвигателем и помещенного внутри цилиндрического кожуха. При вращении лопастного колеса поток воздуха проходит в осевом направлении, поэтому вентилятор называют осевым. Эти вентиляторы отличаются большой подачей и сравнительно низким давлением (до 0,35 кПа).

У центробежного вентилятора внутри улиткообразного кожуха находится рабочее колесо (ротор). При вращении ротора воздух, поступающий через входное отверстие, под действием центробежной силы перемещается по каналам между лопатками ротора и выбрасывается через выпускное отверстие. В зависимости от развиваемого давления эти вентиляторы бывают низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (от 3 до 15 кПа) давления. Центробежные вентиляторы низкого и среднего давления используют при общеобменной и местной вентиляции, кондиционировании воздуха. Вентиляторы высокого давления применяют главным образом для технологических целей.

Вентиляторы (осевые и центробежные) различают по номерам, показывающим диаметр рабочего колеса в дециметрах. Все вентиляторы одной серии или типа по своим размерам геометрически подобны друг другу и имеют одинаковую аэродинамическую схему.

При подборе вентиляторов нужно знать требуемую подачу и полное давление, которое должен развивать вентилятор.

Подачу вентиляторов  $Q_B$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) для данного помещения принимают по значению расчетного воздухообмена  $Q$  с учетом подсосов воздуха в воздуховодах:

$$Q_B = k_n Q \frac{273 + t}{273 + t_B}, \quad (30)$$

где  $k_n$  — поправочный коэффициент на подсосы воздуха в воздуховодах (для стальных, пластмассовых и асбоцементных воздуховодов длиной до 50 м — 1,1, в остальных случаях — 1,15);  $t$  — температура воздуха, проходящего через вентилятор, °С;  $t_B$  — температура воздуха в рабочей зоне помещения, °С.

Расчетное полное давление  $P_B$  (Па), которое должен развивать вентилятор, определяют по формуле

$$P_B = 1,1 [\Sigma (Rl + Z) + P_{\text{д.вых}} + P_K], \quad (31)$$

где  $l, l_1$  — запас давления на непредвиденные сопротивления;  $\Sigma(Rl+Z)$  — потери давления на трение и в местных сопротивлениях в наиболее протяженной ветви вентиляционной сети, Па;  $R$  — удельная потеря давления на трение, Па/м;  $l$  — длина участка воздуховода, м;  $Z = \Sigma \zeta P_d$  — потеря давления в местных сопротивлениях участка воздуховода, Па;  $\Sigma \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке (прил. 12);  $P_d = v^2 \rho / 2$  — динамическое давление потока воздуха, Па;  $v$  — скорость движения воздуха в трубопроводе (в магистральных линиях 10...15 м/с, в ответвлениях 6...9 м/с);  $\rho$  — плотность воздуха в трубопроводе, кг/м<sup>3</sup>, определяют по формулам (19) или (20);  $P_{d, \text{вых}}$  — динамическое давление на выходе из сети, Па;  $P_k$  — сопротивление калориферов, Па.

Значения  $R$  определяют или по специальным таблицам, или по номограмме (рис. 12), составленной для стальных круглых воздуховодов диаметром  $d$ . Этой же номограммой можно пользоваться и для расчета воздуховодов прямоугольного сечения  $a \times b$ , только в этом случае под величиной  $d$  понимают эквивалентный диаметр  $d_e = 2ab/(a+b)$ . На номограмме указаны также значения динамического давления потока воздуха, соответствующие плотности стандартного воздуха ( $t=20^\circ\text{C}$ ,  $\phi=50\%$ , барометрическое давление 101,3 кПа,  $\rho=1,2$  кг/м<sup>3</sup>). При плотности  $\rho_t$  динамическое давление равно показанию шкалы, умноженному на отношение  $\rho_t/1,2$ .

Предельная окружная скорость рабочего колеса из условия допустимого уровня шума для животноводческих и птицеводческих помещений не должна превышать 40 м/с для центробежных и 45 м/с для осевых вентиляторов.

Выбрав схему вентиляционной сети помещения, разбирают ее на отдельные участки с постоянным расходом воздуха. Диаметры трубопроводов (м) этих участков определяют, исходя из расхода и допустимой скорости движения воздуха:

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{3600\pi v_i}} = \sqrt{\frac{Q_i}{900\pi v_i}}. \quad (32)$$

Равномерное распределение приточного воздуха по длине вентилируемого помещения при помощи магистрального воздуховода постоянного сечения обеспечивается за счет различных по площади его воздуховыпускных отверстий. Вначале определяют площадь (м<sup>2</sup>) последнего по ходу воздуха отверстия:

$$f_1 = \frac{Q_1}{3600\pi v}, \quad (33)$$

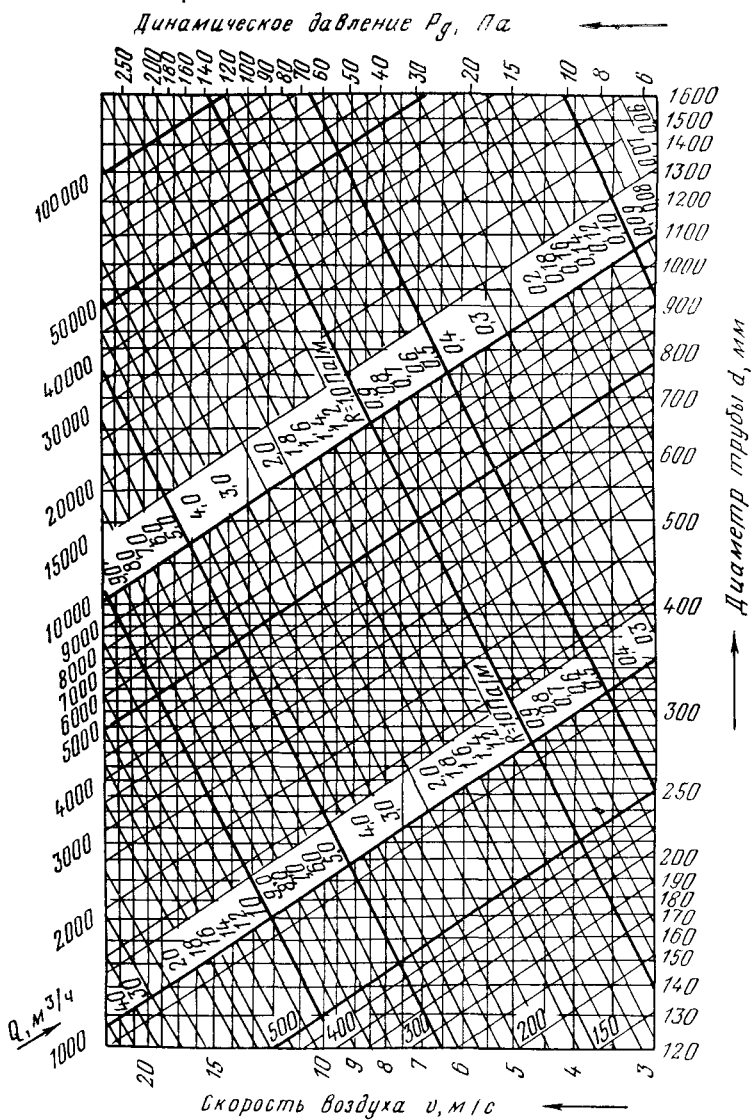


Рис. 12. Номограмма для расчетов круглых стальных воздуховодов.

где  $Q_1$  — расход воздуха через рассчитываемый воздуховод, м<sup>3</sup>/ч;  $n$  — число отверстий (в животноводческих помещениях отверстия в приточном воздуховоде делают через каждые 1,5 . . 2 м);  $v$  — скорость воздуха на выходе из отверстий (4 . . 8 м/с).

Площадь  $i$ -го отверстия

$$f_i = A_i f_{i1}. \quad (34)$$

Коэффициент  $A_i$  находят по формуле

$$A_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left[ \frac{\mu (i-1) f_{i1}}{F} \right]^2}}, \quad (35)$$

где  $\mu \approx 0,65$  — коэффициент расхода;  $F$  — площадь сечения воздуховода, м<sup>2</sup>.

Число отверстий в воздуховоде должно удовлетворять неравенству

$$n < 1 + \frac{F}{\mu f_{i1}} \quad (36)$$

Подбирают вентиляторы по аэродинамическим характеристикам, показывающим графическую зависимость их полного давления, подачи, частоты вращения и окружной скорости рабочего колеса. Эти характеристики составлены для стандартного воздуха.

Удобно вести подбор вентиляторов по номограммам, представляющим собой сводные характеристики вентиляторов одной серии. На рисунке 13 изображена номограмма для выбора центробежных вентиляторов серии Ц4-70 \*, получивших широкое применение в вентиляционных системах сельскохозяйственных производственных зданий и сооружений. Эти вентиляторы обладают высокими аэродинамическими качествами, бесшумны в работе. Из точки, соответствующей найденному значению подачи  $Q_v$ , проводят прямую до пересечения с лучом номера вентилятора (№ вент.) и далее по вертикали до линии расчетного полного давления  $P_v$  вентилятора. Точка пересечения соответствует КПД вентилятора  $\eta_v$  и значению безразмерного коэффициента  $A$ , по которому подсчитывают частоту его вращения (об/мин).

---

\* Буква Ц означает, что вентилятор центробежный; цифра 4 соответствует значению коэффициента полного давления на оптимальном режиме, увеличенному в 10 раз и округленному до целой величины; число 70 — округленное значение быстроходности вентилятора, рад/с.

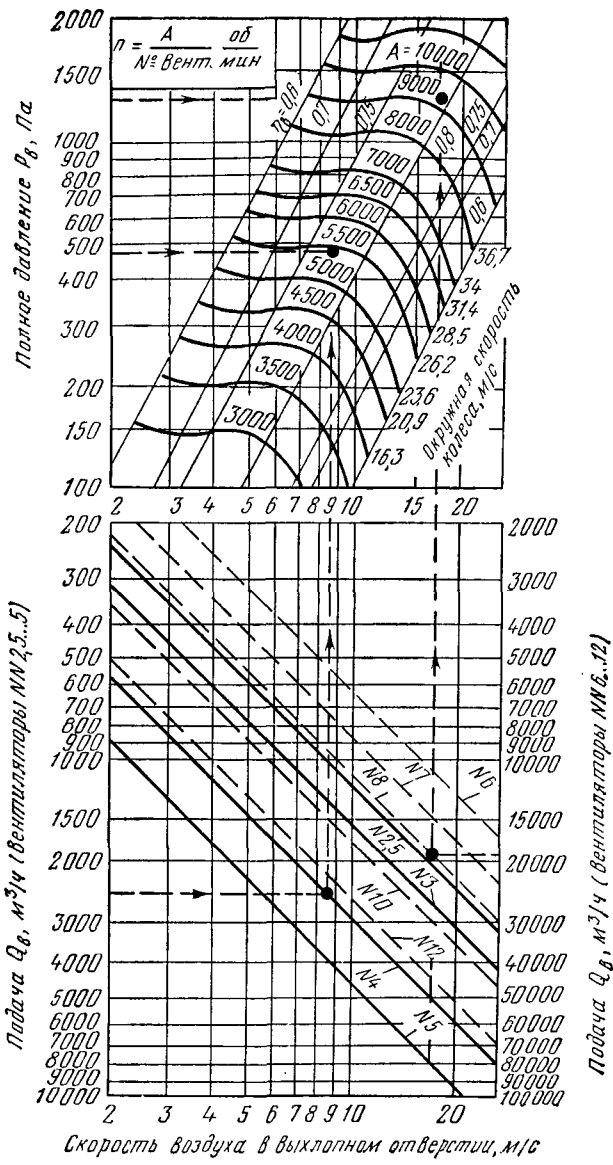


Рис. 13. Номограмма для подбора центробежных вентиляторов серии Ц4-70.

Горизонтальная шкала номограммы показывает скорость воздуха в выхлопном отверстии вентилятора.

Подбор вентилятора надо вести с таким расчетом, чтобы его КПД был не ниже 0,85 максимального значения (в данном случае не менее  $0,85 \cdot 0,8 = 0,68$ ).

Необходимую мощность (кВт) на валу электродвигателя для привода вентилятора подсчитывают по формуле

$$N_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}} P_{\text{в}}}{3,6 \cdot 10^6 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}}, \quad (37)$$

где  $\eta_{\text{в}}$  — КПД вентилятора, принимаемый по его характеристике;  $\eta_{\text{п}}$  — КПД передачи (при непосредственной насадке колеса вентилятора на вал электродвигателя  $\eta_{\text{п}} = 1$ , для муфтового соединения  $\eta_{\text{п}} = 0,98$ , для клиноременной передачи  $\eta_{\text{п}} = 0,95$ ).

Установленную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_{\text{уст}} = k_3 N_{\text{в}}, \quad (38)$$

где  $k_3$  — коэффициент запаса мощности, принимаемый по таблице 8.

### 8. Коэффициент запаса мощности электродвигателей

Мощность на валу электродвигателя, кВт	Коэффициент запаса $k_3$ для вентиляторов	
	центробежных	осевых
< 0,5	1,5	1,2
От 0,5 до 1	1,3	1,15
От 1,01 до 2	1,2	1,1
От 2,01 до 5	1,15	1,05
> 5	1,1	1,05

**Пример 9.** Подобрать центробежный вентилятор серии Ц4-70 для перемещения  $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха при температуре  $t = 20^\circ\text{C}$  и расчетном полном давлении  $480 \text{ Па}$ .

**Решение.** Расчет ведем по номограмме (рис. 13). На левой шкале подачи вентилятора находим точку  $Q_{\text{в}} = 2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Горизонтальная прямая, проведенная через эту точку, пересекает лучи, соответствующие вентиляторам № 5 и № 4. Проектируя полученные точки вверх по вертикали до встречи с линией  $P = 480 \text{ Па}$ , мы видим, что более высокий КПД ( $\eta_{\text{в}} = 0,77$ ) у вентилятора № 4 (у № 5  $\eta_{\text{в}} = 0,7$ ). Поэтому выбираем для установки вентилятор, для которого коэффициент  $A = 5400$ , окружная скорость  $25,8 \text{ м/с}$ , скорость воздуха в выхлопном отверстии  $8,6 \text{ м/с}$ , а частота вращения

$$n = \frac{5400}{4} = 1350 \text{ об/мин.}$$

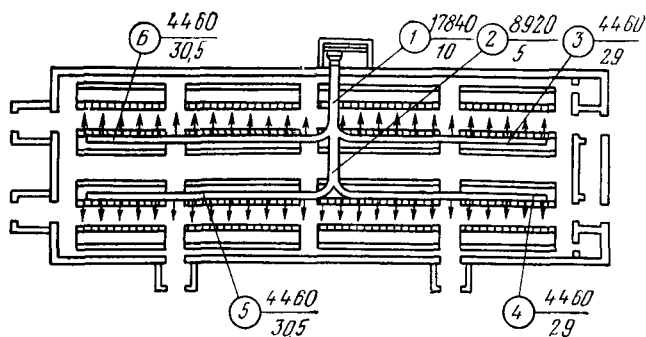


Рис. 14. К примеру 10.

Требуемая мощность электродвигателя для вентилятора по формуле (37)

$$N_{\text{в}} = \frac{2500 \cdot 480}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,77 \cdot 0,95} = 0,45 \text{ кВт.}$$

Взяв по данным таблицы 8 коэффициент запаса 1,5, находим установленную мощность электродвигателя по (38):

$$N_{\text{уст}} = 1,5 \cdot 0,45 = 0,68 \text{ кВт.}$$

По каталогу подбираем электродвигатель, у которого мощность и частота вращения наиболее близки к расчетным. Расхождение в частоте вращения учитываем соответствующими диаметрами шкивов клиноременной передачи между электродвигателем и вентилятором.

**Пример 10.** По данным примеров 6 и 7 рассчитать приточную систему вентиляции для коровника, схема которой изображена на рисунке 14.

**Решение 1.** Разбиваем вентиляционную сеть на отдельные участки с постоянным расходом воздуха и обозначаем их номерами в кружках; справа в числителе указываем расход воздуха ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) на участке, в знаменателе — длину участка (м).

**2.** Приняв скорость движения воздуха на участке 1 равной 15 м/с, на участке 2—12 м/с, на участках 3...6—7 м/с, определяем по формуле (32) диаметры воздуховодов участков и данные расчетов заносим в таблицу 9.

## 9. Бланк расчета системы вентиляции

№ участка (рис.14)	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$L, \text{ м}$	$v, \text{ м/с}$	$d, \text{ мм}$	$R, \text{ Па/м}$	$Rl, \text{ Па}$	$\Sigma \xi$	$P_{\text{д}}, \text{ Па}$	$Z, \text{ Па}$	$Rl+Z, \text{ Па}$
1	17 840	10	15	648	3,0	30,0	2,30	140	322	352
2	8 920	5	12	512	2,7	13,5	0,25	90	22,5	36
3	4 460	30,5	7	475	1,08	33,0	22,00	30,6	673	706

$$\Sigma(Rl+Z) = 1094 \text{ Па}$$

3. Равномерная раздача воздуха по длине помещения обеспечивается четырьмя продольными воздуховодами (участки 3. . .6). Подсчитываем площади выходных отверстий для участка 5, наиболее удаленного от вентилятора.

Принимаем расстояние между отверстиями 2 м, тогда при общей длине воздуховода  $l=30,5$  м на прямолинейной его части будет 15 отверстий. Задаваясь скоростью воздуха на выходе из отверстий, равной 6 м/с, определяем по (33) площадь отверстия 1 (наиболее удаленного от вентилятора):

$$f_1 = \frac{4460}{3600 \cdot 15 \cdot 6} = 0,0137 \text{ м}^2.$$

Определив площадь сечения воздуховода  $F=3,14 \cdot 0,475^2/4 = 0,178 \text{ м}^2$ , проверяем, удовлетворяет ли принятое число отверстий неравенству (36):

$$15 < 1 + \frac{0,178}{0,65 \cdot 0,0137}.$$

Так как  $15 < 21$ , следовательно, число отверстий принято правильно.

Подсчитываем по формуле (35) значения коэффициентов  $A_i$  для отверстий 2. . .15:

$$A_2 = \sqrt{\frac{1}{1 - \left[ \frac{0,65(2-1)0,0137}{0,178} \right]^2}} = 1,001;$$

$$A_3=1,01; A_4=1,023; \dots A_{15}=1,4.$$

Площади отверстий 2. . .15 воздуховода вычисляем по (34):  $f_2=1,001 \cdot 0,0137=0,01371 \text{ м}^2$ ;  $f_3=1,01 \cdot 0,0137=0,0138 \text{ м}^2$ ;  $f_4=1,023 \cdot 0,0137=0,014 \text{ м}^2$ ; . . .  $f_{15}=1,4 \cdot 0,0137=0,0192 \text{ м}^2$ .

4. При помощи номограммы (рис. 12) определяем потери давления на трение в наиболее протяженной ветви вентиляционной сети (участки 1, 2 и 5). Так, для участка 1 на осях номограммы находим точки  $d_1=648$  мм и  $v_1=15$  м/с. Пересечение перпендикуляров, восстановленных из этих точек, указывает значение  $R_1=3$  Па/м. На верхней шкале номограммы для данной скорости находим динамическое давление потока для участка 1:  $P_{д1}=135$  Па (при  $\rho=1,2$  кг/м<sup>3</sup>). Фактическая плотность приточного воздуха, температура которого 4°C, по (19)  $\rho_f=346/(273+4)=1,249$  кг/м<sup>3</sup>. Поэтому  $P_{д1}=135 \times 1,249/1,2=140$  Па. Аналогично находим значения  $R$  и  $P_d$  для участков 2 и 5 сети и заносим полученные данные в соответствующие графы расчетной таблицы 9.

5. Вычисляем все значения  $Rl$ .

6. Пользуясь приложением 12, определяем коэффициенты местных сопротивлений:

участок 1: вход в жалюзийную решетку с поворотом потока —  $\zeta=2$ ; диффузор у вентилятора —  $\zeta=0,15$ ; отвод 90° круглого сечения ( $R/d=2$ ) —  $\zeta=0,15$ ;  $\Sigma \zeta_1=2,3$ ;

участок 2: внезапное сужение сечения ( $F_2/F_1=d_2^2/d_1^2=512^2:648^2=0,62$ ) —  $\zeta=0,25$ ;  $\Sigma \zeta_2=0,25$ ;

участок 5: внезапное сужение сечения ( $F_5/F_2=d_5^2/d_2^2=475^2:512^2=0,86$ ) —  $\zeta=0,1$ ; отвод 90° круглого сечения ( $R/d=2$ ) —  $\zeta=0,15$ ;

15 выходных боковых отверстий ( $u_0/u_1=6:7=0,86$ )— $\zeta=1,45 \cdot 15=21,75$ ;  $\Sigma \zeta_5=22,0$ .

Результаты подсчета сводим в таблицу 9.

7. Вычисляем значения  $Z=\Sigma \zeta P_d$  для участков 1, 2 и 5 и также заносим их в расчетную таблицу.

8. Определяем суммарные потери давления  $Rl+Z$  по участкам и для всей рассчитываемой ветви вентиляционной сети. Получаем

$$\Sigma (Rl+Z) = 1094 \text{ Па.}$$

9. Подсчитав для скорости на выходе из сети ( $v=6$  м/с)  $P_{d, \text{вых}}=6^2 \cdot 1,249/2=22,5$  Па и определив по графику (рис. 11) сопротивление калориферов КЗПП при массовой скорости воздуха  $8,74$  кг/(с·м<sup>2</sup>), равное 55 Па, находим по формуле (31) расчетное полное давление, которое должен развивать вентилятор:

$$P_B = 1,1 (1094 + 22,5 + 55) = 1288 \text{ Па.}$$

10. Подачу вентилятора определяем по формуле (30):

$$Q_B = 1,1 \cdot 17 \ 840 \frac{273+4}{273+10} = 19 \ 200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

11. Подбор вентилятора ведем по номограмме (рис. 13). На правой шкале находим точку  $Q_B=19 \ 200$  м<sup>3</sup>/ч. Горизонтальная прямая, проведенная через эту точку, пересекает луч вентилятора № 8. Проектируя полученную точку вверх по вертикали до встречи с линией  $P_B=1288$  Па, получаем точку, для которой  $\eta_B=0,79$ , безразмерный коэффициент  $A=9300$ , скорость воздуха в выхлопном отверстии вентилятора 17 м/с, а частота вращения

$$n = \frac{9300}{8} = 1162 \text{ об/мин.}$$

Требуемая мощность электродвигателя для вентилятора по формуле (37)

$$N_B = \frac{19 \ 200 \cdot 1288}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,79 \cdot 0,95} = 9,1 \text{ кВт.}$$

Взяв по таблице 8 коэффициент запаса  $k_3=1,1$ , находим установленную мощность электродвигателя по (38):

$$N_{\text{уст}} = 1,1 \cdot 9,1 = 10 \text{ кВт.}$$

В каталоге подбираем электродвигатель, у которого мощность и частота вращения самые близкие к расчетным. Расхождение в частоте вращения учитываем соответствующими диаметрами шкивов клиноременной передачи между электродвигателем и вентилятором.

## Глава II. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Основными параметрами, которые определяют при теплотехнических измерениях, связанных с созданием оптимального микроклимата в сельскохозяйственных производственных помещениях и хранилищах продуктов сельского хозяйства, а также при контроле за работой теплотехнического оборудования и нормальном ведении разнобразных технологических процессов, являются температура, давление, влажность, расход и скорость движения вещества.

### 1. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

В качестве измерителей температуры применяются приборы, действие которых основано на использовании различных термометрических свойств жидкостей, газов и твердых тел.

К таким измерителям относятся: термометры расширения, манометрические термометры, термометры сопротивления, термоэлектрические приборы и пирометры излучения.

**Жидкостные стеклянные термометры** — самые простые, но достаточно точные и наиболее распространенные приборы для измерения температуры. Действие этих термометров основано на тепловом расширении жидкости, заключенной в стеклянном резервуаре. В качестве рабочей жидкости используется чаще всего ртуть (при измерении температуры от  $-35$  до  $+600^{\circ}\text{C}$ ) или этиловый спирт (для более низких температур — от  $-80$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ ).

В схемах сигнализации и автоматического регулирования температуры применяют **ртутные контактные термометры**. Один электрический контакт термометра впаян в нижней точке капилляра и всегда соприкасается с ртутью, другие (обычно один или два) впаяны в капилляр на определенных отметках шкалы и соприкасаются с ртутью только при соответствующих значениях температур измеряемой среды.

Если среда в аппарате или трубопроводе находится под избыточным давлением или вакуумом, то в местах измерения температуры устанавливают **жидкост-**

ные термометры с защитными гильзами. Гильзы делают тонкостенными из металла, обладающего сравнительно низкой теплопроводностью (например, из стали). Для улучшения теплообмена пространство между резервуаром термометра и гильзой заполняют машинным маслом (при температуре среды до  $150^{\circ}\text{C}$ ) или мелкими опилками из красной меди (при более высокой температуре).

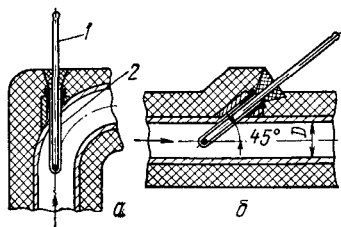


Рис. 15. Установка жидкостных стеклянных термометров в трубопроводах диаметром до 200 мм: а — по оси трубопровода; б — наклонно к оси горизонтального трубопровода; 1 — термометр; 2 — термометровая гильза.

Гильзы устанавливают в коленах или отводах трубопровода навстречу потоку, в местах наибольших скоростей его движения. Глубина погружения гильз в трубопровод или аппарат должна быть не менее 85 мм. Поэтому в трубах малого диаметра гильзы устанавливают наклонно (под углом не менее  $30^{\circ}$ ) к оси трубы. Примеры установки жидкостных стеклянных термометров в трубопроводах диаметром до 200 мм показаны на рисунке 15.

**Дилатометрические термометры.** Действие этих термометров основано на использовании разности удлинений стержней, изготовленных из двух различных металлов, которые должны значительно отличаться друг от друга коэффициентами линейных расширений  $\alpha$ . Обычно применяются такие пары: латунь—сталь ( $\alpha_{\text{лат}} = 1,9 \cdot 10^{-5}$ ,  $\alpha_{\text{ст}} = 1,2 \cdot 10^{-5}$ ) или латунь — инвар\* ( $\alpha_{\text{инв}} \approx 0$ ).

Принцип устройства дилатометрического термометра показан на рисунке 16. Стержень 1 выполняется из инвара или стали, коэффициент линейного расширения которых намного меньше, чем у латуни, из которой изготовлена трубка 2, закрытая с одной стороны. Стержень одним концом укреплен на дне трубки, а другой его конец касается призмы показывающего механизма 3. В зависимости от температуры среды трубка изменяет свою

\* Инвар — сплав из железа и никеля, практически не имеющий линейного расширения.

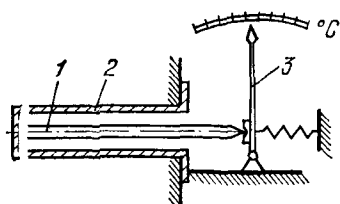


Рис. 16. Дилатометрический термометр:

1 — стержень из инвара (или стали);  
2 — трубка латунная; 3 — показывающий механизм.

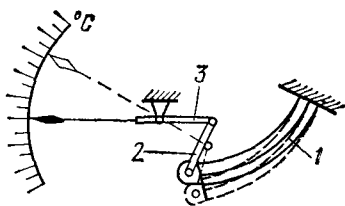


Рис. 17. Биметаллический термометр:

1 — биметаллическая пластина; 2 — рычаг; 3 — показывающая стрелка.

длину, а вместе с ней перемещается и стержень, воздействуя на показывающий механизм.

Степень перемещения стержня  $\Delta l$  зависит от его длины  $l$ , изменения температуры  $\Delta t$  и разности коэффициентов линейного расширения  $\Delta \alpha$  металлов, из которых выполнен термометр:

$$\Delta l = \Delta \alpha l \Delta t. \quad (39)$$

Так, для термометра, сделанного из латунной трубки и инварного стержня, при  $l=300$  мм и  $\Delta t=100^\circ\text{C}$  перемещение свободного конца стержня  $\Delta l=(1,9-0)10^{-5} \times 300 \cdot 100=0,57$  мм. Это малое перемещение через систему рычагов увеличивается и отмечается по температурной шкале прибора.

**Биметаллические термометры.** Принцип действия их основан на различии коэффициентов теплового расширения металлов, из которых изготовлена биметаллическая пластина, изгибающаяся при нагревании (рис. 17). Такой чувствительный элемент широко используется в термографах — самопишущих приборах, непрерывно регистрирующих изменение температуры среды за какой-либо период.

Биметаллический термограф М-16 (рис. 18) состоит из расположенных на общем основании двух основных частей: стрелочного пишущего устройства и вращающегося при помощи часового механизма барабана, обернутого бумажной диаграммной лентой. Биметаллическая пластина 8, прикрепленная одним концом через консоль 5 и колодку 7 к корпусу прибора 9, свободным концом связана передаточным рычажным механизмом 10 со стрелкой 3. При изменении температуры деформация

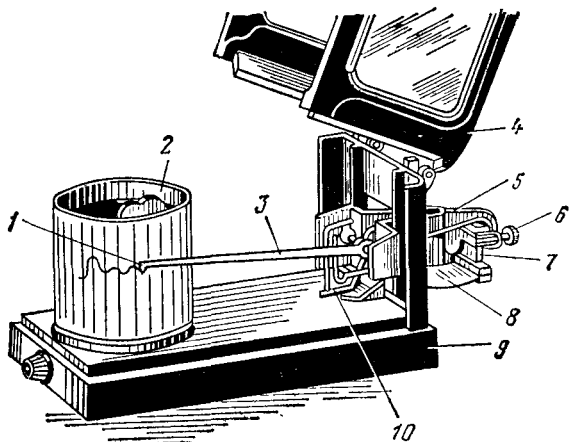


Рис. 18. Биметаллический термограф М-16:

1 — перо; 2 — барабан; 3 — стрелка; 4 — крышка; 5 — ко-  
 соль; 6 — регулировочный винт; 7 — колодка; 8 — биметал-  
 лическая пластинка; 9 — корпус; 10 — передаточный рычаж-  
 ный механизм.

биметаллической пластины преобразуется в перемеще-  
 ние стрелки с пером 1. Заправленное специальными чер-  
 нилами перо вычерчивает непрерывную температурную  
 линию на вращающейся диаграммной ленте.

Первоначальная установка пера на ленте осуществ-  
 ляется при помощи регулировочного винта 6 в соответст-  
 вии с показаниями ртутного контрольного термометра  
 в данный момент. На диаграммной ленте указывают дату  
 и время начала и окончания наблюдений, а также место  
 установки прибора и его номер.

Точность прибора невелика ( $\pm 1^\circ\text{C}$ ), поэтому во время  
 работы проводят периодические проверки достоверности  
 его показаний по контрольному термометру и вносят в  
 запись на ленте необходимые поправки.

Термограф М-16 может записывать изменение темпе-  
 ратуры в одном из пределов: от  $-45$  до  $+35^\circ\text{C}$ , от  $-35$   
 до  $+45^\circ\text{C}$ , от  $-25$  до  $+55^\circ\text{C}$ .

**Манометрические термометры** применяют для дис-  
 танционного измерения температуры. Действие их осно-  
 вано на увеличении давления жидкости, газа или пара  
 с повышением температуры.

Манометрический термометр (рис. 19) состоит из тер-  
 мобаллона 3, воспринимающего изменение температуры

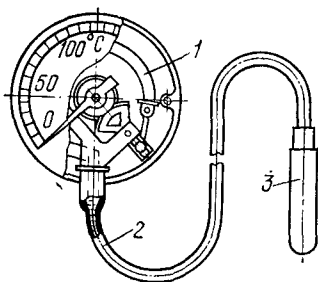


Рис. 19. Манометрический термометр:

1 — манометр; 2 — капиллярная трубка; 3 — термобаллон.

измеряемой среды, манометра 1, проградуированного в единицах температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ), и соединительной капиллярной трубки 2, длина которой в газовых термометрах допускается до 60 м. В жидкостных манометрических термометрах рабочим веществом служат чаще всего ртуть, а также метиловый спирт, глицерин и др. Газовые термометры заполняются инертным газом—азотом; паровые—легкокипящей жидкостью (различными фре-

онами, хлорметилом, хлорэтилом, этиловым эфиром и др.). В жидкостных и газовых термометрах рабочее вещество заполняет всю замкнутую систему термобаллон — манометр. В паровых легкокипящая жидкость заполняет только  $2/3$  объема термобаллона, а в остальной его части, капилляре и полости трубчатой пружины манометра находятся насыщенные пары этой жидкости (капиллярная трубка и пружина часто заполняются глицерином в смеси со спиртом или водой).

При повышении температуры возрастает давление внутри термобаллона, которое через капиллярную трубку передается пружине манометра. Деформация пружины с помощью передаточного механизма преобразуется в перемещение стрелки, указывающей температуру на шкале прибора.

Пределы температур, измеряемых манометрическим термометром, зависят от вида его рабочего вещества. Так, для ртути возможен диапазон температур от  $-25$  до  $+600^{\circ}\text{C}$ , хлорметила — от  $-25$  до  $+75^{\circ}\text{C}$ , хлорэтила — от 0 до  $120^{\circ}\text{C}$ , азота — от  $-160$  до  $+600^{\circ}\text{C}$ .

**Термометры сопротивления.** Принцип действия этих термометров, дающих высокую степень точности измерений, основан на свойстве металлов изменять свое электрическое сопротивление с изменением температуры. К достоинствам термосопротивлений относятся также возможность автоматической записи изменения температуры при помощи самопишущих приборов, централизация контроля температуры одним измерительным прибором от нескольких термометров сопротивлений и

передача показаний на значительное расстояние от места измерения температуры.

Термометр сопротивления (рис. 20) состоит из тонкой платиновой или медной проволоки 1, бифиллярно намотанной на каркас 3 из слюды, керамики или пластмассы и защищенной герметичным кожухом 2 от механических повреждений и агрессивного воздействия среды.

Платиновые термометры сопротивления применяют для измерения температур в пределах от  $-200$  до  $+650^{\circ}\text{C}$ , медные — от  $-50$  до  $+180^{\circ}\text{C}$ .

Определение температуры среды сводится к измерению сопротивления термометра. В качестве измерительных приборов применяют потенциометры, уравновешивающие мосты и логометры. Наиболее удобен потенциометрический метод, схема которого показана на рисунке 21. Термометр сопротивления  $R_t$  включают в цепь источника постоянного тока последовательно с контрольным сопротивлением  $R_k$ . Допустимая для термометра сила тока до  $10\text{ мА}$ , не вызывающая его дополнительного нагрева, поддерживается постоянной при помощи регулировочного сопротивления  $R_p$ . Поочередно измеряя потенциометром  $\Pi$  падение напряжения  $U_t$  на термометре и  $U_k$  на контрольном сопротивлении, определяют сопротивление термометра по формуле

$$R_t = R_k \frac{U_t}{U_k}. \quad (40)$$

**Термоэлектрические термометры** — измерительные приборы, действие которых основано на термоэлектрическом эффекте, т.е. возникновения термоэлектродви-

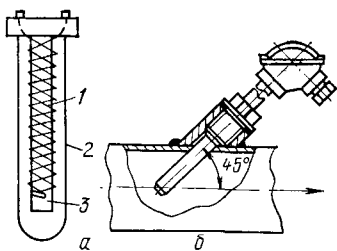


Рис. 20. Термометр сопротивления:

*a* — схема термометра; *б* — установка термометра на трубопроводе; 1 — проволока; 2 — защитный кожух; 3 — каркас.

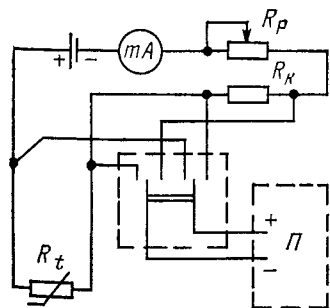


Рис. 21. Схема измерения сопротивления термометра потенциометрическим методом.

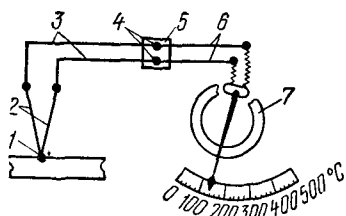


Рис. 22. Схема термоэлектрического термометра:

1 — горячий спай; 2 — термоэлектроды; 3 — компенсационные провода; 4 — свободные концы термопары; 5 — термостат; 6 — соединительные провода; 7 — гальванометр

жущей силы (термо-ЭДС) в замкнутом контуре из двух разнородных проводников, когда их спаянные концы находятся при различных температурах. Наиболее распространены термопары хромель-алюмелевые, хромель-копелевые, медь-константановые, железо-константановые, платино-платинородиевые.

Если поддерживать температуру одного спая термопары постоянной (например, равной  $0^{\circ}\text{C}$ , когда спай помещен в сосуд Дьюара с тающим льдом), то значение термо-ЭДС будет зависеть только от температуры другого (рабочего) спая, который помещают в измеряемую среду.

Если поддерживать температуру одного спая тер-

момпары постоянной (например, равной  $0^{\circ}\text{C}$ , когда спай помещен в сосуд Дьюара с тающим льдом), то значение термо-ЭДС будет зависеть только от температуры другого (рабочего) спая, который помещают в измеряемую среду.

Прямое измерение термо-ЭДС осуществляется магнитоэлектрическим милливольтметром (гальванометром), имеющим двойную (милливольттовую и градусную) или одинарную (градусную) шкалу. На схеме, показанной на рисунке 22, свободные концы 4 термопары удалены от места измерения температуры при помощи компенсационных проводов 3 и помещены в термостат 5.

Этот метод измерения прост, удобен, но обладает рядом недостатков, основной из которых — влияние сопротивления внешней цепи (милливольтметра, проводов и самой термопары) на показания прибора. Добавочными сопротивлениями подгоняют сопротивление внешней цепи к тому значению, при котором проводилась градуировка милливольтметра.

Более точные измерения термо-ЭДС дают компенсационные методы с применением потенциометров. Для этих методов измерения сопротивление внешней цепи не имеет значения.

Измерения термоэлектрическими термопарами наиболее целесообразны при температурах от  $300^{\circ}\text{C}$  и выше.

**Пирометры излучения** используют для измерения значительных температур (выше  $800^{\circ}\text{C}$ ). Эти приборы не требуют контакта с измеряемой средой. Действие их ос-

новано на изменении интенсивности излучения нагретого тела, зависящей от измеряемой температуры.

Применяются оптические, радиационные, фотоэлектрические и цветовые пирометры.

## 2. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Приборы для измерения давления по принципу действия делят на четыре основные группы: жидкостные, измеряющие давление высотой уравнивающего столба жидкости; пружинные, где давление оценивают по деформации различного рода упругих элементов; грузопоршневые, в которых измеряемое давление уравнивается давлением, создаваемым массой грузов и поршня; электрические, работа которых основана на зависимости электрических параметров преобразователя от измеряемого давления.

**Жидкостные манометры** используются для измерения небольших значений избыточных давлений, вакуума или разности давлений. Эти приборы просты по устройству, однако дают достаточно точные показания. Они бывают двух видов: U-образные и чашечные. Разновидностью последних являются микроманометры с наклонной трубкой, применяемые для измерения малых давлений или разрежений.

Рабочей жидкостью в манометрах может быть дистиллированная вода, ртуть, этиловый спирт, толуол и др.

В U-образном манометре (рис. 23) избыточное давление или разрежение (Па) уравнивается столбом жидкости  $h$  (м) и определяется по формуле

$$P = h (\rho - \rho_{\text{ср}}) g, \quad (41)$$

где  $\rho$  — плотность рабочей жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{ср}}$  — плотность среды над рабочей жидкостью,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Обычно  $\rho \gg \rho_{\text{ср}}$ , поэтому выражение (41) упрощается и имеет вид

$$P = h \rho g. \quad (42)$$

Величину  $h$  отсчитывают по двум уровням по обе стороны от нулевого деления шкалы.

В чашечном манометре (рис. 24) давление измеряется положением уровня жидкости в одной узкой трубке, а изменением высоты жидкости в широком

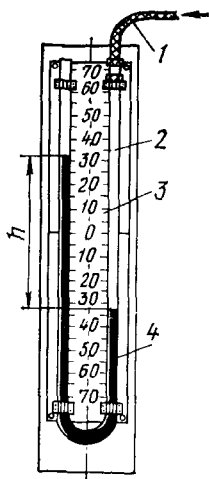


Рис. 23. U-образный манометр:

1 — резиновая трубка;  
2 — стеклянная трубка;  
3 — шкала; 4 — рабочая жидкость.

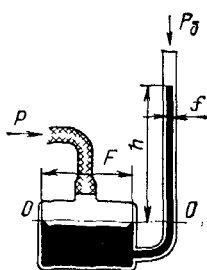


Рис. 24. Чашечный манометр.

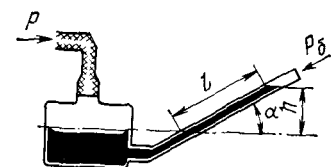


Рис. 25. Макроманометр с наклонной трубкой.

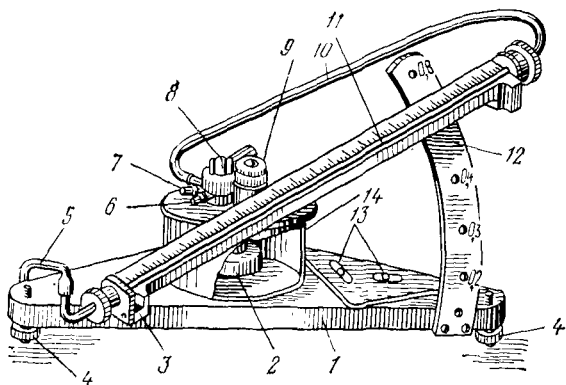


Рис. 26. Микроманометр типа ММН:

1 — плита; 2 — поршень; 3 — кронштейн; 4 — регулировочный винт; 5, 10 — резиновые трубки; 6, 7 — штуцера; 8 — трехходовой кран; 9 — корректор нуля; 11 — измерительная трубка; 12 — стойка; 13 — уровни; 14 — цилиндрический резервуар.

сосуде обычно пренебрегают, но если отношение площадей сечений измерительной трубки и сосуда  $f/F > 0,01$ , то формула (42) приобретает вид

$$P = h\rho g(1 + f/F). \quad (43)$$

При использовании микроманометра с наклонной трубкой (рис. 25) показания пересчитывают по формуле

$$h = l \sin \alpha, \quad (44)$$

где  $l$  — длина столба жидкости в трубке;  $\alpha$  — угол наклона трубки к горизонту.

Малые давления (до 1,96 кПа) с большой точностью можно измерить при помощи микроманометра типа ММН, устройство которого показано на рисунке 26.

На металлической плите 1 установлен стальной цилиндрический резервуар 14, соединенный резиновой трубкой 5 с нижней частью измерительной стеклянной трубки 11, закрепленной на кронштейне 3, который может поворачиваться на оси. Отверстия в дугообразной стойке 12 позволяют фиксировать кронштейн с трубкой под различными углами наклона к плите прибора, установленной строго горизонтально по двум уровням 13. Цифры 0,2; 0,3; 0,4; 0,6; 0,8, указанные около отверстий, обозначают постоянную прибора  $K = \rho g \sin \alpha$ .

На крышке резервуара укреплены трехходовой кран 8, сообщающийся с верхним концом измерительной трубки, и корректор нуля 9 для установки уровня рабочей жидкости на нулевое деление шкалы.

При соответствующих положениях трехходового крана через штуцера, смонтированные в его корпус, измеряются давление, разрежение и перепад давлений, а также проверяется нуль прибора.

Рабочей жидкостью микроманометра является этиловый спирт ( $\rho = 809,5 \text{ кг/м}^3$  при  $t = 20^\circ\text{C}$ ), слегка подкрашенный метиловым красным красителем.

**В пружинных приборах чувствительными элемента-**

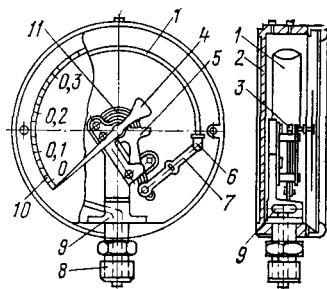


Рис. 27. Пружинный манометр: 1 — трубчатая пружина; 2 — корпус; 3 — шестерня; 4 — стрелка; 5 — зубчатый сектор; 6 — пробка с шарнирной осью; 7 — поводок; 8 — штуцер; 9 — держатель; 10 — шкала; 11 — спиральная пружинка.

ми могут быть трубчатые одно- или многовитковые пружины, мембраны, мембранные коробки и сильфоны. На рисунке 27 изображен манометр, упругий элемент которого выполнен в виде пружинной трубки овального сечения, одним концом жестко соединенной с держателем 9, укрепленным в корпусе 2 манометра. Другой конец пружинной трубки, закрытый пробкой 6 с шарнирной осью, поводком 7 соединен с зубчатым сектором 5 и шестерней 3, укрепленной неподвижно на оси вместе с указательной стрелкой 4. Спиральная пружинка 11 служит для устранения влияния зазора в зубчатом зацеплении. При помощи штуцера 8 манометр присоединяется к сосуду, давление в котором необходимо измерить. При изменении давления пружинная трубка изменяет свою кривизну и поворачивает стрелку, показывающую значение давления на шкале 10.

Аналогичны по устройству трубчатые вакуумметры и мановакуумметры.

**В грузопоршневых манометрах** измеряемое давление определяется нагрузкой на поршень, который перемещается в среде, находящейся под давлением. Они применяются как устройства высокой точности для проверки и градуировки пружинных манометров.

**Электрические манометры и вакуумметры** применяют при лабораторных исследованиях для измерения сверхвысоких давлений, глубокого вакуума или быстро изменяющихся давлений (например, в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания). В производственных условиях такие приборы применяют крайне редко.

Сверхвысокие давления (несколько сотен мегапаскалей) измеряют манометрами сопротивления. В их преобразователях используются материалы (манганин, константан, платина и др.), электрическое сопротивление которых зависит только от давления.

Глубокий вакуум измеряют емкостными манометрами или манометрами с термосопротивлениями.

**Емкостный манометр (вакуумметр)** — это электрический конденсатор переменной емкости, один электрод которого неподвижен, а другой, выполненный в виде металлической мембраны, находится под воздействием давления измеряемой среды. Колебание давления изменяет расстояние между электродами, а следо-

вательно, и емкость конденсатора, которая является мерой давления.

Чувствительным элементом манометра (вакуумметра) с термосопротивлением служит нагретая платиновая проволока, охлаждение которой зависит от теплопроводности газовой среды, изменяющейся при колебании давления. Уменьшение абсолютного давления уменьшает теплопроводность среды, что вызывает повышение температуры и сопротивления проволоки прибора. По значению сопротивления проволоки определяют значение вакуума.

При измерениях быстро изменяющихся давлений применяют манометры, в работе которых используется пьезоэлектрический эффект, т. е. появление электрических зарядов на поверхностях кристаллов некоторых диэлектриков (кварца, сегнетовой соли, специальной керамики и др.) при их сжатии в определенном направлении.

Устройство преобразователя пьезоэлектрического манометра показано на рисунке 28. Две кварцевые пластинки 3 и находящийся между ними электрод (токосъемник) 6, зажатые между металлическими опорами 2, помещены внутри корпуса преобразователя. Давление измеряемой среды воспринимается металлической мембраной 1, предохраняющей внутреннюю полость преобразователя от проникновения среды.

От мембраны давление передается через нижнюю металлическую опору 2 на кварцевые пластинки, расположенные так, что заряд отрицательной полярности (прямо пропорциональный давлению) возбуждается на электроде 6 и по проводнику 7 подается для измерения через электронный усилитель постоянного тока на осциллограф. Положительные заряды через корпус преобразователя отводятся на землю. Равномерное контактное давление между кварцевыми пластинками и электродом регулируется пробкой 4 через шарик 5.

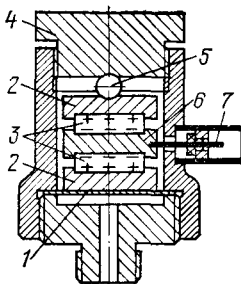


Рис. 28. Преобразователь пьезоэлектрического манометра:

1 — мембрана; 2 — опоры; 3 — кварцевые пластинки; 4 — пробка; 5 — шарик; 6 — электрод; 7 — проводник.

### 3. ИЗМЕРЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

Основным гигрометрическим показателем влажностного состояния воздуха является относительная влажность, т. е. отношение количества фактически содержащихся в воздухе водяных паров к максимально возможному содержанию их при полном насыщении воздуха при той же температуре, выраженное в процентах.

Относительную влажность воздуха измеряют психрометрами, гигрометрами и гигрографами.

**Статический психрометр** состоит из двух совершенно одинаковых термометров, укрепленных на одном штативе (рис. 29). Сухой термометр (левый) показывает температуру окружающего воздуха. Резервуар другого термометра, называемого мокрым, обернут кусочком тонкой гигроскопической ткани, свободный конец которой свернут жгутом и опущен в расширенную часть изогнутой трубки с дистиллированной водой. Расстояние от уровня воды до резервуара термометра равно 2...3 см.

С поверхности резервуара мокрого термометра происходит непрерывное испарение воды, интенсивность которого зависит от влажности окружающего воздуха. Чем суше воздух, тем быстрее испарение со смачиваемого термометра и тем ниже его показания, так как воздух, затрачивая свою теплоту на процесс испарения воды, охлаждает резервуар термометра. По разности показаний сухого и мокрого термометров, пользуясь специальной психрометрической таблицей, прилагаемой к прибору, или номограммой (рис. 30) определяют относительную влажность воздуха  $\varphi$  (%).

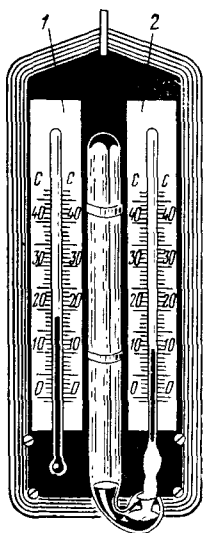


Рис. 29. Статический психрометр:  
1 — сухой термометр; 2 — мокрый термометр.

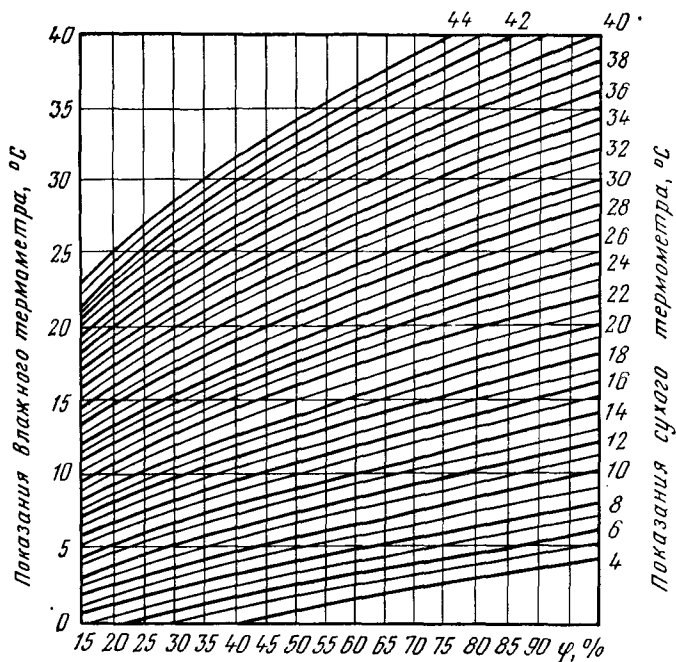


Рис. 30. Номограмма для определения относительной влажности воздуха по показаниям статического психрометра.

Во время измерения влажности воздуха психрометр нужно ограждать от источников лучистой теплоты и случайных возмущений воздуха. Продолжительность наблюдения 10. . .15 мин.

**Аспирационный психрометр** (рис. 31) — более совершенный и точный прибор по сравнению со статическим. Его показания уже не зависят от колебаний скорости движения окружающего воздуха, потому что резервуары термометров, заключенные в двойные трубчатые оправы, во время измерения омываются принудительным потоком воздуха, движущимся с постоянной скоростью (около 2,5 м/с). Поток этот создается аспиратором (вентилятором) с пружинным заводом, установленным в верхней части прибора.

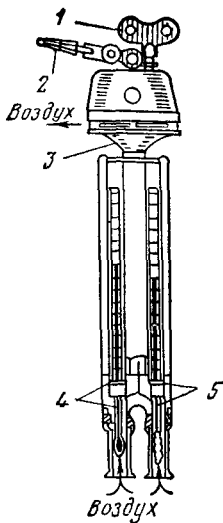


Рис. 31. Аспирационный психрометр:  
 1 — завод вентилятора; 2 — подвеска; 3 — вентилятор; 4 — сухой термометр; 5 — мокрый термометр.

Резервуар мокрого термометра обернут батистом в один слой. Воздух засасывается снизу через трубки, обтекает резервуары термометров и выбрасывается аспиратором через выхлопные щели.

За 5 мин до начала наблюдения смачивают дистиллированной водой батист мокрого термометра с помощью резинового баллона с пипеткой, прилагае-

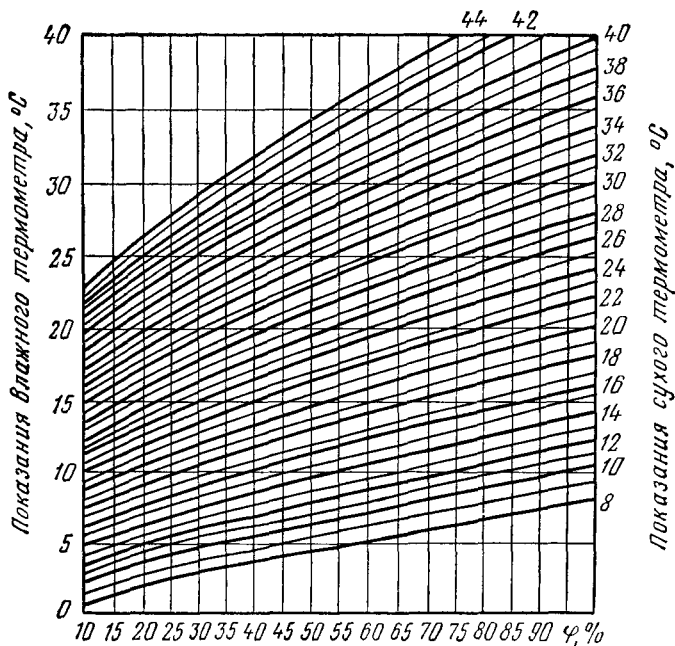


Рис. 32. Номограмма для определения относительной влажности воздуха по показаниям аспирационного психрометра.

мого к прибору. При смачивании термометра нужно остерегаться, чтобы вода по соединительной полости не попала на сухой термометр. Смочив термометр, заводят ключом аспиратор и по истечении 4 мин после его пуска регистрируют показания сухого и мокрого термометров.

Относительную влажность воздуха находят по разности показаний термометров, используя психрометрическую таблицу данного психрометра или номограмму (рис. 32).

**Гигрометр** (рис. 33) использует в своей работе деформацию обезжиренного волоса, зависящую от влажности воздуха. При повышении относительной влажности волос удлиняется и стрелка прибора перемещается вправо, при понижении влажности волос укорачивается, стрелка отходит влево. Шкала прибора разделена на 100 делений, соответствующих значениям относительной влажности воздуха.

Преимущество волосяного гигрометра по сравнению с психрометрами в том, что им можно определять влажность холодного воздуха, температура которого ниже  $-10^{\circ}\text{C}$ . Применение психрометрического метода при таких температурах не дает надежных результатов.

**Гигрограф** (рис. 34) предназначен для автоматической регистрации изменений относительной влажности воздуха. Чувствительным элементом 5 прибора служит пучок обезжиренных волос. Перемещение оттянутой середины пучка волос при его укорочении или удлинении под действием изменения влажности воздуха преобразуется через передаточный механизм 3 в движение стрелки 2 с пером, вычерчивающим на бумажной диаграммной ленте, закрепленной на вращающемся от часового механизма барабане 1, график влажности. При возрастании относительной влажности пучок волос удлиняется и перо перемещается вверх, при ее уменьшении перо опускается.

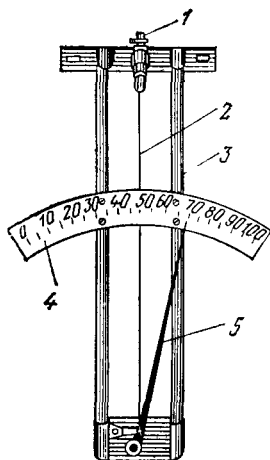


Рис. 33. Волосяной гигрометр:

1 — регулировочный винт; 2 — волос; 3 — рамка; 4 — шкала; 5 — стрелка.

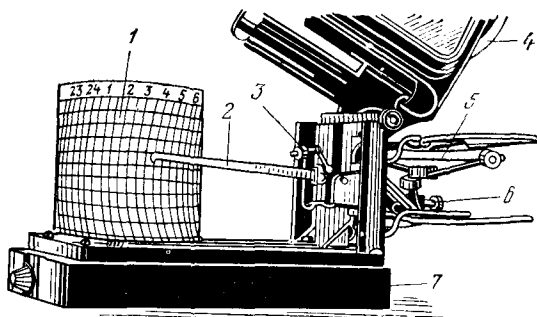


Рис. 34. Гигрограф М-21:

1 — барабан; 2 — стрелка; 3 — передаточный механизм; 4 — крышка; 5 — чувствительный элемент; 6 — регулировочный винт; 7 — корпус.

Перед началом работы заводят часовой механизм прибора и регулировочным винтом 6 устанавливают перо (заправленное специальными чернилами) в положение, соответствующее относительной влажности воздуха в данный момент, которая определяется аспирационным психрометром. На диаграммной ленте отмечают дату и время начала и окончания наблюдений, место установки прибора и его номер.

Гигрограф метеорологический М-21 может записывать относительную влажность воздуха от 30 до 100% при температуре от  $-35$  до  $+45^{\circ}\text{C}$ .

#### 4. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВЕЩЕСТВА

Количество вещества, протекающего через данное поперечное сечение трубопровода в единицу времени, называется его расходом. Расход измеряется в единицах, производных от массы (кг/с, кг/ч) или от объема ( $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

Для определения мгновенного расхода жидкости, газа или пара применяются дроссельный и скоростной методы измерений. Средний расход вещества за определенное время измеряют при помощи мерных баков, весов и различных счетчиков.

**Дроссельный метод** предполагает установку на прямом участке трубопровода какого-либо дроссельного прибора — диафрагмы, сопла, сопла Вентури (рис. 35), соз-

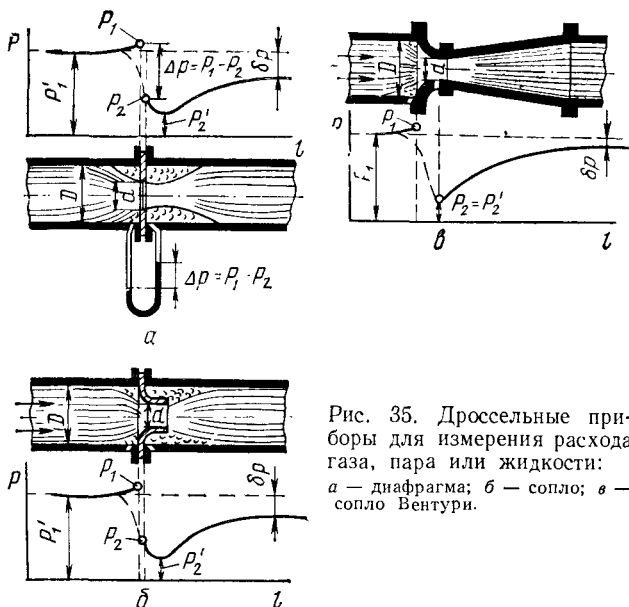


Рис. 35. Дроссельные приборы для измерения расхода газа, пара или жидкости:  
 а — диафрагма; б — сопло; в — сопло Вентури.

дающего некоторое сужение поперечного сечения. В сужающем устройстве скорость движения потока увеличивается, вследствие чего по закону Бернулли происходит падение давления. Измеряя разность (перепад) давлений перед сужающим устройством и за ним, можно судить о расходе вещества.

Зависимость между массовым расходом (кг/с) вещества и перепадом давлений выражается уравнением

$$Q_m = \alpha f \sqrt{2\rho \Delta P}, \quad (45)$$

где  $\alpha$  — коэффициент расхода, зависящий от конструктивной формы и качества изготовления сужающего устройства, его модуля  $m = f/F = (d/D)^2$  и критерия Рейнольдса для измеряемого потока:  $f = \pi d^2/4$  — проходное сечение сужающего устройства, м<sup>2</sup>;  $F = \pi D^2/4$  — сечение трубопровода, м<sup>2</sup>;  $\rho$  — плотность вещества перед дроссельным прибором, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta P = P_1 - P_2$  — перепад давлений в сужающем устройстве, Па.

Уравнение (45) пригодно для несжимаемой жидкости. При измерении расхода газа или пара учитывают увеличение удельного объема измеряемой среды вследствие понижения давления после дроссельного прибора. Кроме

этого, принимают во внимание тепловое расширение материала сужающего устройства под действием температуры потока, а при определении перепада давлений в дроссельном приборе учитывают не только плотность рабочей жидкости в дифференциальном манометре, но и плотность среды, находящейся над рабочей жидкостью:

$$\Delta P = hg(\rho' - \rho_{\text{ср}}), \quad (46)$$

где  $h$  — показание дифманометра, м;  $g$  — ускорение свободного падения, равное  $9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $\rho'$  — плотность рабочей жидкости в дифманометре,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{ср}}$  — плотность среды в дифманометре над рабочей жидкостью,  $\text{кг/м}^3$ .

Объединяя постоянные величины, в том числе  $\rho'$  и  $\rho_{\text{ср}}$ , отнесенные к нормальной температуре среды, окружающей прибор ( $20^\circ\text{C}$ ), в общий для данного прибора числовой коэффициент  $A$ , получим расчетные формулы для определения массового ( $\text{кг/с}$ ) и объемного ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) расхода вещества:

$$Q_m = A\alpha\epsilon k_t d^2 \sqrt{h\rho}, \quad (47)$$

$$Q_v = A\alpha\epsilon k_t d^2 \sqrt{h/\rho}. \quad (48)$$

Входящие в формулы (47) и (48) величины  $A$ ,  $\alpha$ ,  $\epsilon$ ,  $k_t$  определяют следующим образом. Значение коэффициента  $A$  выбирают из таблицы 10.

#### 10. Значения коэффициента $A$

Измеряемое вещество	Заполнитель дифференциального манометра	$A$
Вода	Ртуть — вода	0,0444
	Вода — газ	0,0125
Газ (воздух) или пар	Ртуть — газ	0,0461
	Вода — газ	0,0125

Коэффициент расхода определяют по формуле

$$\alpha = \alpha_n k_1 k_2 k_3, \quad (49)$$

где  $\alpha_n$  — исходный коэффициент расхода;  $k_1$  — поправочный множитель, учитывающий влияние вязкости потока и зависящий от числа Рейнольдса;  $k_2$  — поправочный множитель на шероховатость трубы;  $k_3$  — поправочный множитель для диафрагм на недостаточную остроту их входной кромки.

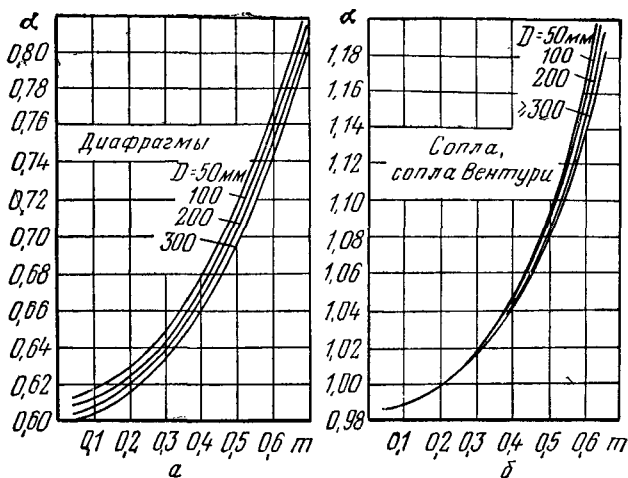


Рис. 36. Графики для определения коэффициента расхода  $\alpha$ :  
 а — для диафрагм; б — для сопел и сопел Вентури.

При режимах движения потока, характеризуемых значениями числа Рейнольдса, большими предельного (определенного для данного типа дросселя и его модуля  $m$ ), т. е. при  $Re > Re_{пр}$  вязкость протекающего вещества практически не влияет на его расход и тогда коэффициент  $k_1 = 1$ . В этом случае формула (49) упрощается:

$$\alpha = \alpha_n k_2 k_3. \quad (49a)$$

Поскольку  $\alpha_n$  зависит от модуля  $m$  дроссельного прибора, а коэффициенты  $k_2$  и  $k_3$  — от модуля и диаметра трубопровода  $D$ , коэффициент расхода  $\alpha$  будет также функцией значений  $m$  и  $D$  и для различных дроссельных приборов определяется из графиков (рис. 36).

Число Рейнольдса определяют по формуле

$$Re = 0,036 \frac{Q_m g}{D \mu}, \quad (50)$$

где  $Q_m$  — массовый расход (кг/с) вещества, подсчитанный без учета коэффициента  $k_1$ ;  $\mu$  — динамическая вязкость вещества, Па·с.

Значения  $\mu$  зависят от температуры:

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30
$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	17,17	17,76	18,25	18,74

Значение  $Re_{пр}$  в функции  $m$  находят по таблице 11.

**11. Значение предельного числа Рейнольдса  
в зависимости от  $m$**

$m$	$Re_{пр}$		$m$	$Re_{пр}$	
	для диафрагм	для сопл и сопл Вентури		для диафрагм	для сопл и сопл Вентури
0,10	36 000	65 000	0,40	200 000	165 000
0,15	54 000	75 000	0,45	270 000	180 000
0,20	74 000	90 000	0,50	330 000	190 000
0,25	100 000	110 000	0,55	430 000	200 000
0,30	135 000	125 000	0,60	550 000	200 000
0,35	160 000	145 000	0,65	750 000	200 000

Если окажется, что  $Re \leq Re_{пр}$ , то необходимо полученное по формуле (49а) значение  $\alpha$  умножить на коэффициент  $k_1$ , найденный по графику (рис. 37).

Поправочный множитель  $\varepsilon$  на расширение измеряемой среды (газа или пара) определяют в зависимости от отношения  $\Delta P/P_1$  из номограмм (рис. 38).

Если температура измеряемой среды  $t_{ср} > 60^\circ\text{C}$ , учитывают также тепловое расширение материала сужающего устройства поправочным множителем  $k_t$ . Для диафрагм значение  $k_t$  находят из выражения

$$k_t = 1 + 2\beta (t_{ср} - 20), \quad (51)$$

где  $\beta$  — коэффициент линейного расширения материала диафрагмы (для бронзы  $\beta = 17,6 \cdot 10^{-6}$ ,  $^\circ\text{C}^{-1}$ ; для нержавеющей стали  $\beta = 11,2 \cdot 10^{-6}$ ,  $^\circ\text{C}^{-1}$ ).

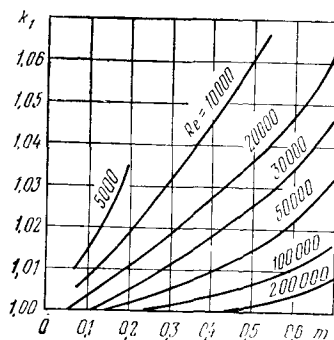


Рис. 37. График для определения поправочного коэффициента  $k_1$ .

На практике в основном используют стандартные сужающие устройства, не требующие предварительной тарировки, так как они изготовлены на основа-

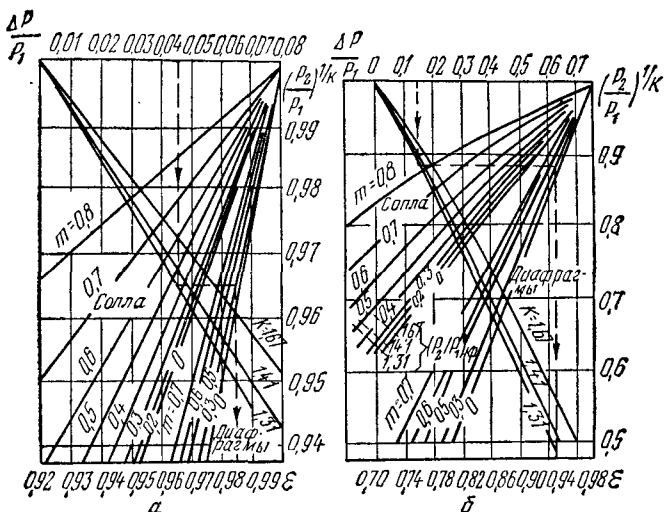


Рис. 38. Номограммы для определения поправочного множителя на расширение измеряемой среды:

а — при малых значениях  $\Delta P/P_1$ ; б — при больших значениях  $\Delta P/P_1$ .

нии расчета всех основных размеров. Стандартные диафрагмы применяют в трубопроводах диаметром  $D \geq 50$  мм при значениях модуля  $m = 0,05 \dots 0,7$ . Сопла применяют для трубопроводов диаметром  $D$  от 50 до 500 мм, их изготавливают с модулем  $m = 0,05 \dots 0,65$ . Сопла Вентури имеют входную часть с профилем нормального сопла, затем цилиндрическую часть и выходной конус. Их применяют для трубопроводов диаметром  $D \geq 50$  мм при значениях модуля  $m = 0,05 \dots 0,6$ . Основное преимущество сопел Вентури над другими дроссельными приборами в том, что они дают наименьшую потерю напора  $\delta P$  при дросселировании потока через сужающее устройство.

Точность измерения расхода вещества во многом зависит от правильности установки дроссельного устройства в трубопроводе. Прежде всего его следует тщательно отцентрировать в трубопроводе. До и после сужающего устройства должны быть прямолинейные успокоительные участки трубопровода, длины которых зависят от модуля  $m$  и вида местных сопротивлений перед прямолинейным участком. Дроссельные устройства лучше располагать не после местных сопротивлений, а до них,

так как в этом случае необходимые длины прямых участков намного меньше.

Перепад давлений до и после дроссельного устройства измеряют дифференциальными манометрами жидкостного и деформационного типа. Жидкостные дифманометры могут быть U-образные, поплавковые, колокольные и кольцевые. Деформационные дифманометры подразделяются на мембранные и сильфонные. Кроме простейших U-образных стеклянных дифференциальных манометров с визуальным отсчетом уровней рабочей жидкости, все остальные приборы выпускают как показывающими, так и самопишущими.

**Скоростной метод** измерения расхода вещества основан на определении средней скорости потока через определенное постоянное поперечное сечение.

Объемный ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и массовый ( $\text{кг}/\text{с}$ ) расход вещества в данном сечении потока, исходя из уравнения сплошности, вычисляют по формулам:

$$Q_V = v_{\text{ср}} F, \quad (52)$$

$$Q_m = v_{\text{ср}} \rho F, \quad (53)$$

где  $v_{\text{ср}}$  — средняя скорость потока по данному сечению трубопровода  $\text{м}/\text{с}$ ;  $F$  — площадь поперечного сечения потока,  $\text{м}^2$ ;  $\rho$  — плотность вещества  $\text{кг}/\text{м}^3$

**Приборы для измерения скорости движения вещества.** Среднюю скорость потока можно определить различными скоростными приборами: пневмометрическими или напорными трубками, анемометрами и кататермометрами.

Измерение скорости с помощью пневмометрической трубки сводится к измерению динамического давления  $P_d$  (скоростного напора), равного разности полного  $P_n$  и статического  $P_{\text{ст}}$  давлений.

Динамическое давление связано со скоростью потока зависимостью, вытекающей из уравнения Бернулли:

$$P_d = P_n - P_{\text{ст}} = \rho v^2 / 2, \quad (54)$$

откуда

$$v = 1,41 \sqrt{P_d / \rho}. \quad (55)$$

Полное давление можно измерить посредством открытой трубки Пито, поставленной навстречу потоку, а статическое — при помощи трубки или отверстия в трубопроводе, направленных перпендикулярно к потоку. Если эти обе трубки присоединить к противоположным

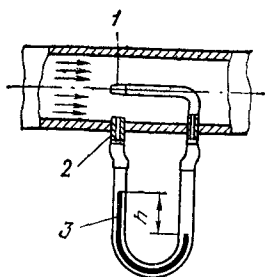


Рис. 39. Схема измерения динамического давления в трубопроводе:

1 — трубка полного давления; 2 — трубка статического давления; 3 — дифференциальный манометр.

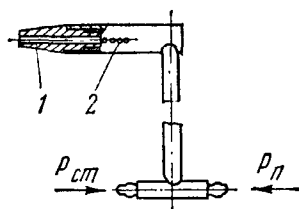


Рис. 40. Двойная пневмометрическая трубка:

1 — осевое отверстие; 2 — радиальное отверстие.

концам дифманометра, то разность уровней  $h$  рабочей жидкости в нем покажет значение динамического давления (рис. 39). Тогда скорость потока в данной точке можно определить по формуле

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\rho} h (\rho' - \rho_{cp})}. \quad (56)$$

Двойная пневмометрическая трубка (рис. 40) позволяет сразу измерять динамическое давление в любой точке поперечного сечения потока, не прибегая к измерению статического давления через отверстие в стенке трубопровода. Приемником полного давления в ней является осевое отверстие 1, а приемником статического давления — ряд радиальных отверстий 2.

При измерении расхода пневмометрическими трубками следует устанавливать их в таком сечении трубопровода, где воздушный поток носит установившийся характер. Для этого должно соблюдаться условие, чтобы до наконечника трубки и после него были прямые участки длиной не менее  $4D$ .

Динамическое давление, а следовательно, и скорость потока в разных точках поперечного сечения трубопровода различны. Поэтому, чтобы вычислить среднюю скорость потока, надо знать среднее динамическое давление в данном сечении. Для этого его разбивают на участки с равновеликими площадями и измеряют динамическое давление в центре каждого участка. Тогда средняя скорость потока в сечении определится через среднеарифме-

тическое значение динамического давления:

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2g}{\rho} h_{\text{ср}} (\rho' - \rho_{\text{ср}})}. \quad (57)$$

Для трубопроводов круглого сечения среднюю скорость потока определяют проще. Изменение скорости по поперечному сечению трубы зависит от характера движения измеряемой среды. При ламинарном движении скорость изменяется по закону параболы и отношение средней скорости к максимальной (на оси трубы)  $v_{\text{ср}}/v_{\text{max}} = 0,5$ . При турбулентном режиме это отношение равно коэффициенту поля скоростей  $C$ , который является функцией числа Рейнольдса:

$$v_{\text{ср}}/v_{\text{max}} = C = f(\text{Re}). \quad (58)$$

Измерив максимальное динамическое давление на оси трубы, по формуле (57) подсчитывают максимальную скорость потока  $v_{\text{max}}$ . Далее находят значение числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = v_{\text{max}} D / \nu. \quad (59)$$

Значения кинематической вязкости  $\nu$  для воздуха в зависимости от температуры приведены ниже:

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	13,26	14,23	15,15	16,09

Пользуясь графиком зависимости  $C=f(\text{Re})$ , изображенным на рисунке 41, по значению  $\lg \text{Re}$  находят коэффициент  $C$ , а затем и среднюю скорость потока в данном сечении

$$v_{\text{ср}} = C v_{\text{max}}. \quad (60)$$

При измерениях скоростей движения воздуха в приточных и вытяжных отверстиях воздухопроводов, а также скоростей свободных потоков в помещениях пользуются анемометрами (рис. 42). При скоростях от 1 до 20 м/с рекомендуется применять чашечные анемометры. Большую чувствительность имеют крыльчатые анемометры, но они менее прочны по конструкции и поэтому предназначаются для измерения скоростей движения воздуха в пределах от 0,3 до 5 м/с.

Принципиальное устройство и работа анемометров обоих типов одинаковы. Под действием набегающего воздушного потока легкие полусферические чашечки или

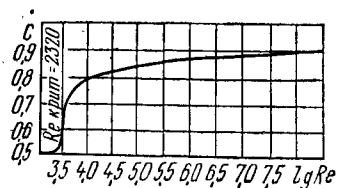


Рис. 41. График зависимости  $C = f(Re)$  при движении потока в трубе.

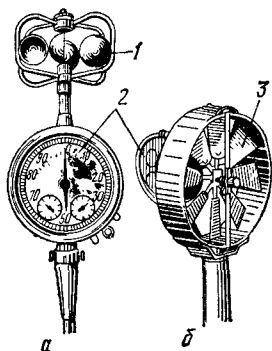


Рис. 42. Анемометры:

*a* — чашечный; *b* — крыльчатый;  
 1 — полусферическая чашечка;  
 2 — счетные механизмы; 3 —  
 крыльчатка.

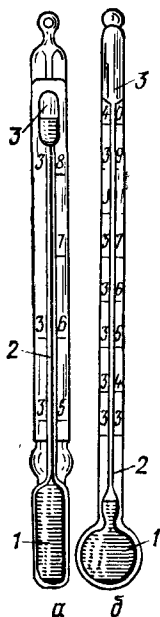


Рис. 43. Кататермометры:

*a* — цилиндрический; *b* —  
 шаровой; 1 — нижний ре-  
 зервуар; 2 — капилляр-  
 ная трубка; 3 — верхний  
 резервуар.

крыльчатка прибора приводятся во вращение, передаваемое посредством зубчатой передачи счетному механизму, стрелки которого показывают на шкалах циферблата путь (в метрах), проходимый воздухом за время работы прибора.

Записав начальное показание стрелок, устанавливают прибор в воздушный поток. При этом ось чашечного анемометра должна быть перпендикулярна, а крыльчатого — параллельна направлению потока, навстречу ему. Через 10...15 с, пока вертушка, вращаясь вхолостую, наберет устойчивые обороты, включают одновременно счетный механизм анемометра и секундомер. Для получения средней скорости потока воздуха у отверстия воздухопровода анемометр медленно и равномерно перемещают по всей площади этого отверстия. Через 1...2 мин, не убирая анемометр из потока, выключают одновре-

менно секундомер и счетный механизм. Записывают конечное показание стрелок анемометра и секундомера.

Скорость воздуха (м/с) определяют по выражению

$$v = k \frac{n_2 - n_1}{\tau}, \quad (61)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — соответственно начальное и конечное показания анемометра;  $\tau$  — время измерения, с;  $k$  — поправочный коэффициент, определяемый по тарифовочному графику, прилагаемому к прибору.

При особо точных измерениях малых скоростей движения воздуха (0,05...5 м/с) используют термоанемометры, работа которых основана на охлаждении нагреваемого электрическим током датчика движущимся потоком воздуха. Датчиком в приборе служит термосопротивление в виде тонкой платиновой, никромовой или вольфрамовой проволоки.

При определении подвижности воздуха в помещении трудно правильно установить анемометр навстречу потоку, да и чувствительность его может оказаться недостаточной. В этом случае, а также для измерения скорости воздушного потока у отверстий воздухопроводов используют к а т а т е р м о м е т р ы (рис. 43), представляющие собой спиртовые термометры с цилиндрическим или шаровым резервуаром, переходящим в капиллярную трубку.

Погрузив нижний резервуар прибора в стакан с горячей водой (75...80°C), выдерживают его до тех пор, пока спирт не заполнит примерно половину объема верхнего ампулообразного расширения капилляра. Затем кататермометр вытирают досуха салфеткой и подвешивают на штативе в месте исследования. По секундомеру определяют время охлаждения прибора с 38 до 35°C. Повторив измерения 3...4 раза, находят среднее значение времени охлаждения ( $\tau$ , с).

После этого подсчитывают охлаждающую способность воздуха по кататермометру — катаиндекс  $H$  (Вт/см<sup>2</sup>), т. е. значение охлаждения с 1 см<sup>2</sup> поверхности резервуара (Вт) по формуле

$$H = F/\tau, \quad (62)$$

где  $F$  — фактор кататермометра (постоянный коэффициент, обозначенный на тыльной стороне прибора или указанный в паспорте), Дж/см<sup>2</sup>.

Далее определяют отношение  $H/\theta$ , где  $\theta$  — разность между средней температурой кататермометра ( $36,5^{\circ}\text{C}$ ) и средней температурой воздуха в процессе измерения ( $^{\circ}\text{C}$ ). Затем по значению  $H/\theta$  находят скорость движения воздуха в помещении из следующих формул: при  $H/\theta < 0,6$

$$v = \left( \frac{H/\theta - 0,2}{0,4} \right)^2, \quad (63)$$

при  $H/\theta \geq 0,6$

$$v = \left( \frac{H/\theta - 0,13}{0,47} \right)^2. \quad (64)$$

На основании зависимостей (63) и (64) составлена таблица 12.

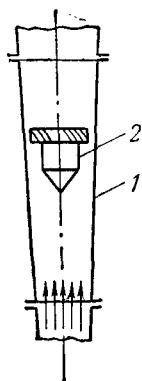


Рис. 44. Схема ротаметра:  
1 — стеклянная трубка; 2 — ротор.

## 12. Вычисление скорости движения воздуха по шаровому и цилиндрическому кататермометрам

$H/\theta$	Скорость (м/с) по кататермометру		$H/\theta$	Скорость (м/с) по кататермометру	
	цилиндрическому	шаровому		цилиндрическому	шаровому
0,30	0,063	0,011	0,46	0,423	0,30
0,32	0,090	0,035	0,48	0,490	0,36
0,34	0,122	0,062	0,50	0,563	0,44
0,36	0,160	0,090	0,52	0,640	0,52
0,38	0,203	0,120	0,54	0,723	0,62
0,40	0,250	0,160	0,56	0,810	0,73
0,42	0,303	0,200	0,58	0,903	0,88
0,44	0,360	0,250	0,60	1,000	1,00

**Приборы для непосредственного измерения расхода вещества.** Очень удобен для непосредственного измерения расхода газов или прозрачных жидкостей ротаметр (рис. 44), являющийся расходомером обтекания. Перепад давления в нем сохраняется постоянным, а проходное поперечное сечение ротора (подвижного сопротивления), витающего в потоке измеряемой среды, изменяется прямо пропорционально расходу. В зависимости от скорости потока ротор устанавливается на определенной высоте в стеклянной конической (расширяю-

шейся кверху) трубке ротаметра, показывая значение расхода на протарированной шкале. На цилиндрическом пояске ротора сделаны косые прорези для того, чтобы он, вращаясь под действием потока, центрировался в трубке прибора.

Стеклянным ротаметром можно пользоваться в установках, имеющих вертикальные участки трубопроводов, если давление измеряемой среды не превышает 0,6 МПа, а температура не более 50°C. Изготавливаются и металлические ротаметры, более сложные по устройству. Показания ротора в них передаются на расстояние посредством электрической или пневматической системы передачи.

Расход жидкостей измеряют также при помощи скоростных счетчиков — расходомеров. Вращение крыльчатки или винтовой вертушки в них через редукторный механизм передается на счетчик прибора, показывающий расход жидкости ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

Крыльчатые расходомеры применяют для измерения малых расходов жидкостей (до 9,5  $\text{м}^3/\text{ч}$ ). Диаметр их условного прохода  $d_y = 15 \dots 50$  мм. Винтовые расходомеры ( $d_y \geq 50$  мм) используют при измерении больших расходов (до 200  $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

Объемные счетчики показывают суммарный расход вещества за данное время. Жидкость или газ приводит в движение поршень или овальные шестерни (у счетчиков жидкости), или роторы (у счетчиков газа), которые кинематически связаны с суммирующим счетным механизмом прибора.

В лабораторной практике и в производственных условиях широко применяют измерение расхода жидкости с помощью мерных баков, оборудованных указательными стеклами и шкалами, градуированными в единицах массы или объема, а также различных весовых расходомеров. По разности показаний в начале и конце периода измерения определяют расход вещества.

## **5. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА И КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ**

Количество теплоты, подводимой в единицу времени в системы водяного отопления или к потребителям горячей воды, можно определить расчетным пу-

тем по данным раздельного измерения температуры воды в подающем ( $t_1$ ) и обратном ( $t_2$ ) трубопроводах тепловой сети и ее расхода при помощи самопишущих приборов.

Расход теплоты (Дж/ч) вычисляют по формуле

$$Q = Q_m c_v (t_1 - t_2) = Q_v \rho c_v (t_1 - t_2), \quad (65)$$

где  $Q_m$  и  $Q_v$  — расход воды в подающем трубопроводе соответственно массовый (кг/ч) и объемный ( $\text{м}^3/\text{ч}$ );  $c_v$  — удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·°С);  $\rho$  — плотность воды в подающем трубопроводе, кг/м<sup>3</sup>.

Удобнее и точнее определять расход теплоты при помощи тепломеров. Для измерения расхода и количества теплоты (Дж) за некоторый промежуток времени  $\tau = \tau_1 - \tau_2$  используют теплосчетчики, т. е. тепломеры, оборудованные счетчиками количества теплоты.

При помощи счетчика-тепломера определяют количество теплоты, численно равное интегралу:

$$Q = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_m c_v (t_1 - t_2) d\tau. \quad (66)$$

Теплосчетчики могут быть механические, электромеханические и электрические.

Механический теплосчетчик, схема которого изображена на рисунке 45, представляет собой сочетание скоростного водомера с dilatометрическим дифференциальным термометром и интегрирующим механизмом.

Разность температур воды в трубопроводах тепловой сети измеряется следующим образом. Две пары латунных трубок 1 и 2, вставленных друг в друга, жестко соединены со стенкой прибора одной своей стороной. На свободных концах трубок закреплены ножи 3, упирающиеся в призму 4. Одна пара трубок омывается водой из подающего, другая из обратного трубопровода. Стрелка 5, соединенная с призмой, показывает по шкале 9 разность температур воды в трубопроводах.

Диск 8 кинематически связан со скоростным водомером 10. Поэтому скорость вращения диска пропорциональна расходу воды. Укрепленный на стрелке счетчик 6 своим колесиком 7 касается вращающегося диска.

Интегрирующий механизм работает так. Если температура воды в трубопроводах одинакова, колесико счетчика будет находиться в центре диска, а стрелка в нулевом положении. При наличии разности температур

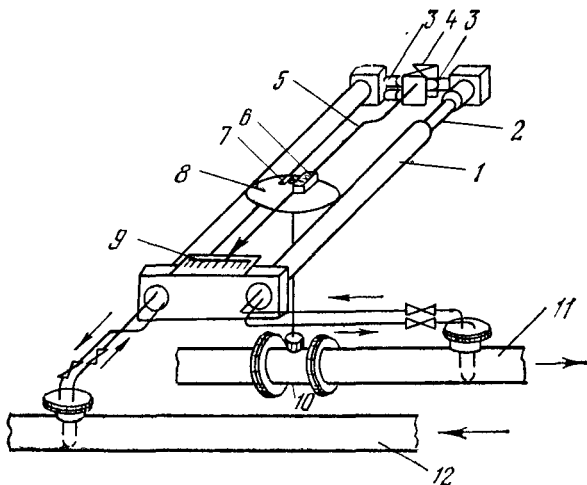


Рис. 45. Схема механического теплосчетчика:  
 1, 2 — латунные трубки; 3 — ножи; 4 — призма; 5 — стрелка;  
 6 — счетчик; 7 — колесико; 8 — диск; 9 — шкала; 10 — скоростной водомер; 11 — подающий трубопровод; 12 — обратный трубопровод.

воды в трубопроводах стрелка переместит счетчик, и его колесико отойдет от центра диска. В случае изменения расхода соответственно будет изменяться и число оборотов приводного колесика счетного механизма. Следовательно, показания счетчика будут пропорциональны количеству теплоты, поступившей к потребителям из теплосети.

Упрощенная схема электромеханического и электрического теплосчетчиков показана на рисунке 46. Здесь

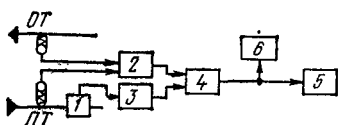


Рис. 46. Схема электромеханического и электрического теплосчетчиков:

1 — расходомер (тахометрический или электромагнитный); 2 — измерительный блок; 3 — преобразователь; 4 — множительное преобразовательное устройство; 5 — миллиамперметр; 6 — интегрирующий механизм; ПТ и ОТ — прямой и обратный трубопроводы.

используются средства измерения с унифицированным входным и выходным сигналами постоянного тока (0...5 мА). Разность температур воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети измеряется термометрами сопротивления и измерительным преобразователем 3. Расход воды в подающем трубопроводе определяется при по-

мощи тахометрического или электромагнитного расходомера 1 и измерительного блока 2. Сигналы от преобразователя 3 и измерительного блока 2 поступают на вход множительного преобразовательного устройства 4, выходной сигнал которого пропорционален расходу теплоты. Миллиамперметр 5 является вторичным прибором, показывающим расход теплоты (Дж/ч). Количество теплоты (Дж), поступившей к потребителю за некоторое время  $t$ , измеряется интегрирующим механизмом 6.

## **6. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ОШИБОК ИЗМЕРЕНИЙ**

Ошибки измерений в зависимости от их характера делят на систематические и случайные.

**Систематическими** называют постоянные, появляющиеся при повторных измерениях ошибки, всегда односторонне влияющие на результаты измерений, только увеличивая или только уменьшая их на одно и то же значение. Источниками таких ошибок являются сами измерительные приборы и погрешности методики измерения. Ошибки, вызванные неправильной настройкой или неисправностью прибора, можно устранить после тщательной его проверки. Ошибки, связанные с классом точности прибора, а также ошибки методики измерения учитывают соответствующими поправками в результатах измерений.

**Случайными** называют ошибки опыта, принимающие при повторных измерениях различные по величине и знаку значения. Они могут возникать вследствие самых различных причин: изменения напряжения в сети (при электрических измерениях), изменения температуры в процессе опыта, движения воздуха в помещении лаборатории, плохого освещения шкалы прибора и др.

**Грубые ошибки** (промахи) могут быть вызваны невниманием при снятии показаний измерительных приборов, неправильной записью этих данных, ошибками при вычислениях и другими подобными причинами. Измерения с грубыми ошибками обычно сильно отличаются от остальных измерений, поэтому их не следует учитывать.

Наиболее достоверным значением измеряемой величины является среднеарифметическое значение  $n$  от-

дельных измерений:

$$a = a_{\text{ср}} = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n}{n}. \quad (67)$$

**Абсолютной ошибкой** измерения называется алгебраическая разность между значением данного измерения и среднеарифметическим значением измеряемой величины, т. е.

$$\Delta a_i = a_i - a_{\text{ср}}. \quad (68)$$

Абсолютные ошибки в какой-то степени характеризуют точность отдельных измерений. Результаты же многих измерений одной и той же величины, т. е. точность среднеарифметического значения оценивается средней абсолютной ошибкой.

$$\Delta a_{\text{ср}} = \pm \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta a_i|}{n}. \quad (69)$$

Размерность  $\Delta a_{\text{ср}}$  такая же, как у величины, для которой она вычислена.

Таким образом, окончательный результат измерения величины  $a$  с учетом ошибок измерений\* будет иметь вид:

$$a = a_{\text{ср}} \pm \Delta a_{\text{ср}}. \quad (70)$$

**Относительной ошибкой** измерения называется отношение абсолютной ошибки к самой измеряемой величине, выраженное в процентах, т. е.

$$\delta a_i = \frac{\Delta a_i}{a} 100\%. \quad (71)$$

Обычно находят только среднюю относительную ошибку, которая определяется как отношение средней абсолютной ошибки измеренной величины к ее среднеарифметическому значению:

$$\delta a_{\text{ср}} = \frac{\Delta a_{\text{ср}}}{a_{\text{ср}}} 100\%. \quad (72)$$

Погрешности измерительных приборов делят на основные и дополнительные. Основной считается погрешность, которую дает прибор при нормальных условиях его эксплуатации. Дополнительными называют погреш-

---

\* Полагаем, что систематические ошибки при измерениях устранены.

ности, возникающие из-за влияния неблагоприятных внешних условий на работу прибора (температуры, влажности окружающего воздуха, вибраций и др.), неправильной установки прибора и несовершенных методов измерений.

Для всех измерительных приборов соответствующими стандартами и техническими условиями установлены допустимые основные погрешности, выражаемые в абсолютных или относительных (приведенных) значениях.

Приведенные допустимые основные погрешности теплотехнических измерительных приборов в зависимости от их назначения и качества имеют следующие значения: для технических приборов  $\pm(1,0 \dots 2,5)\%$  и выше; для контрольных приборов  $\pm(0,6 \dots 1,0)\%$ ; для лабораторных, образцовых и эталонных приборов не выше  $\pm 0,6\%$ .

Класс точности прибора соответствует значению его приведенной допустимой основной погрешности. Так, если прибор имеет класс точности 1,5, следовательно приведенная допустимая погрешность его равна 1,5%.

Искомая величина  $a$  может быть определена непосредственным измерением при помощи прибора, но чаще она находится косвенным путем, так как связана функциональной зависимостью с одной или несколькими переменными величинами, определяемыми опытом:  $a = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . В этом случае относительная ошибка измерений искомой величины определяется через ошибки измерений всех независимых переменных, входящих в функцию.

Пределная относительная ошибка опыта при любой функциональной зависимости вычисляется как сумма абсолютных значений частных дифференциалов натурального логарифма этой функции. Учитывая при этом, что действительные ошибки в измерениях величин  $x_1, x_2, \dots, x_n$  не бесконечно малые, а имеют какие-то конечные значения, получим:

$$\begin{aligned} \delta a = \frac{\Delta a}{a} = \pm \frac{da}{a} = \pm \left\{ \left| \frac{\partial [\ln a(x_1, x_2, \dots, x_n)]}{\partial x_1} \Delta x_1 \right| + \right. \\ \left. + \left| \frac{\partial [\ln a(x_1, x_2, \dots, x_n)]}{\partial x_2} \Delta x_2 \right| + \dots + \right. \\ \left. + \left| \frac{\partial [\ln a(x_1, x_2, \dots, x_n)]}{\partial x_n} \Delta x_n \right| \right\}. \end{aligned} \quad (73)$$

Как было указано выше, дополнительные погрешности измерительных приборов зависят от несовершенства метода измерений. Чтобы подобрать для эксперимента приборы, обеспечивающие необходимую точность окончательного результата при данном методе измерений, определяют ошибку метода измерений до проведения самого опыта. Для этого, пользуясь формулой, по которой вычисляют искомую величину, находят формулу для абсолютной или относительной ошибки этой величины. Подставляют в эту формулу вместо ошибок измерений точность измерительных приборов, которые предполагается использовать в опыте, а вместо значений измеренных опытных величин — их приблизительные значения. Последние должны быть известны до проведения эксперимента, иначе нельзя подобрать приборы.

## Глава III. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

### ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Студент должен быть теоретически подготовлен к выполнению каждой лабораторной работы, изучив соответствующий материал по конспектам лекций и учебным пособиям, иметь ясное представление о цели и задачах работы, о необходимых условиях, обеспечивающих получение достоверных и точных результатов.

2. Перед началом проведения опыта преподаватель выясняет степень теоретической подготовки студентов по теме работы, используя программированный (машинный или безмашинный) контроль.

3. Чтобы выполнить лабораторную работу в полном объеме в часы занятий, студент должен заранее нарисовать в своей рабочей тетради схему установки и заготовить форму протокола наблюдений в соответствии с методическими указаниями к данной работе.

4. Студенты проводят все предусмотренные методическими указаниями необходимые операции, предшествующие пуску установки, и включают ее только после разрешения преподавателя или лаборанта, проверившего правильность выполнения подготовительной работы.

5. Экспериментальная часть работы считается законченной, и разрешается выключить установку только после проверки преподавателем результатов испытания. Если результаты какого-то опыта явно не соответствуют остальным, следует выявить причины несоответствия и при необходимости повторить этот опыт.

После выключения лабораторной установки рабочее место приводится в первоначальное состояние.

6. По выполненной работе студент готовит письменный отчет. Текстовый материал, схемы, графики и таблицы должны быть четкими и аккуратно оформленными. Графики вычерчивают на миллиметровой бумаге в масштабе, определяемом размерами страницы отчета.

7. На очередном занятии студент сдает отчет преподавателю и только после этого допускается к выполнению следующей лабораторной работы.

Теплотехническая лаборатория размещается в светлом сухом помещении, полностью соответствующем действующим нормам охраны труда.

Изготовление, монтаж и эксплуатация всех лабораторных установок должны отвечать требованиям действующих Правил устройства и безопасной эксплуатации электроустановок, котлов и сосудов, работающих под давлением.

В лаборатории у рабочих мест должны быть вывешены плакаты, запрещающие и предупредительные надписи по технике безопасности и противопожарным мероприятиям.

Перед началом работы в лаборатории преподаватель, ведущий занятия, проводит со студентами инструктаж по технике безопасности, конкретное содержание которого определяется инструкцией, разработанной для данной лаборатории. В специальном журнале отмечаются дата, содержание и место проведения инструктажа, фамилии инструктируемых. После этого преподаватель и студенты ставят свои подписи.

#### **Работа 1. ИСПЫТАНИЕ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННОГО АГРЕГАТА**

**Цель работы.** Определить коэффициент теплопередачи калорифера отопительно-вентиляционного агрегата, а также производительность по воздуху и тепловую мощность агрегата.

**Введение.** В системах воздушного отопления с сосредоточенной подачей нагретого воздуха широко применяются отопительно-вентиляционные агрегаты, работающие при полной или частичной рециркуляции воздуха помещения. Агрегат включает в себя пароводяной калорифер и вентилятор с электродвигателем, объединенные общим кожухом. В отличие от вентиляционной установки обычного типа, где калорифер располагают до вентилятора, во всасывающем потоке воздуха, в отопительно-вентиляционном агрегате калорифер устанавливают за вентилятором, на линии нагнетания воздуха, а это несколько увеличивает его теплоотдачу.

Коэффициент теплопередачи калорифера [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ], представляющий собой поток теплоты ( $\text{Вт}$ ), передаваемый от теплоносителя воздуху через  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева при разности температур между теплоносителем

и воздухом в 1°, определяют по формуле

$$k = \frac{\Phi}{F_k \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (74)$$

где  $\Phi$  — тепловой поток, отдаваемый теплоносителем воздуху в калорифере, Вт;  $F_k$  — площадь поверхности нагрева калорифера, м<sup>2</sup>.

Средний температурный напор находят из выражения

$$\Delta t_{\text{ср}} = \zeta \frac{(t' - t''_B) - (t'_B - t''_B)}{\ln \frac{t' - t''_B}{t'' - t'_B}}, \quad (75)$$

где  $t'$  и  $t''$  — температура теплоносителя на входе в калорифер и выходе из него, °С;  $t'_B$  и  $t''_B$  — температура воздуха до и после калорифера, °С.

Коэффициент  $\zeta$ , учитывающий особенности перекрестной схемы движения сред в теплообменном аппарате, определяют по графику (рис. 47) как функцию параметров:

$$P = \frac{t''_B - t'_B}{t' - t'_B},$$

$$R = \frac{t' - t''}{t''_B - t'_B}.$$

Значение  $\Phi$  находят по формуле

$$\Phi = 0,278 Q_m c (t' - t''), \quad (76)$$

где  $Q_m$  — расход теплоносителя через калорифер, кг/ч;  $c$  — массовая теплоемкость теплоносителя, равная для воды 4,19 кДж/(кг·°С).

При измерении расхода теплоносителя — воды ротаметром

$$Q_m = Q_V \rho, \quad (77)$$

где  $Q_V$  — расход теплоносителя по ротаметру, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho$  — плотность теплоносителя — воды при температуре  $t''$ , кг/м<sup>3</sup>.

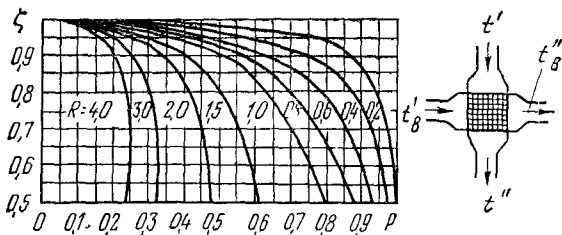


Рис. 47. График зависимости  $\zeta = f(P, R)$ .

При определении расхода при помощи мерного бака

$$Q_m = m/\tau, \quad (78)$$

где  $m$  — масса теплоносителя, прошедшего через калорифер за время опыта, кг;  $\tau$  — продолжительность опыта, с.

Производительность отопительно-вентиляционного агрегата по воздуху ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) определяют по формуле

$$Q_{V_B} = 3600Fv, \quad (79)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения нагнетательного воздуховода,  $\text{м}^2$ ;  $v$  — средняя скорость потока воздуха в нагнетательном воздуховоде,  $\text{м}/\text{с}$

Тепловую мощность агрегата (Вт) находят из выражения

$$\Phi_B = 0,278Q_{V_B} \rho c (t''_B - t'_B), \quad (80)$$

где  $Q_{V_B}$  — производительность агрегата по воздуху,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $\rho$  — плотность воздуха при температуре  $t''_B$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $c$  — удельная изобарная теплоемкость воздуха, равная  $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Лабораторная установка (рис. 48) может быть выполнена на основе промышленного образца отопительно-вентиляционного агрегата (например, АПВС-50-30) или в виде подобной модели.

К агрегату вместо жалюзи, направляющих воздушный поток нагретого воздуха, при помощи конфузора 4 присоединен круглый воздуховод 3 диаметром  $D$ . Пневмометрическая трубка 2, соединенная с микроманометром

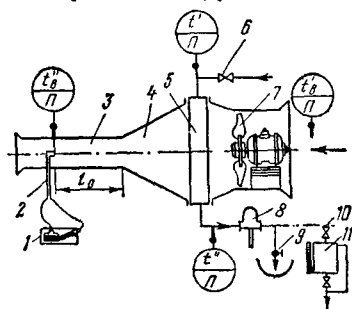


Рис. 48. Схема установки по испытанию отопительно-вентиляционного агрегата:

1 — микроманометр; 2 — пневмометрическая трубка; 3 — воздуховод; 4 — конфузор; 5 — калорифер; 6, 9, 10 — вентили; 7 — электровентилятор; 8 — ротаметр; 11 — мерный бак.

1, установлена на расстоянии  $l_0 \geq 4D$  после конфузора, для того чтобы определять динамическое давление в стабилизированном потоке воздуха. Теплоноситель — вода подается в калорифер 5 через вентиль 6. Расход ее определяется или ротаметром 8, или при помощи мерного бака 11. Расход теплоносителя регулируют вентилем 9 или 10.

**Порядок проведения работы.** 1. Открыв вентили 9(10) и 6, включают вентилятор установки.

2. Вентилем 9 регулируют такой расход теплоносителя, чтобы он был в пределах шкалы ротаметра.

3. После установления стационарного режима, т. е. через 20...25 мин работы установки, проводят первые измерения.

Расход теплоносителя и воздуха определяют один раз за опыт, который длится 10...12 мин. Показания всех термометров записывают через каждую минуту.

Методика измерения средней скорости потока воздуха приведена выше (см. главу II п. 4).

Результаты измерений и последующих расчетов сводят в таблицу 13.

4. По окончании измерений выключают вентилятор, закрывают вентили 6 и 9 (10).

**Обработка результатов измерений.** Все расчетные параметры определяют по приведенным формулам. Значения  $\Phi$ ,  $\Phi_v$  и  $\Delta t_{cp}$  вычисляют по средним входным и выходным температурам теплоносителя и воздуха, которые находят как среднее арифметическое показаний соответствующих термометров за все измерения.

Полученные значения  $\Phi_v$  будут несколько ниже соответствующих значений  $\Phi$ , так как часть теплоты передается в окружающую среду через стенки установки.

**Оценка погрешности измерений.** Предельные относительные ошибки при определении значений  $k$ ,  $Q_{vB}$  и  $\Phi_v$  вычисляют по формулам:

$$\delta k = \pm \left[ \delta Q_v + \frac{\Delta t' + \Delta t''}{t' - t''} + \delta F_k + \left( \frac{\Delta t' + \Delta t'_B}{\theta_1} + \frac{\Delta t'' + \Delta t''_B}{\theta_2} \right) \frac{1}{\ln(\theta_1/\theta_2)} + \frac{\Delta t' + \Delta t'' + \Delta t'_B + \Delta t''_B}{\theta_1 - \theta_2} \right], \quad (81)$$

$$\delta Q_{vB} = \pm (\delta F + \Delta v/v), \quad (82)$$

$$\delta \Phi_v = \pm \left( \delta Q_{vB} + \frac{\Delta t'_B + \Delta t''_B}{t'_B - t''_B} \right), \quad (83)$$

где  $\delta Q_v$  — относительная погрешность расходомера;  $\delta F_k$  — относительная ошибка измерения площади поверхности нагрева калорифера;  $\Delta t'$ ,  $\Delta t''$ ,  $\Delta t'_B$ ,  $\Delta t''_B$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $t'$ ,  $t''$ ,  $t'_B$ ,  $t''_B$  — среднеарифметические значения измеряемых величин;  $\theta_1 = t' - t'_B$ ;  $\theta_2 = t'' - t''_B$ ;  $\delta F$  — относительная ошибка при измерении площади поперечного сечения нагнетательного воздуховода;  $\Delta v$  — средняя абсолютная ошибка при определении средней скорости потока воздуха;  $v$  — среднеарифметическое значение измеряемой величины.

### 13. Расчетная таблица к работе 1

№ измерения	Теплоноситель					Воздух					$\Delta t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	
	$t', ^\circ\text{C}$	$t'', ^\circ\text{C}$	$Q_V, \text{м}^3/\text{ч}$	$Q_M, \text{кг}/\text{ч}$	$\Phi, \text{Вт}$	$t'_B, ^\circ\text{C}$	$t''_B, ^\circ\text{C}$	$P_D, \text{Па}$	$v, \text{м}/\text{с}$	$QV_B, \text{м}^3/\text{ч}$			$\Phi_B, \text{Вт}$

**Содержание отчета.** Отчет должен состоять из краткого описания работы, схемы отопительно-вентиляционного агрегата, протокола наблюдений за показаниями измерительных приборов и результатов расчетов.

**Вопросы для самопроверки.** 1. Какие преимущества и недостатки имеют отопительно-вентиляционные агрегаты по сравнению с обычными приточными вентиляционными камерами с подогревом воздуха? 2. Что представляет собой коэффициент теплопередачи калорифера? 3. Как учитывается особенность перекрестного движения сред в отопительно-вентиляционном агрегате? 4. От чего зависит производительность по воздуху и тепловая мощность агрегата?

### Работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ В ВОЗДУХОВОДЕ

**Цель работы.** Определить экспериментальным путем удельную потерю давления на трение  $R$  (Па/м) при различных скоростях движения потока воздуха по круглому стальному воздуховоду. Сравнить полученные данные с табличными.

**Введение.** Потерю давления на трение на 1 м длины воздуховода любой формы поперечного сечения определяют по формуле

$$R = \lambda/4 \cdot r \cdot v^2 \rho/2, \quad (84)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения;  $v$  — скорость потока воздуха, м/с;  $\rho$  — плотность воздуха при данной температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $r$  — гидравлический радиус поперечного сечения воздуховода, т. е. отношение площади поперечного сечения к его периметру, м.

Наибольшее распространение в вентиляционных системах получили воздуховоды круглого и прямоугольного сечения. Для круглых воздуховодов гидравличе-

ский радиус  $r=d/4$ , поэтому формула (84) приобретает вид

$$R = \lambda/d \cdot v^2 \rho / 2, \quad (85)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубы, м.

Формула (85) справедлива и для воздухопроводов прямоугольного поперечного сечения ( $a \times b$ ), только под величиной  $d$  следует понимать эквивалентный диаметр  $d_0 = 2ab/(a+b)$ .

Коэффициент трения зависит от шероховатости стенок трубопровода и режима течения потока, определяемого критерием Рейнольдса. Шероховатость стенок трубопровода в расчетах оценивается коэффициентом относительной шероховатости  $\varepsilon = K/d$ , где  $d$  — диаметр воздухопровода, мм;  $K$  — гидравлическая шероховатость (мм), учитывающая среднюю высоту выступов, их форму и расположение. Так, для воздухопроводов, изготовленных из кровельной проолифенной стали,  $K=0,10 \dots 0,15$  мм, из оцинкованной стали  $K=0,15$  мм. Критерий Рейнольдса для потока любого сечения можно вычислить по формуле

$$Re = 4vr/\nu, \quad (86)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Значения  $\nu$  для воздуха при различных температурах даны в главе II, п. 4.

При малых значениях критерия Рейнольдса ( $Re < 67,5/\varepsilon$ ) воздухопровод считается гидравлически гладким, потому что пограничный ламинарный слой потока воздуха покрывает все выступы шероховатости стенок. В этих условиях коэффициент трения можно определить по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25}. \quad (87)$$

Для гидравлически шероховатых воздухопроводов ( $Re > 67,5/\varepsilon$ ) коэффициент трения находят по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,1 \varepsilon^{0,25}. \quad (88)$$

**Лабораторная установка** (рис. 49). Центробежный вентилятор нагнетает воздух через круглый воздухопровод постоянного диаметра  $D$ , изготовленный из листовой стали. Всасывающее отверстие вентилятора оборудовано шибером для возможности изменения расхода воздуха в установке.

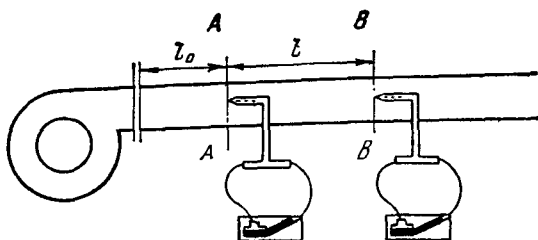


Рис. 49. Схема установки по определению удельной потери давления на трение в воздуховоде.

Потеря давления на трение измеряется на прямолинейном участке воздуховода длиной  $l$ , начальное сечение которого должно находиться после местного сопротивления (в данном случае отвода) на определенном расстоянии ( $l_0 \geq 4D$ ), после которого воздушный поток приобретает установившийся характер.

При работе вентилятора полное давление в сечении  $B-B$  ( $P''_n$ ) всегда меньше, чем в сечении  $A-A$  ( $P'_n$ ), вследствие потери давления на трение на исследуемом участке:

$$\Delta P = P'_n - P''_n.$$

Полное давление потока воздуха измеряется при помощи пневмометрических трубок, введенных в воздухопровод с таким расчетом, что их приемные центральные отверстия, направленные против потока, находятся в сечениях  $A-A$  и  $B-B$ .

Для определения удельной потери давления на трение (Па/м) нужно значение  $\Delta P$  отнести к 1 м длины воздуховода, т. е.

$$R = \frac{P'_n - P''_n}{l}. \quad (89)$$

**Порядок проведения работы.** 1. Прикрыв шибером примерно на  $3/4$  всасывающее отверстие вентилятора, включают установку.

2. Измеряют полное давление в сечениях  $A-A$  и  $B-B$ .

3. Соединив резиновым шлангом свободные концы пневмометрической трубки и микроманометра, в одном из сечений определяют динамическое давление в потоке.

Опыты проводят для 4. . . 5 различных расходов воз-

духа, устанавливаемых при помощи шибера. Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу 14.

#### 14. Расчетная таблица к работе 2

№ опыта	$P'_{п'}$ Па	$P''_{п''}$ Па	$\Delta P$ , Па	$R$ , Па/м	$P_{д}$ , Па	$v_{ср}$ , м/с	$QV$ , м <sup>3</sup> /ч	$R_{табл}$ , Па/м

4. По окончании измерений выключают установку.

**Обработка результатов измерений.** Значения  $R$  определяют по формуле (89). Скорость и расход воздуха находят согласно методике, изложенной в главе II, п. 4. Зная динамическое давление, по уравнению (55) определяют максимальную (осевую) скорость потока  $v_{max}$ . Из выражения (59) подсчитывают  $Re$ , а по графику (рис. 41) — коэффициент  $C$ . После этого по формулам (60) и (52) находят соответственно среднюю скорость и расход воздуха, а затем им соответствующие табличные значения удельных потерь давления на трение  $R_{табл}$  по номограмме (рис. 12).

**Оценка погрешности измерений.** Относительную ошибку расхождения между экспериментальными и табличными значениями  $R$  для различных скоростей движения потока определяют по формуле

$$\delta R_i = \frac{R_i - R_{табл}}{R_{табл}} 100\%. \quad (90)$$

**Содержание отчета.** Отчет должен содержать краткое описание работы, принципиальную схему лабораторной установки, протокол наблюдений за показаниями измерительных приборов, результаты расчетов, выводы.

**Вопросы для самопроверки.** 1. От чего зависит удельная потеря давления на трение? 2. Что такое гидравлический радиус поперечного сечения воздуховода? 3. Чем характеризуются гидравлически гладкий и гидравлически шероховатый воздуховоды? 4. Что понимается под динамическим и полным давлением потока?

### Работа 3. ИСПЫТАНИЕ НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

**Цель работы.** Определить коэффициент теплопередачи нагревательного прибора при различных схемах присоединения его к трубам системы отопления.

**Введение.** Теплотехнические качества нагревательного прибора (радиатора, ребристой трубы, конвектора и др.) оцениваются значениями его коэффициента теплопередачи, т. е. теплового потока, проходящего через  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева прибора при разности средней температуры теплоносителя и температуры воздуха помещения в  $1^\circ$ . Чем больше коэффициент теплопередачи, тем лучше прибор передает теплоту от теплоносителя (воды или пара) отапливаемому помещению. На значение коэффициента теплопередачи основное влияние оказывают конструктивные особенности прибора и условия его эксплуатации (температурный напор, скорость движения теплоносителя).

К дополнительным факторам, также влияющим на коэффициент теплопередачи нагревательного прибора, относятся место установки прибора в помещении, способ присоединения его к трубам системы водяного отопления, окраска прибора.

Коэффициент теплопередачи  $[Вт/(м^2 \cdot ^\circ\text{С})]$  нагревательного прибора водяного отопления определяют по формуле

$$k = \frac{\Phi}{F \Delta t} = \frac{Q_m c (t' - t'')}{F (t_{\text{np}} - t_{\text{в}})}, \quad (91)$$

где  $Q_m$  — масса воды, проходящей через нагревательный прибор, кг/с;  $c$  — удельная теплоемкость воды при средней температуре теплоносителя в приборе, равная  $4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ ;  $t'$  — температура горячей воды на входе в прибор,  $^\circ\text{С}$ ;  $t''$  — температура охлажденной воды на выходе из прибора,  $^\circ\text{С}$ ;  $F$  — поверхность нагрева испытуемого нагревательного прибора,  $\text{м}^2$ ;  $t_{\text{np}} = (t' + t'')/2$  — средняя температура теплоносителя в приборе,  $^\circ\text{С}$ ;  $t_{\text{в}}$  — температура воздуха в помещении,  $^\circ\text{С}$ .

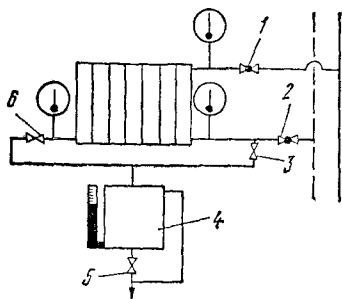


Рис. 50. Схема установки для испытания нагревательного прибора:

1, 2 — проходные краны; 3, 5, 6 — сливные краны; 4 — мерный бак.

**Лабораторная установка.** Объектом испытания служит нагревательный прибор (например, чугунный радиатор из 7...8 секций), присоединенный к системе водяного отопления (рис. 50) или к циркуляционному контуру горячей воды, действующему от электрического водонагре-

вателя. Установка оборудована проходными (пробочными) кранами 1 и 2 и сливными 3, 5 и 6. Циркуляция воды в приборе во время проведения опытов при помощи переключений соответствующих кранов может осуществляться по двум схемам: *a* — открыты краны 1, 3 и 5 и *б* — открыты краны 1, 6 и 5. При любой схеме движения воды температура ее на входе в нагревательный прибор и выходе из него измеряется соответствующими термометрами. Вода из сливного крана 3 или 6 проходит через мерный бак 4.

**Порядок проведения работы.** 1. Открыв краны 1 и 2, подключают нагревательный прибор к действующей системе отопления.

2. Как только наступит стационарный тепловой режим прибора, характеризующийся постоянством температур теплоносителя на входе в прибор и выходе из него, кран 2 на обратной подводке закрывают, а сливной кран 3 (циркуляция по схеме *a*) открывают и, регулируя его, устанавливают такой расход теплоносителя, при котором температура горячей и охлажденной воды будет такой же, как и до закрытия крана 2.

3. Закрывают кран 5 на выходе из мерного бака и в момент подхода уровня воды к нулевой отметке шкалы водомерного стекла включают секундомер. С этого момента внимательно следят за показаниями всех термометров установки и заполнением бака.

4. Как только уровень воды дойдет до определенной метки на шкале водомерного стекла, секундомер выключают и открывают кран 5, чтобы выпустить воду из бака.

Средние значения показаний всех термометров в течение опыта (продолжительность его  $\tau$ ) и расход  $m$  теплоносителя за опыт заносят в протокол наблюдений (табл. 15).

### 15. Протокол испытаний к работе 3

№ опыта	Продолжительность опыта, $\tau$ , с	Расход теплоносителя за опыт $m$ , кг	$Q_m$ , кг/с	Температура, °C			$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)
				теплоносителя		воздуха	
				$t'$	$t''$	$t'_B$	

Опыт следует повторить три раза.

Аналогичным образом проводят испытание нагревательного прибора при циркуляции теплоносителя по схеме б.

5. По окончании испытания отключают нагревательный прибор от системы отопления (если прибор получал теплоноситель от циркуляционного контура электрического водонагревателя, выключают также нагреватель и центробежный насос).

**Обработка результатов измерений.** Коэффициент теплопередачи определяется отдельно по каждому варианту присоединения испытуемого прибора к системе отопления. В формулу (91) подставляют средние арифметические значения температур  $t'$ ,  $t''$  и  $t_B$ , вычисленные по всем опытам данной схемы циркуляции воды в приборе.

Секундный расход теплоносителя через нагревательный прибор находят из выражения  $Q_m = m/\tau$ .

**Оценка погрешности измерений.** Предельную относительную ошибку опыта определяют из выражения

$$\delta k = \pm \left[ \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \tau}{\tau} + 2 \frac{(t'' - t_B) \Delta t' + (t' - t_B) \Delta t'' + (t' - t'') \Delta t_B}{(t' - t'')(t' + t'' - 2t_B)} + \delta F \right], \quad (92)$$

где  $\Delta m$ ,  $\Delta \tau$ ,  $\Delta t'$ ,  $\Delta t''$ ,  $\Delta t_B$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $m$ ,  $\tau$ ,  $t'$ ,  $t''$ ,  $t_B$  — среднеарифметические значения измеряемых величин;  $\delta F$  — относительная ошибка измерения площади поверхности нагрева нагревательного прибора.

**Содержание отчета.** Отчет включает в себя краткое описание работы, схему лабораторной установки, протокол наблюдений за показаниями приборов и результаты вычислений.

**Вопросы для самопроверки.** 1. Что показывает коэффициент теплопередачи нагревательного прибора? 2. От каких факторов зависит значение коэффициента теплопередачи прибора? 3. Чем характеризуется стационарный тепловой режим прибора?

#### **Работа 4. ИСПЫТАНИЕ ВОДОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

**Цель работы.** Определить коэффициент теплопередачи водоводяного подогревателя, работающего по схеме прямотока и противотока.

**Введение.** Цилиндрические поверхности в теплообменных устройствах принято характеризовать коэффициен-

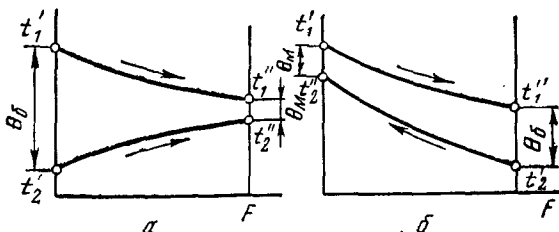


Рис. 51. Характер изменения температур рабочих жидкостей при прямотоке (а) и противотоке (б).

том теплопередачи, отнесенным к 1 м длины трубы, т. е. линейным коэффициентом теплопередачи  $k_t$ , который при установившемся тепловом состоянии системы определяют по формуле

$$k_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (93)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно на горячей и холодной стороне трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\lambda$  — теплопроводность стенки трубы, Вт/(м·°С);  $d_1$  и  $d_2$  — внутренний и наружный диаметры трубы, м.

В практических расчетах для труб с тонкими стенками допускают некоторые упрощения и при подсчете коэффициента теплопередачи вместо формулы (93) применяют формулу для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (94)$$

где  $\delta$  — толщина стенки трубы, м.

Тепловой поток (Вт), воспринимаемый вторичным теплоносителем водоподогревателя через поверхность теплообмена  $F$  (м<sup>2</sup>), определяют из уравнения теплопередачи:

$$\Phi = kF \Delta t_{cp}. \quad (95)$$

Средний температурный напор (°С) по всей поверхности теплообмена

$$\Delta t_{cp} = \frac{\theta_6 - \theta_m}{\ln \theta_6 / \theta_m}. \quad (96)$$

В формуле (96) принимают (см. рис. 51): для прямотока

$$\theta_6 = t'_1 - t_2, \quad \theta_m = t'_1 - t'_2;$$

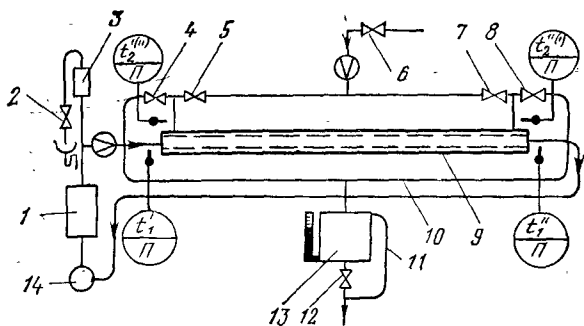


Рис. 52. Схема установки по испытанию водяного подогревателя:

1 — электрический водонагреватель; 2 — воздуховыпускной вентиль; 3 — расширительный сосуд; 4, 5, 6, 7, 8, 12 — вентили; 9 — теплообменник; 10 — сливная линия; 11 — обводная линия; 13 — мерный бак; 14 — насос.

для противотока

$$\theta_6 = t_1'' - t_2', \quad \theta_m = t_1' - t_2'',$$

где  $t_1'$  и  $t_1''$  — начальная и конечная температура первичного теплоносителя, °С;  $t_2'$  и  $t_2''$  — начальная и конечная температура вторичного теплоносителя, °С.

Значение  $\Phi$  из уравнения (95) можно определить также по формуле

$$\Phi = Q_m c (t_2'' - t_2'), \quad (97)$$

где  $Q_m$  — массовый расход вторичного теплоносителя, кг/с;  $c$  — удельная теплоемкость воды, равная  $4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг·°С).

Приравнивая правые части уравнений (95) и (97), находим выражение для определения коэффициента теплопередачи водоподогревателя:

$$k = \frac{Q_m c (t_2'' - t_2')}{F \Delta t_{cp}} = \frac{Q_m c (t_2'' - t_2')}{\pi d l \Delta t_{cp}}, \quad (98)$$

где  $d$  и  $l$  — средний диаметр стенки и рабочая длина латунной трубы, м.

Лабораторная установка выполнена в виде простейшего водоводяного теплообменника, состоящего из двух труб (латунной и стальной), помещенных одна в другую (рис. 52). Циркуляционный контур горячей воды вклю-

чает в себя электрический водонагреватель 1, латунную трубу теплообменника 9, центробежный насос 14 и расширительный сосуд 3 с воздуховыпускным вентиляем 2.

Холодная водопроводная вода нагревается в пространстве между трубками теплообменника, стекает в сливной трубопровод 10 и далее через вентиль 12 отводится в канализацию. При работе установки по прямой схеме движения теплоносителей открыты вентили 6, 5, 8, 12, при противоточной схеме— вентили 6, 7, 4, 12.

Для контроля за расходом теплоносителей в течение опыта в линии горячей и холодной воды врезаны нормальные диафрагмы, соединенные с дифманометрами.

Массовый расход нагреваемой воды измеряют при помощи бака 13, снабженного водомерным стеклом с тарированной шкалой, и секундомера.

Установка оборудована ртутными термометрами, показывающими температуру первичного и вторичного теплоносителей на входе и выходе.

**Порядок проведения работы.** При испытании установки на прямой схеме выполняют следующие операции.

1. Открывают вентиль 12 на отводящей трубе для нагретой воды.

2. Открывают последовательно вентили 6, 5, 8 для пуска холодной воды в установку.

3. Включают питание электрического водоподогревателя 1 и насоса 14. Прогревают установку до наступления установившегося режима, характеризующегося постоянством по времени температур первичного и вторичного теплоносителей на выходе. При этом температура горячей воды на входе в подогреватель должна быть в пределах от 90 до 95°C.

4. Закрывают кран 12 на выходе из мерного бака и, когда уровень воды подойдет к нулевой отметке шкалы водомерного стекла, включают секундомер. С этого момента внимательно следят за показаниями всех термометров установки и заполнением бака. Во время замера постоянство расхода теплоносителей контролируется по показаниям дифманометров.

5. Как только уровень воды дойдет до определенной метки на шкале водомерного стекла, секундомер выключают и открывают кран 12, чтобы выпустить воду из бака.

Средние значения показаний всех термометров в течение опыта (продолжительность его  $\tau$ ) и расход  $m$  нагреваемой воды за опыт заносят в протокол испытаний (табл. 16).

#### 16. Протокол испытаний к работе 4

Схемы движения теплоносителей	№ опыта	$\tau$ , с	$m$ , кг	$Q$ , кг/с	Температура теплоносителя, °С				$\Delta t_{ср}$ , °С	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)
					первичного		вторичного			
					$t'_1$	$t''_1$	$t'_2$	$t''_2$		

Прямой ток	1
	2
	.
	Среднее значение
Противоток	1
	2
	.
	Среднее значение

С интервалом 5 мин аналогичным образом проводят 3...4 опыта.

При проведении испытания установки на противотоке последовательно выполняют следующие операции.

1. Закрывают вентили 5 и 8, открывают вентили 7 и 4 и, наблюдая за показаниями приборов, добиваются такой работы установки, чтобы расход и температура горячей и холодной воды на входе в подогреватель были такими же, как и при проведении опытов на прямом токе.

2. Как только будет достигнут установившийся режим работы установки на противотоке, проводят 3...4 опыта по методике, изложенной для прямого тока.

3. По окончании испытания на противотоке отключают электронагреватель 1 и насос 14. Закрывают вентиль 4.

**Обработка результатов измерений.** Для вычисления коэффициента теплопередачи по формуле (98) при работе установки на прямом токе и на противотоке используют

средние значения температур теплоносителей на входе и выходе. Секундный расход нагреваемой воды находится из выражения  $Q_m = m/\tau$ .

**Оценка погрешности измерений.** Предельную относительную ошибку опыта определяют по следующим формулам: для прямотока

$$\delta k = \pm \left[ \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \tau}{\tau} + \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta t'_2 + \Delta t''_2}{t''_2 - t'_2} + \left( \frac{\Delta t'_1 + \Delta t'_2}{\theta_6} + \frac{\Delta t''_1 + \Delta t''_2}{\theta_m} \right) \frac{1}{\ln(\theta_6/\theta_m)} + \frac{\Delta t'_1 + \Delta t''_1 + \Delta t'_2 + \Delta t''_2}{\theta_6 - \theta_m} \right], \quad (99)$$

для противотока

$$\delta k = \pm \left[ \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \tau}{\tau} + \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta t'_2 + \Delta t''_2}{t''_2 - t'_2} + \left( \frac{\Delta t'_1 + \Delta t''_2}{\theta_6} + \frac{\Delta t''_1 + \Delta t'_2}{\theta_m} \right) \frac{1}{\ln(\theta_6/\theta_m)} + \frac{\Delta t'_1 + \Delta t''_1 + \Delta t'_2 + \Delta t''_2}{\theta_6 - \theta_m} \right], \quad (100)$$

где  $\Delta m$ ,  $\Delta \tau$ ,  $\Delta d$ ,  $\Delta l$ ,  $\Delta t'_1$ ,  $\Delta t''_1$ ,  $\Delta t'_2$ ,  $\Delta t''_2$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $m$ ,  $\tau$ ,  $d$ ,  $l$ ,  $t'_1$ ,  $t''_1$ ,  $t'_2$ ,  $t''_2$  — среднеарифметические значения измеряемых величин;  $\theta_6$  и  $\theta_m$  — величины из формулы (96).

**Содержание отчета.** Отчет должен состоять из краткого описания работы, принципиальной схемы экспериментальной установки, протокола наблюдений за показаниями измерительных приборов, результатов расчетов, анализа сравнения значений  $k$ , полученных для прямотока и противотока.

**Вопросы для самопроверки.** 1. Какова физическая сущность линейного коэффициента теплопередачи водонагревателя? 2. Как графически изображается изменение температуры теплоносителей в прямоточном и противоточном водоподогревателях поверхностного типа? 3. В чем преимущество противоточной схемы движения теплоносителей по сравнению с прямоточной?

## Работа 5. ИСПЫТАНИЕ КОНВЕКТИВНОЙ СУШИЛКИ

**Цель работы.** 1. Изучить изменения состояния влажного воздуха как агента сушки в процессах, протекающих в сушильной установке конвективного типа.

2. Определить удельный расход агента сушки.
3. Определить удельный расход теплоты в сушилке.
4. Определить КПД сушильной установки.

**Введение.** В сельскохозяйственном производстве преобладает конвективный способ сушки. При всем многообразии конструкций конвективные сушилки имеют один и тот же принцип работы. Сушильный агент — нагретый в калорифере воздух или смесь воздуха с горячими топочными газами — поступает в сушильную камеру установки. Одновременно в нее подается влажный материал — продукт сушки. Агент сушки нагревает материал, поглощает из него определенное количество влаги и удаляется из сушильной камеры.

При отсутствии утечек агента сушки из сушильной камеры и подсоса воздуха в нее общее количество влаги в материале и сушильном агенте до и после сушки остается без изменения:

$$W_1 = 0,001Ld_1 = W_2 + 0,001Ld_2,$$

где  $W_1$  и  $W_2$  — количество влаги в материале до и после сушки, кг/ч;  $L$  — сухая масса сушильного агента, кг/ч;  $d_1$  и  $d_2$  — влагосодержание агента сушки до и после сушильной камеры, г/кг сухого воздуха.

Следовательно, количество влаги (кг/ч), удаляемое из высушиваемого материала в так называемой теоретической сушилке,

$$W = W_1 - W_2 = 0,001L(d_2 - d_1). \quad (101)$$

При сушке воздухом, нагреваемым в калорифере, принимают  $d_1 = d_0$ , потому что влагосодержание его после калорифера остается таким же, как у наружного воздуха. Процесс нагревания воздуха на  $Hd$ -диаграмме изображается вертикальной прямой линией  $AB$  (рис. 53).

Для теоретической сушилки, в которой вся теплота сушильного агента расходуется на испарение влаги из материала, нет дополнительных поступлений теплоты в камеру и отсутствуют теплотопотери в окружающую среду, энтальпия агента сушки на

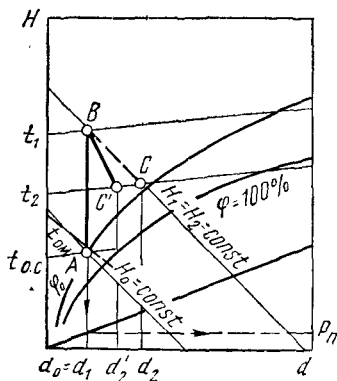


Рис. 53. График рабочего процесса конвективной сушилки в  $Hd$ -диаграмме.

входе и выходе из сушильной камеры одинакова ( $H_1 = H_2$ ), так как процесс сушки протекает при  $H = \text{const}$  (линия  $BC$ ). Это объясняется тем, что тепловая энергия агента сушки, расходуемая на испарение влаги из высушиваемого материала, немедленно возвращается сушильному агенту вместе с влагой в виде скрытой теплоты парообразования.

В реальной сушилке процесс сушки сопровождается тепловыми потерями в окружающую среду и может быть условно изображен на  $Hd$ -диаграмме прямой  $BC'$  (в действительности  $BC'$  — кривая линия). При этом энтальпия влажного воздуха на выходе из сушильной камеры уменьшится на значение удельных тепловых потерь:

$$q_n = H_2 - H'_2.$$

Таким образом, масса влаги, испаренной в сушильной камере в течение 1 ч, определится по формуле

$$W = 0,001L(d'_2 - d_0). \quad (102)$$

Расход сухого воздуха (кг/ч) на основании уравнения Клапейрона:

$$L = \frac{(P_6 - P_n) Q_V}{287(t_0 + 273)}, \quad (103)$$

где  $P_6$  — барометрическое давление воздуха, Па (следует помнить, что 1 мм рт. ст. равен 133,3 Па);  $P_n$  — парциальное давление пара во влажном воздухе, Па (определяется по  $Hd$ -диаграмме, как показано стрелками на рис. 53);  $Q_V$  — расход влажного воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $t_0$  — начальная температура влажного воздуха, °С.

Удельный расход агента сушки (кг/кг испаренной влаги)

$$l = \frac{W}{W} = \frac{1000}{d'_2 - d_0}, \quad (104)$$

а удельный расход теплоты в сушилке (кДж/кг испаренной влаги)

$$q = l(H_1 - H_0). \quad (105)$$

Коэффициент полезного действия сушильной установки

$$\eta = Q_B / Q_K, \quad (106)$$

где  $Q_B = L(H_1 - H_0)$  — теплота, получаемая воздухом в калорифере, кДж/ч;  $Q_K = 3,6 JU$  — теплота, выделяемая электрокалорифером, кДж/ч.

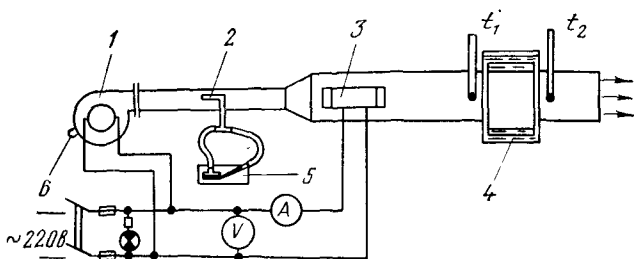


Рис. 54. Схема установки по испытанию сушилки конвективного типа:

1 — вентилятор; 2 — пневмометрическая трубка; 3 — электрокалорифер; 4 — сушильная камера; 5 — микроманометр; 6 — поворотная заслонка.

**Лабораторная установка** (рис. 54) представляет собой модель сушилки конвективного типа, состоящей из вентилятора 1, электрического калорифера 3 и сушильной камеры 4. В средней части камеры в направлении воздушного потока установлено несколько параллельных вертикальных рамок из проволоки, обтянутых легко смачиваемой тканью (например, фитилем). Рамки своими верхними и нижними концами выходят в резервуары сушильной камеры. Вода медленно стекает из верхнего резервуара по рамкам с тканью, увлажняет ее и собирается в нижнем резервуаре-поддоне. Сушильная камера входит снизу в корпус установки по четырем направляющим и удерживается в нем при помощи фиксаторов-защелок.

Состояние комнатного воздуха на входе в установку определяют по показаниям сухого и мокрого термометров психрометра. Температуру воздуха после калорифера и сушильной камеры измеряют ртутными термометрами.

Расход воздуха находят по графику  $Q_v = f(P_d)$ , построенному для данной установки. Динамическое давление потока  $P_d$  определяют при помощи двойной пневмометрической трубки 2 с микроманометром 5. Установка пневмометрической трубки и методика определения  $P_d$  изложены в главе II, п. 4.

Расход воздуха регулируют поворотной заслонкой 6 на всасывающем окне вентилятора. Мощность электронагревателя подсчитывают по показаниям амперметра и вольтметра.

**Порядок проведения работы.** 1. Поддерживая поддон сушильной камеры, отвести фиксаторы и осторожно вынуть ее из корпуса установки.

2. Включить установку и при помощи поворотной заслонки *б* установить такой расход воздуха, при котором значение динамического давления  $P_d$  потока было бы в пределах шкалы микроманометра.

3. Пока установка прогревается, подготовить сушильную камеру к проведению испытания: обильно смочить рамки с тканью, наполнить водой резервуар в верхней части камеры так, чтобы уровень ее не доходил на 2...3 см до верхней кромки, тщательно обтереть сушильную камеру снаружи и взвесить на технических весах.

4. После того как установка прогреется и выйдет на установившийся режим (о чем свидетельствует постоянство показаний термометров), поставить сушильную камеру на место; регулируя заслонку *б*, восстановить расход воздуха до прежнего значения и зафиксировать время начала опыта.

5. Через каждые 2...3 мин регистрировать показания всех приборов, записывая их в протокол испытания (табл. 17). Всего следует провести 6...7 наблюдений.

#### 17. Протокол испытаний к работе 5

№ измерения	$P_d$ , Па	$I$ , А	$U$ , В	$t_{o. c}$ , °С	$t_{o. м}$ , °С	$t_1$	$t_2$

6. По окончании опыта заметить время, выключить установку, вынуть сушильную камеру и вновь взвесить ее.

Разница между начальной  $W_n$  и конечной  $W_k$  массой равна количеству влаги, испаренной в установке за время опыта ( $\tau$  мин). Тогда масса влаги (кг), удаляемая из высушиваемого материала за 1 ч, определится из выражения

$$W = (W_n - W_k) \frac{60}{\tau}. \quad (107)$$

**Обработка результатов измерений.** Для расчетов берут среднеарифметические значения из показаний приборов.

1. На  $Hd$ -диаграмме находят точку *A* на пересечении изотерм  $t_{o. c}$  и  $t_{o. м}$ , проводят из нее вертикаль до

точки  $B$ , соответствующей температуре воздуха  $t_1$  (изотермы  $t_m$  по направлению приняты совпадающими с линиями  $H=\text{const}$ , шкала  $t_m$  — на пересечении изотерм  $t=t_c$  с линией  $\varphi=100\%$ ). Линия  $AB$  — процесс нагревания воздуха в калорифере.

2. Из точки  $B$  проводят линию  $H_1=H_2=\text{const}$  до точки  $C$ , лежащей на пересечении с изотермой  $t_2$ . Линия  $BC$  — процесс сушки в теоретической сушилке.

3. Из выражения (107) находят значение  $W$ .

4. По графику  $Q_V=f(P_d)$  определяют значение  $Q_V$ .

5. По формуле (103) определяют  $L$ .

6. Действительное влагосодержание воздуха, уходящего из сушилки, определяют из уравнения (102):

$$d'_2 = d_0 + \frac{1000W}{L}.$$

7. Положение точки  $C'$ , соответствующей окончанию процесса сушки в действительной сушилке, находят на пересечении линии  $d'_2=\text{const}$  с изотермой  $t_2$ . Соединяют точки  $B$  и  $C'$ . Прямая  $BC'$  — процесс сушки в действительной сушилке.

8. Находят удельный расход агента сушки по (104).

9. Удельный расход теплоты в сушилке находят из выражения (105).

10. КПД сушилки вычисляют по формуле (106).

**Оценка погрешности измерений.** Предельные относительные ошибки при определении значений  $l$ ,  $q$  и  $\eta$  вычисляются по следующим формулам:

$$\delta l = \pm \left( \frac{\Delta P_6 + \Delta P_n}{P_6 - P_n} + \frac{\Delta Q_V}{Q_V} + \frac{\Delta \tau}{\tau} + \frac{\Delta t_{o.c}}{t_{o.c}} + \delta W_\tau \right), \quad (108)$$

$$\delta q = \pm \left( \delta l + \frac{\Delta H_0 + \Delta H_1}{H_1 - H_0} \right), \quad (109)$$

$$\delta \eta = \pm \left( \frac{\Delta P_6 + \Delta P_n}{P_6 - P_n} + \frac{\Delta Q_V}{Q_V} + \frac{\Delta t_{o.c}}{t_{o.c}} + \frac{\Delta H_0 + \Delta H_1}{H_1 - H_0} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta U}{U} \right), \quad (110)$$

где  $\Delta P_6$ ,  $\Delta P_n$ ,  $\Delta \tau$ ,  $\Delta t_{o.c}$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $\Delta P_n$  определяется по  $Hd$ -диаграмме по значению  $\Delta t_{o.m}$  (влияние  $\Delta t_{o.c}$  на  $\Delta P_n$  незначительно, им можно пренебречь);  $P_6$ ,  $P_n$ ,  $\tau$ ,  $t_{o.c}$  — среднеарифметические значения измеряемых величин;  $\Delta Q_V$  — средняя абсолютная ошибка при определении расхода влажного воздуха, ее находят по значению  $\Delta P_d$ , пользуясь графиком  $Q_V = f(P_d)$ , построенным для данной установки;  $Q_V$  — среднеарифметическое значение расхода воздуха, полученное из графика  $Q_V = f(P_d)$  по среднеарифметическому значению  $P_d$ ;  $\delta W_\tau$  — относительная по-

грешность технических весов;  $\Delta H_0$ ,  $\Delta H_1$  — средние абсолютные ошибки при определении энтальпий воздуха до и после калорифера, их находят по  $Hd$ -диаграмме ( $\Delta H_0$  по значению  $\Delta t_{0.м}$ ,  $\Delta H_1$  по значению  $\Delta t_1$ );  $H_0$ ,  $H_1$  — значения энтальпий воздуха до и после калорифера, определяются по  $Hd$ -диаграмме;  $\Delta I$ ,  $\Delta U$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $I$ ,  $U$  — среднеарифметические значения измеряемых величин.

**Содержание отчета.** Отчет должен состоять из краткого описания работы, схемы экспериментальной установки, протокола наблюдений за показаниями измерительных приборов, обработки результатов опыта, графика процесса сушки в  $Hd$ -диаграмме.

**Вопросы для самопроверки.** 1. Поясните рабочий процесс теоретической конвективной сушилки в  $Hd$ -диаграмме. 2. В чем отличие действительной конвективной сушилки от теоретической? 3. Каким образом строится график рабочего процесса действительной сушилки в  $Hd$ -диаграмме?

## **Работа 6. ИСПЫТАНИЕ ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

**Цель работы.** 1. Ознакомиться с устройством и работой паровой компрессионной холодильной установки. 2. Определить ее холодильный коэффициент и холодильную мощность при заданном режиме.

**Введение.** В условиях сельского хозяйства искусственный холод получают преимущественно при помощи паровых компрессионных холодильных установок, использующих в качестве рабочего тела холодильные агенты — хладон различных марок и аммиак.

Компрессор холодильной установки может работать, как говорят, влажным или сухим ходом, в зависимости от того, какого состояния пар поступает в него. При работе сухим ходом, когда компрессор засасывает сухие насыщенные или перегретые пары холодильного агента, подача его значительно выше, чем при влажном ходе. Работа компрессора сухим ходом обеспечивается отделителем жидкости (аммиачные холодильные машины) или специальным теплообменником (хладонные холодильные машины), но может происходить также и при соответствующем регулировании подачи холодильного агента в испаритель.

Большинство компрессионных холодильных установок с целью увеличения холодильного коэффициента

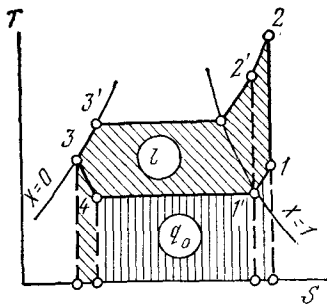


Рис. 55. Цикл паровой компрессионной холодильной машины в  $Ts$ -диаграмме.

работает с переохлаждением жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем, т. е. охлаждением его до температуры ниже (на  $5...10^\circ$ ) температуры конденсации. Для аммиачных машин достигается это в конденсаторе, работающем по противоточной схеме, или в специальном аппарате — переохладителе, устанавливаемом между конденсатором и регулирующим вентилем. В хладоновых машинах роль переохладила выполняет тот же теплообменник, который обеспечивает работу компрессора сухим ходом.

Цикл паровой компрессионной холодильной машины в  $Ts$ -диаграмме изображен на рисунке 55:

процесс 1—2 — адиабатическое сжатие перегретых паров холодильного агента в компрессоре (если в компрессор поступает сухой насыщенный пар, процесс идет по линии 1'—2');

процесс 2—3 — отвод теплоты от холодильного агента при постоянном давлении (участок 2—3' соответствует охлаждению паров холодильного агента в конденсаторе, а 3'—3 — в переохладителе);

процесс 3—3' — отвод теплоты от холодильного агента при постоянном давлении (участок 2—3' соответствует охлаждению паров холодильного агента в конденсаторе, а 3'—3 — в переохладителе);

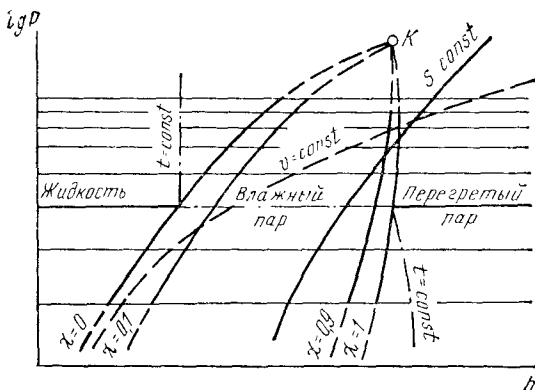


Рис. 56. Диаграмма  $hlgP$  для холодильного агента (схематическое изображение).

процесс 3—4 — дросселирование холодильного агента в регулирующем вентиле;

процесс 4—1 — передача теплоты от охлаждаемой среды холодильному агенту при его кипении в испарителе (участок 4—1') и перегреве (участок 1'—1).

Очень удобна для расчетов процессов, происходящих при работе холодильной машины, тепловая диаграмма  $hlgP$ , в которой по оси абсцисс откладывают значения энтальпии, а по оси ординат — абсолютное давление (в логарифмическом масштабе). Схематическое изображение  $hlgP$ -диаграммы, характерное для большинства холодильных агентов, показано на рисунке 56. Кроме изоэнтальп и изобар, образующих координатную сетку, здесь нанесены те же линии, что и на  $Ts$ -диаграмме (изотермы, адиабаты, линии постоянной степени сухости и др.).

Рабочую диаграмму  $hlgP$  (рис. 57) строят для определенного интервала температур, в котором используется данный холодильный агент (на рис. 56 такая примерная зона отмечена координатной сеткой). Рассмотренный выше цикл компрессионной холодильной установки в этой диаграмме изображен на рисунке 58. Все узловые точки цикла обозначены в  $hlgP$ -диаграмме теми же цифрами, что и в  $Ts$ -диаграмме, но в отличие от последней подведенная и отведенная теплота, а также энергия, затра-

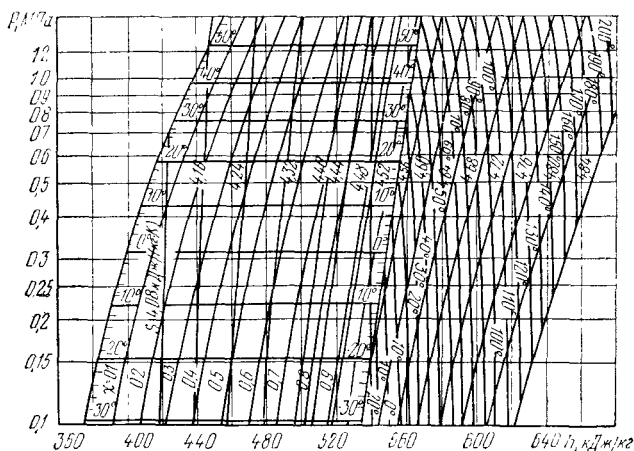


Рис. 57. Диаграмма  $hlgP$  для хладона-12 (изохоры не показаны).

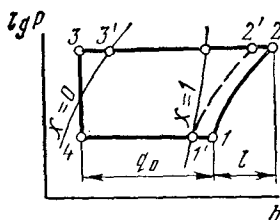


Рис. 58. Цикл паровой компрессионной машины в  $hlgP$ -диаграмме.

чиваемая на совершение цикла, выражается уже не площадями под линиями соответствующих процессов, а отрезками на оси абсцисс как разность энтальпий на границах этих процессов.

Экономичность работы компрессионной холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = q_0/l, \quad (111)$$

где  $q_0 = h_1 - h_4$  — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента, Дж/кг;  $l = h_2 - h_1$  — энергия, затрачиваемая в компрессоре на 1 кг холодильного агента, Дж/кг.

Здесь и в последующем энтальпия холодильного агента в характерных точках цикла обозначается буквой  $h$  с индексами, соответствующими этим точкам.

Общая холодильная мощность (Вт) установки

$$\Phi_0 = q_0 Q_m. \quad (112)$$

Количество циркулирующего в системе холодильного агента (кг/с) определяется из уравнения теплового баланса конденсатора:

$$\Phi_k = Q_m q_k = Q_{m_B} c_B (t''_B - t'_B), \quad (113)$$

откуда

$$Q_m = \frac{Q_{m_B} c_B (t''_B - t'_B)}{q_k}, \quad (114)$$

где  $Q_{m_B}$  — расход охлаждающей воды, кг/с;  $c_B$  — удельная теплоемкость воды, равная  $4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг·°С);  $t'_B$  и  $t''_B$  — начальная и конечная температура воды, °С.

Удельная тепловая нагрузка (Дж/кг) конденсатора, т. е. количество теплоты, отводимое в нем от 1 кг холодильного агента,

$$q_k = h_2 - h'_3, \quad (115)$$

а если в конденсаторе происходит и переохлаждение хладагента, то

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (116)$$

Лабораторной установкой служит хладоновая компрессионная холодильная машина с водяным охлажде-

ием конденсатора, применяемая для работы со стационарными и сборными холодильными камерами. Принципиальная схема установки изображена на рисунке 59. Холодильный агент состоит из компрессора 1, электродвигателя 9, кожухотрубного конденсатора 10, реле давления 4 и водорегулирующего вентиля 12. Узлы агрегата размещены на общей площадке, приваренной к корпусу конденсатора, являющемуся основанием агрегата. Испарителем служит пристенная ребристая батарея, размещенная в холодильной камере.

Холодильная установка оснащена приборами автоматики, поддерживающими оптимальный режим ее работы при минимальных затратах на электроэнергию, воду и обеспечивающими повышение производительности труда обслуживающего персонала. К таким прибо-

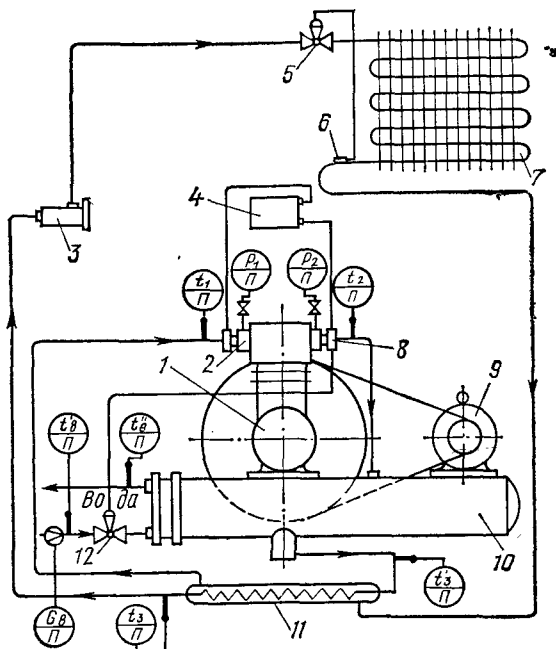


Рис. 59. Принципиальная схема паровой компрессионной холодильной установки:

1 — компрессор; 2 — всасывающий вентиль; 3 — фильтр-осушитель; 4 — реле давления; 5 — терморегулирующий вентиль; 6 — термобаллон; 7 — испаритель; 8 — нагнетательный вентиль; 9 — электродвигатель; 10 — конденсатор; 11 — теплообменник; 12 — водорегулирующий вентиль.

рам относятся: терморегулирующий клапан, водорегулирующий клапан и реле давления.

**Терморегулирующий клапан (ТРВ)** регулирует степень заполнения испарителя жидким холодильным агентом в соответствии с его тепловой нагрузкой. Для этого ТРВ поддерживает заданный перегрев паров хладагента на выходе из испарителя. При возрастании тепловой нагрузки (теплового потока от охлаждаемой среды) перегрев паров увеличивается, что свидетельствует о недостаточном заполнении испарителя, клапан ТРВ автоматически открывается, увеличивая подачу холодильного агента.

**Водорегулирующий клапан** изменяет подачу воды на конденсатор для поддержания заданного давления конденсации паров хладагента.

**Реле давления (РД)** обеспечивает автоматическую защиту компрессора от недопустимо высокого давления в линии нагнетания и чрезмерно низкого давления всасывания. Преобразуя изменение давления в замыкание или размыкание электрических контактов, РД через магнитный пускатель периодически включает или выключает электродвигатель компрессора.

**Порядок проведения работы.** 1. Ознакомиться с установкой на месте.

2. Подготовить установку к пуску, для чего: а) проверить включение электроэнергии на щите управления; б) убрать посторонние предметы (например, инструмент, используемый при техническом обслуживании, и др.); в) проверить исправность ограждения движущихся частей установки; г) проверить уровень масла в картере компрессора (он должен быть не ниже середины смотрового стекла); д) открыть нагнетательный клапан 8 компрессора, клапаны манометров. Проверить положение остальных клапанов на трубопроводах холодильного агента: все они должны быть открыты, за исключением всасывающего клапана 2 компрессора и терморегулирующего клапана 5; е) подать воду на конденсатор.

3. Включить компрессор и, наблюдая за показаниями манометра на нагнетательной линии и амперметра, дать ему поработать некоторое время, чтобы он развил рабочую частоту вращения.

4. Медленно открыть всасывающий клапан 2 компрессора. Эта предосторожность необходима, чтобы не допустить попадания в цилиндры компрессора скопившегося

во всасывающем трубопроводе жидкого холодильного агента, который может вызвать гидравлический удар. Поэтому, если в цилиндрах послышатся стуки, нужно быстро закрыть всасывающий вентиль компрессора и снова постепенно его открывать, наблюдая по манометру за давлением нагнетания.

5. После того как всасывающий вентиль будет полностью открыт, а давление во всасывающей линии понизится до значения, соответствующего заданной температуре кипения холодильного агента, приоткрыть терморегулирующий вентиль 5.

6. После стабилизации температуры и давления на всасывающей и нагнетательной линиях компрессора приступить к измерению следующих параметров:

давления паров хладагента на всасывающей стороне компрессора  $P_1$ ;

давления паров хладагента на нагнетательной стороне компрессора  $P_2$ ;

температуры сжатых паров хладагента после компрессора  $t_2$ ;

температуры охлажденных паров хладагента после конденсатора  $t'_3$ ;

температуры переохлажденных паров хладагента после переохладителя (теплообменника)  $t_3$ ;

расхода воды на конденсатор  $Q_{тв}$ ;

температуры входящей воды в конденсатор  $t'_в$ ;

температуры выходящей воды из конденсатора  $t''_в$ .

Продолжительность испытания 1 ч. Температуру и давление измеряют через каждые 10 мин. Расход охлаждающей воды определяют по расходомеру за все время испытания.

Данные измерений заносят в протокол (табл. 18).

#### 18. Протокол испытаний к работе 6

Время, мин	Давление хладагента, МПа		Температура хладагента, °С			Расход воды на конденсатор, кг/с	Температура воды, °С	
	$P_1$	$P_2$	$t_2$	$t'_3$	$t_3$		$t'_в$	$t''_в$

7. Остановить холодильную установку, для чего:  
а) закрыть терморегулирующий вентиль 5; б) закрыть

всасывающий клапан 2; в) выключить электродвигатель компрессора; г) закрыть нагнетательный клапан 8; д) прекратить подачу охлаждающей воды на конденсатор. В случае остановки на длительный срок закрыть все остальные клапаны.

**Обработка результатов измерений.** 1. Абсолютное давление хладагента (МПа) подсчитывают по формуле

$$P = P_m + P_6, \quad (117)$$

где  $P_m$  — манометрическое (избыточное) давление;  $P_6$  — барометрическое давление.

2. Используя среднеарифметические значения измеренных параметров хладагента, строят цикл работы холодильной установки в  $hlgP$ -диаграмме. Изображают цикл на отдельном листе бумаги без строгого соблюдения масштабов, но с простановкой значений параметров хладагента в узловых точках цикла, полученных экспериментально и из  $hlgP$ -диаграммы хладона-12 (рис. 57).

Построение удобнее начать с точки 2 (см. рис. 58), для которой известны два параметра —  $P_2$  и  $t_2$ . Таким образом:

точка 2 — на пересечении изобары  $P_2$  с изотермой  $t_2$ ; точка 1 — на пересечении изобары  $P_1$  с адиабатой, проходящей через точку 2; точка 3' — на пересечении левой пограничной кривой ( $\chi=0$ ) с изобарой  $P_2$ ; точка 3 — в области жидкости на пересечении изобары  $P_2$  с изотермой, соответствующей температуре переохлаждения  $t_3$ ; точка 4 — на пересечении изоэнтальпы  $h_3 = \text{const}$  с изобарой  $P_1$ .

3. По  $hlgP$ -диаграмме находят необходимые для дальнейшего расчета значения энтальпий  $h_1, h_2, h_4$  в соответствующих узловых точках цикла.

4. Определяют удельную холодопроизводительность  $q_0$ , энергию  $l$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$  установки.

5. Определяют удельную тепловую нагрузку конденсатора  $q_k$  и расход циркулирующего в системе холодильного агента  $Q_m$ .

6. Подсчитывают холодильную мощность  $\Phi_0$  установки.

**Оценка погрешности измерений.** Предельную относительную ошибку при определении значения  $\varepsilon$  находят

по формуле

$$\delta\varepsilon = \pm \left( \frac{\Delta h_1 + \Delta h_4}{h_1 - h_4} + \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{h_2 - h_1} \right), \quad (118)$$

где  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$ ,  $\Delta h_4$  — средние абсолютные ошибки при определении энтальпий холодильного агента, их находят по  $hlgP$ -диаграмме по значениям средних абсолютных ошибок соответствующих температур;  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_4$  — значения энтальпий холодильного агента, найденные по  $hlgP$ -диаграмме по среднеарифметическим значениям соответствующих температур и давлений.

Предельную относительную ошибку при определении значения  $\Phi_0$  вычисляют из соотношения

$$\delta\Phi_0 = \pm \left( \delta Q_{m_B} + \frac{\Delta t'_B + \Delta t''_B}{t''_B - t'_B} \right), \quad (119)$$

где  $\delta Q_{m_B}$  — относительная (приведенная) погрешность расходомера;  $\Delta t'_B$ ,  $\Delta t''_B$  — средние абсолютные ошибки измерений;  $t'_B$ ,  $t''_B$  — среднеарифметические значения измеряемых величин.

**Содержание отчета.** Отчет включает в себя краткое описание и схему лабораторной установки, протокол наблюдений за показаниями измерительных приборов, результаты расчетов, графическое изображение цикла холодильной установки в  $hlgP$ -диаграмме.

**Вопросы для самопроверки.** 1. Охарактеризуйте основные элементы паровой компрессионной холодильной установки. 2. Объясните цикл работы паровой компрессионной холодильной установки в  $Ts$ - и  $hlgP$ -диаграммах. 3. Как определить холодильный коэффициент и холодильную мощность установки?

## **Работа 7. ИСПЫТАНИЕ АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА**

**Цель работы.** 1. Определить изменение параметров воздуха, обрабатываемого в кондиционере. 2. Определить производительность кондиционера по воздуху. 3. Определить холодильную мощность кондиционера и массу влаги, выпадающей из воздуха в единицу времени.

**Введение.** Кондиционер — автоматически действующая установка, предназначенная для создания и поддержания в помещении микроклимата определенных параметров (кондиций).

Системы кондиционирования воздуха подразделяют на центральные, местные и автономные. В ц е н т р а л ь-

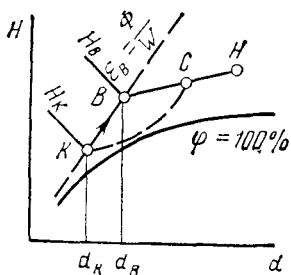


Рис. 60. Изображение процесса кондиционирования воздуха в  $Hd$ -диаграмме.

ных системах воздух, обработанный в одной общей установке, включающей холодильные машины и кондиционеры, подается по распределительным воздуховодам в различные помещения здания. Местные системы имеют централизованное производство холода и децентрализованную обработку воздуха в местных кондиционерах, устанавливаемых в отдельных помещениях. В автономных системах кондиционеры имеют свои источники теплоты и холода, являющиеся их конструктивными элементами. Для обслуживания каждого помещения требуется свой автономный кондиционер.

В зависимости от требований, предъявляемых к параметрам микроклимата обслуживаемого помещения, кондиционер обрабатывает наружный воздух или смешанный (наружный и рециркуляционный).

Если кондиционер работает с рециркуляцией, то в режиме подогрева значительно сокращаются затраты теплоты на нагрев обрабатываемого воздуха. Состояние смешения наружного и внутреннего (рециркуляционного) потоков воздуха, поступающего на обработку в кондиционер, на  $Hd$ -диаграмме изображается точкой  $C$ , лежащей на прямой, соединяющей точки  $N$  и  $B$ , соответствующие начальным состояниям наружного и внутреннего воздуха (рис. 60). Точка  $C$  находится на расстоянии от точек  $N$  и  $B$ , обратно пропорциональном смешиваемым массам наружного  $Q_{m_n}$  и внутреннего  $Q_{m_b}$  воздуха,

$$NC/BC = Q_{m_n} / Q_{m_b}. \quad (120)$$

Воздух в количестве  $Q_m = Q_{m_n} + Q_{m_b}$ , обработанный в кондиционере до конечного состояния  $K$  (процесс обработки условно показан линией  $CK$ ), поступает в кондиционируемое помещение, нагревается и увлажняется в нем (процесс  $K - B$ ). Избыток воздуха в количестве, равном  $Q_{m_n}$ , удаляется из помещения через неплотности или при помощи вытяжной вентиляции, и процесс кондиционирования повторяется.

Необходимый тепловой и влажностный баланс помещения обеспечивается кондиционером при выполнении следующих условий:

$$\Phi = Q_m (H_B - H_K), \quad (121)$$

$$W = Q_m (d_B - d_K), \quad (122)$$

где  $\Phi$  — тепловой поток, отводимый из помещения, кВт;  $W$  — масса влаги, отводимая из помещения, кг/с.

Разделив  $\Phi$  на  $W$ , получим

$$\epsilon_B = \frac{\Phi}{W} = \frac{H_B - H_K}{d_B - d_K}, \quad (123)$$

где  $\epsilon_B$  — тепловлажностное отношение или угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в кондиционируемом помещении, кДж/кг.

Параметры воздуха  $H_B$  и  $d_B$  в кондиционируемом помещении должны быть всегда постоянны, несмотря на то, что в условиях эксплуатации значения тепловыделений  $\Phi$  и влаговыделений  $W$  переменны. Поскольку количество воздуха  $Q_m$ , подаваемого в помещение, обычно неизменно, то для удовлетворения уравнений (121) и (122) тепловлажностного баланса параметры кондиционированного воздуха  $H_K$  и  $d_K$  должны иметь возможность изменяться в определенных пределах. При этом, чтобы одновременно поглотить избыток теплоты и избыток влаги (в летнее время), точка  $K$ , характеризующая кондиционированный воздух, должна всегда оставаться на линии постоянного тепловлажностного отношения, проходящей под углом, определяемым значением  $\epsilon_B$ .

**Лабораторная установка.** Объектом испытания является автономный кондиционер шкафного типа (рис. 61). Он предназначен для очистки от пыли, охлаждения и осушки от избыточной влаги или подогрева наружного и рециркуляционного воздуха в производственных помещениях.

Шкаф кондиционера выполнен в виде каркаса, облицованного съемными панелями, имеющими теплозвукоизоляцию. Наличие съемных панелей открывает удобный доступ к оборудованию во время его монтажа и прсведения технического обслуживания.

Двумя поперечными перегородками металлический корпус кондиционера разделен на три отсека: нижний — машинный, средний — воздухоприемный и верхний — воздухообрабатывающий.

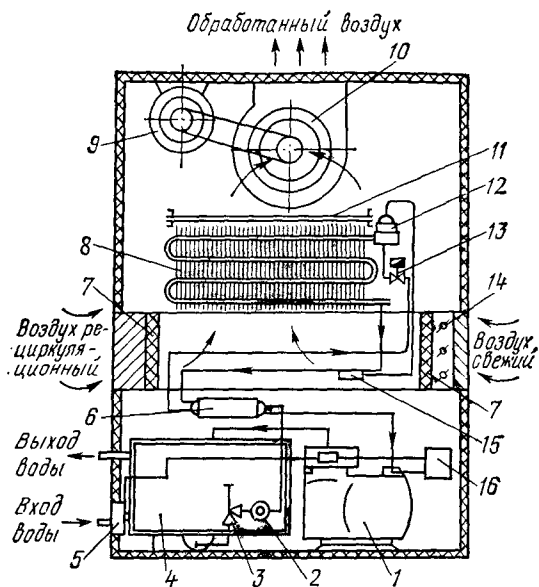


Рис. 61. Принципиальная схема автономного кондиционера:

1 — компрессор; 2 — фреоновый фильтр; 3 — угловой вентиль; 4 — конденсатор; 5 — водорегулирующий вентиль; 6 — теплообменник; 7 — воздушный фильтр; 8 — воздухоохладитель; 9 — электродвигатель вентилятора; 10 — вентилятор; 11 — электрокалорифер; 12 — терморегулирующий вентиль; 13 — соленоидный вентиль; 14 — жалюзи; 15 — термобаллон; 16 — реле давления.

Воздух засасывается центробежным вентилятором 10 через два впускных окна — наружное и рециркуляционное, оборудованные воздушными фильтрами 7, охлаждается в воздухоохладителе (испарителе) 8 или нагревается в электрокалорифере 11 (в зависимости от того, в каком режиме работает кондиционер) и через выпускное окно выходит в помещение.

Компрессор 1 отсасывает из испарителя 8 пары холодильного агента (хладон-12), сжимает их до давления конденсации и нагнетает в конденсатор 4. Отдав охлаждающей воде теплоту, пары хладагента конденсируются в жидкость. Протекая после фильтра 2 через змеевик противоточного теплообменника 6, жидкий хладагент дополнительно охлаждается холодными парами хладона, отсасываемыми из испарителя. Далее переохлажденный холодильный агент проходит через соленоидный вентиль 13, предотвращающий затопление испарителя жидким хладонem при остановке компрессора, терморегу-

дирующий вентиль 12, где он дросселируется до давления кипения, и поступает в испаритель 8. Обработываемый в кондиционере воздух, омывая снаружи трубки испарителя, отдает свою теплоту хладагенту, испаряя его. Компрессор вновь засасывает холодильный агент, и цикл повторяется.

Работа кондиционера регулируется и контролируется приборами автоматики трех групп: оперативной, защитной и контрольной. Приборы оперативной группы (датчик температуры, терморегулирующий вентиль) поддерживают процессы, обеспечивающие заданные тепловые параметры воздуха. Приборы защитной группы (соленоидный вентиль, реле давления) предохраняют механизмы и аппараты кондиционера от перегрузки. Контрольные приборы (мановакуумметры) предназначены для контроля давления в хладоновой системе на линиях нагнетания и всасывания.

Датчик температуры — камерный биметаллический прибор, отключающий электродвигатель компрессора по достижении заданной температуры воздуха в кондиционируемом помещении. При повышении температуры воздуха датчик вновь включает электродвигатель компрессора. Датчик температуры находится в воздухоприемном отсеке кондиционера.

На заданную температуру датчик устанавливают поворотом шкалы.

Соленоидный вентиль состоит из электромагнита и механизма клапана. В момент замыкания электрической цепи сердечник, жестко связанный с клапаном, втягивается в электромагнит, и клапан открывается, пропуская через прибор жидкий хладон. При размыкании электрической цепи сердечник с клапаном под действием собственной тяжести опускается, прекращая подачу жидкого хладона к терморегулирующему вентилю. Таким образом, соленоидный вентиль предотвращает перетекание хладона из конденсатора в воздухоохладитель во время остановки компрессора, а следовательно, исключает возможность возникновения гидравлического удара в компрессоре при повторных автоматических пусках.

Назначение терморегулирующего вентиля и реле давления указано в работе 6.

Установка кондиционера в помещении должна быть выполнена в строгом соответствии с инструкцией завода-изготовителя.

Температуру и относительную влажность воздуха до и после обработки определяют при помощи аспирационных психрометров, подвешенных на крючках к защитным решеткам наружного, рециркуляционного и выпускного окон кондиционера с таким расчетом, чтобы входные отверстия защитных трубок термометров находились в центре окон.

**Порядок проведения работы.** 1. Ознакомиться с устройством кондиционера на месте.

2. Подготовить кондиционер к пуску, для чего: а) открыть всасывающий и нагнетательный вентили компрессора; б) включить рубильник подачи электропитания от сети на кондиционер; в) пустить воду на конденсатор.

3. Нажать кнопку «Пуск», при этом включатся в работу вентилятор и компрессор.

Признаки нормальной работы кондиционера: а) компрессор периодически включается и выключается приборами автоматики, поддерживающими внутри кондиционируемого помещения температуру воздуха в заданных пределах; б) мановакуумметры работают без значительных колебаний стрелок; в) давление нагнетания по мановакуумметру не превышает 0,8 МПа. Давление всасывания должно быть в пределах 0,23. . . 0,26 МПа; г) компрессор и вентилятор работают без металлического стука; д) в смотровом стекле картера компрессора масло находится на уровне средней линии.

4. После выхода кондиционера на установившийся режим провести все необходимые измерения с 3. . . 5-кратной повторностью:

а) среднюю скорость потока воздуха в выходном окне кондиционера определяют анемометром, равномерно и последовательно перемещая его по всей площади решетки окна; б) температуру и относительную влажность воздуха в непосредственной близости у решеток наружного, рециркуляционного и выпускного окон кондиционера определяют при помощи психрометров. Показания всех трех психрометров снимают одновременно.

Результаты измерений и последующих вычислений вносят в протокол испытания (табл. 19).

5. По окончании испытания выключить кондиционер, для чего: а) нажать кнопку «Стоп»; б) прекратить подачу охлаждающей воды на конденсатор; в) выключить рубильник подачи электропитания; г) закрыть всасывающий и нагнетательный вентили компрессора.

## 19. Протокол испытаний к работе 7

Наименование величины	№ измерений		
	1	2	и т. д.
наружного	Температура сухого термометра $t_{с}^H$ , °С		
	Температура мокрого термометра $t_{м}^H$ , °С		
	Относительная влажность воздуха $\varphi_H$ , %		
	Энтальпия $H_H$ , кДж/кг сухого воздуха		
	Влагосодержание $d_H$ , г/кг сухого воздуха		
Параметры воздуха (внутреннего (рециркуляционного))	Температура сухого термометра $t_{с}^B$ , °С		
	Температура мокрого термометра $t_{м}^B$ , °С		
	Относительная влажность воздуха $\varphi_B$ , %		
	Энтальпия $H_B$ , кДж/кг сухого воздуха		
	Влагосодержание $d_B$ , г/кг сухого воздуха		
кондиционированного	Температура сухого термометра $t_{с}^K$ , °С		
	Температура мокрого термометра $t_{м}^K$ , °С		
	Относительная влажность воздуха $\varphi_K$ , %		
	Энтальпия $H_K$ , кДж/кг сухого воздуха		
	Влагосодержание $d_K$ , г/кг сухого воздуха		
Средняя скорость воздуха на выходе из кондиционера $v_{ср}$ , м/с			
Производительность кондиционера по воздуху $Q_m$ , кг/с			
Холодильная мощность кондиционера $\Phi$ , кВт			
Масса влаги, выпадающей из воздуха $W$ , кг/с			

**Обработка результатов измерений.** По среднеарифметическим значениям параметров наружного, внутренне-

го и кондиционированного воздуха ( $t_{н.с}$ ,  $t_{в.с}$ ,  $t_{к.с}$  и  $\varphi_{н}$ ,  $\varphi_{в}$ ,  $\varphi_{к}$ ) на  $Hd$ -диаграмме (прил. 11) находят положения точек  $H$ ,  $B$ ,  $K$  (см. рис. 60), а используя формулу (120), и точки  $C$ , характеризующей смешанный воздух перед обработкой в кондиционере.

Производительность кондиционера по воздуху (кг/с) определяют из выражения

$$Q_m = v_{ср} \rho F, \quad (124)$$

где  $v_{ср}$  — средняя по площади скорость воздуха на выходе из выпускного окна, м/с;  $\rho$  — плотность кондиционированного воздуха при температуре  $t_{к}$ , кг/м<sup>3</sup>;  $F$  — площадь поперечного сечения выпускного окна, м<sup>2</sup>.

Холодильную мощность кондиционера (кВт) находят по формуле

$$\Phi = Q_{m_{сух}} (H_c - H_k), \quad (125)$$

где  $Q_{m_{сух}} = \frac{Q_m}{1 + 0,001 d_b}$  — производительность кондиционера по сухому воздуху, кг сухого воздуха/с;  $d_b$  — влагосодержание внутреннего воздуха помещения, г/кг сухого воздуха;  $H_c$  — энтальпия смешанного (наружного и рециркуляционного) воздуха перед обработкой в кондиционере, кДж/кг сухого воздуха;  $H_k$  — энтальпия кондиционированного воздуха, кДж/кг сухого воздуха.

Массу влаги (кг/с), выпадающей из воздуха в единицу времени, подсчитывают по формуле

$$W = Q_{m_{сух}} (d_c - d_k), \quad (126)$$

где  $d_c$  — влагосодержание смешанного (наружного и рециркуляционного) воздуха перед обработкой в кондиционере (г/кг сухого воздуха), определяют по  $Hd$ -диаграмме для точки  $C$ ;  $d_k$  — влагосодержание кондиционированного воздуха (г/кг сухого воздуха), определяют по  $Hd$ -диаграмме для точки  $K$ .

**Оценка погрешности измерений.** Предельные относительные ошибки при определении значений  $Q_m$ ,  $\Phi$  и  $W$  находят по следующим формулам:

$$\delta Q_m = \pm \left( \frac{\Delta v_{ср}}{v_{ср}} + \delta F \right), \quad (127)$$

$$\delta \Phi = \pm \left( \delta Q_m + \frac{\Delta H_c + \Delta H_k}{H_c - H_k} + \frac{\Delta d_b}{d_b} \right), \quad (128)$$

$$dW = \pm \left( \delta Q_m + \frac{\Delta d_c + \Delta d_k}{d_c - d_k} + \frac{\Delta d_b}{d_b} \right), \quad (129)$$

где  $\delta F$  — относительная ошибка при измерении площади сечения выпускного окна кондиционера;  $\Delta v_{ср}$  — средняя абсолютная ошиб-

ка при определении средней скорости воздуха на выходе из окна;  $t_{ср}$  — среднееарифметическое значение измеряемой величины;  $\Delta H_c$ ,  $\Delta H_k$  — средние абсолютные ошибки при определении энтальпий смешанного и кондиционированного воздуха, их находят по  $Hd$ -диаграмме по значениям средних абсолютных ошибок соответствующих температур мокрых термометров;  $H_c$ ,  $H_k$  — значения энтальпий смешанного и кондиционированного воздуха, их определяют по  $Hd$ -диаграмме;  $\Delta d_b$ ,  $\Delta d_c$ ,  $\Delta d_k$  — средние абсолютные ошибки при определении влагосодержания внутреннего, смешанного и кондиционированного воздуха, их находят по  $Hd$ -диаграмме по значениям средних абсолютных ошибок соответствующих температур мокрых термометров;  $d_b$ ,  $d_c$ ,  $d_k$  — значения влагосодержания внутреннего смешанного и кондиционированного воздуха, их определяют по  $Hd$ -диаграмме.

На  $Hd$ -диаграмме изотермы мокрого термометра  $t_m$  по направлению приняты совпадающими с линиями постоянной энтальпии ( $H = \text{const}$ ). Шкала значений  $t_m$  остается такой же, как для температур сухого термометра, но находится на пересечении изотерм  $t = t_c$  с линией насыщенного воздуха ( $\varphi = 100\%$ ). В приложении 11 изотермы обозначены только слева.

**Содержание отчета.** Отчет включает в себя краткое описание работы, принципиальную схему кондиционера, протокол наблюдений за показаниями измерительных приборов, результаты расчетов, график процесса работы кондиционера в  $Hd$ -диаграмме.

**Вопросы для самопроверки.** 1. В чем сущность кондиционирования воздуха? 2. Какие бывают системы кондиционирования? 3. Как изображается в  $Hd$ -диаграмме процесс кондиционирования с рециркуляцией воздуха помещения? 4. При каких условиях кондиционер обеспечивает необходимый тепловой и влажностный баланс помещения? 5. Как работает автономный кондиционер? 6. Что характеризует величина тепловлажностного отношения  $\epsilon_v$ ? 7. Какие основные приборы автоматически регулируют и контролируют работу автономного кондиционера?

## **Глава IV. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ**

### **1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА**

Курсовой проект — это завершающий этап изучения дисциплины «Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве». Работа над проектом закрепляет и углубляет теоретические знания студента и учит применять их при решении конкретных инженерных задач по теплоснабжению различных объектов сельскохозяйственного производства.

Каждый студент выполняет проект по индивидуальному заданию, включающему тему, исходные данные, вопросы, которые должны быть решены в проекте, перечень чертежей. При проектировании, кроме учебных пособий, используют справочную и нормативную литературу, материалы периодических изданий, типовые проекты.

**Расчетно-пояснительная записка** должна отражать все разделы проекта. Пишут ее чернилами (пастой) темного цвета на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 (210×297 мм), оставляя поля. Все страницы нумеруют. В конце записки указывают ее содержание и список использованной литературы.

**Графическую часть проекта** выполняют в карандаше на двух листах чертежной бумаги формата А1 (594×841 мм). Оформление чертежей должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Ниже рассматриваются методические указания к курсовому проектированию по следующим темам:

проект отопительно-производственной котельной сельскохозяйственного назначения;

вентиляция и отопление животноводческого или птицеводческого помещения;

обогрев защищенного грунта (теплиц или парников);

отопление и вентиляция ремонтного предприятия (мастерской).

Перечисленные в проектах производственные объекты предусматриваются в системе централизованного теплоснабжения. Поэтому в исходных данных по ним должны

быть указаны вид и параметры теплоносителя на вводе в здание.

**Выбор системы централизованного теплоснабжения.** В условиях сельского хозяйства наиболее приемлемы водяные двухтрубные тепловые сети открытого типа, из которых часть теплоносителя разбирается потребителями на горячее водоснабжение. Местную разводку горячего водоснабжения присоединяют к подающему и обратному трубопроводам теплосети через смеситель, регулирующий температуру смешанной воды, идущей на водоразбор. При открытых тепловых сетях системы горячего водоснабжения работают надежнее, чем при закрытых, так как в них проходит химически обработанная сетевая вода.

Системы отопления зданий присоединяют к наружным водяным тепловым сетям по двум основным схемам: непосредственно, когда температура теплоносителя в подающем трубопроводе не превышает предельно допустимую температуру воды для местной системы отопления, и через элеватор, если температура теплоносителя больше допустимой для воды системы отопления данного здания. Элеватор снижает температуру воды, поступающей из подающей магистрали теплосети, до заданного значения путем подмешивания к ней охлажденной воды из обратной линии системы отопления.

Максимальные допустимые температуры теплоносителя в местных системах отопления (по СНиП II—33—75 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования») для различных зданий приведены ниже:

	<i>t</i> , °С
Жилые здания, общежития, школы, библиотеки, лечебно-профилактические учреждения . . . . .	95
Детские ясли, сады, больницы . . . . .	85
Столовые, магазины, бани, прачечные . . . . .	150
Сельскохозяйственные производственные здания	150
Вспомогательные здания и помещения сельскохозяйственных производственных предприятий . . . . .	95

Калориферы вентиляционных систем и воздушного отопления непосредственно подключают к тепловой сети. При такой схеме присоединения калориферам, равно как и нагревательным приборам системы отопления, полностью передается давление теплосети, однако оно не превосходит допустимого для них рабочего избыточ-

ного давления (589 кПа), в том числе и при перегретой воде (150°C).

В паровых тепловых сетях начальные параметры теплоносителя должны приниматься по параметрам пара потребителя с учетом потерь давления и падения температуры пара в паропроводах при расчетном режиме.

Системы отопления, вентиляции и потребители, использующие пар на технологические процессы, присоединяют к паровой сети непосредственно, системы горячего водоснабжения — через пароводяные подогреватели.

**Децентрализованное теплоснабжение.** Производственные здания и сооружения, расположенные обособленно, снабжаются теплотой от местных теплогенерирующих установок — котлов-парообразователей или теплогенераторов. В варианте децентрализованного теплоснабжения проекты должны включать расчеты максимальных расходов теплоты на все виды теплопотребления (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение и технологические нужды) и заканчиваться подбором соответствующих генераторов теплоты и определением расхода топлива. Поэтому вместо таких тем, как «Вентиляция и отопление животноводческого (птицеводческого) помещения», «Отопление и вентиляция ремонтного предприятия (мастерской)», будут соответственно темы: «Теплоснабжение животноводческой (птицеводческой) фермы», «Теплоснабжение ремонтного предприятия (мастерской)».

Для определения расходов теплоты на горячее водоснабжение и технологические нужды следует воспользоваться материалом, изложенным в п. 2 настоящей главы в разделе «Расчет тепловой нагрузки». Данные по тепловой мощности и удельным расходам топлива котлов-парообразователей и теплогенераторов различных конструкций приведены в учебном пособии [4].

## **2. ПРОЕКТ ОТОПИТЕЛЬНО- ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ КОТЕЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

### **Исходные данные**

1. Перечень потребителей теплоты, в котором указывается: для производственных зданий — строительный объем, а для животноводческих и птице-

водческих зданий, кроме этого,— вид и поголовье животных или птицы, для гаражей — число автомобилей (легковых, грузовых) и т. п.; для жилых зданий — жилая площадь и число жителей.

2. Расчетные климатические данные.

3. Вид топлива.

### План курсового проекта

1. Расчет тепловой нагрузки.
2. Выбор теплоносителя.
3. Подбор котлов.
4. Выбор системы централизованного теплоснабжения.
5. Регулирование отпуска теплоты котельной.
6. Подбор питательных устройств и сетевых насосов.
7. Расчет водоподготовки.
8. Составление тепловой схемы котельной.
9. Компоновка котельной.
10. Техничко-экономические показатели работы котельной.

### Расчет тепловой нагрузки

Тепловая нагрузка по характеру распределения во времени классифицируется на сезонную и круглогодичную. **Сезонная** (расходы теплоты на отопление и вентиляцию) зависит в основном от климатических условий и имеет сравнительно постоянный суточный и переменный годовой график нагрузки. **Круглогодичная** (расходы теплоты на горячее водоснабжение и технологические нужды), напротив, практически не зависит от температуры наружного воздуха и имеет очень неравномерный суточный и сравнительно постоянный годовой график потребления теплоты.

Расчетную тепловую нагрузку котельной отопительно-производственного типа определяют отдельно для холодного и теплого периодов года. В зимнее время она складывается из максимальных расходов теплоты на все виды теплоснабжения:

$$\Phi_p = 1,2 (\Sigma \Phi_{от} + \Sigma \Phi_{в} + \Sigma \Phi_{г.в} + \Sigma \Phi_{т}), \quad (130)$$

где  $\Sigma \Phi_{от}$ ,  $\Sigma \Phi_{в}$ ,  $\Sigma \Phi_{г.в}$  и  $\Sigma \Phi_{т}$  — максимальные потоки теплоты, расходуемой всеми потребителями системы теплоснабжения соответ-

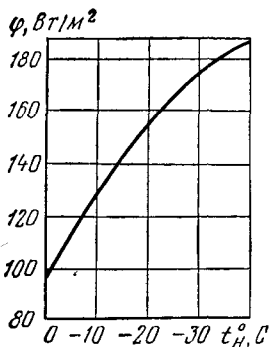


Рис. 62. Зависимость  $\phi$  от расчетной зимней температуры наружного воздуха (по данным СНиП II—36—73).

венно на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, Вт; 1,2 — коэффициент запаса, учитывающий потери теплоты в тепловых сетях, расход теплоты на собственные нужды котельной и резерв на возможное увеличение теплопотребления хозяйством.

В летнее время нагрузки котельной составляют максимальные расходы теплоты на технологические нужды и горячее водоснабжение:

$$\Phi_{p.l} = 1,2 (\Sigma \Phi_T + \Sigma \Phi_{г.в.л}). \quad (131)$$

Суммарные расходы теплоты на все виды теплопотребления определяют по расчетным максимальным расходам теплоты, указанным в типовых или индивидуальных проектах зданий и сооружений, включенных в систему централизованного теплоснабжения. При отсутствии проектной документации расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды определяют по приближенным формулам.

**Расход теплоты на отопление и вентиляцию.** Максимальный поток теплоты (Вт), расходуемой на отопление жилых и общественных зданий поселка, включенных в систему централизованного теплоснабжения, можно определить по укрупненным показателям в зависимости от жилой площади по следующим формулам:

$$\Phi_{от.ж} = \phi F, \quad (132)$$

$$\Phi_{от.общ} = 0,25 \Phi_{от.ж}, \quad (133)$$

где  $\phi$  — укрупненный показатель максимального удельного потока теплоты, расходуемой на отопление 1 м<sup>2</sup> жилой площади, Вт/м<sup>2</sup>. Значения  $\phi$  определяются в зависимости от расчетной зимней температуры наружного воздуха по графику (рис. 62);  $F$  — жилая площадь, м<sup>2</sup>.

Максимальный поток теплоты (Вт), расходуемой на вентиляцию общественных зданий,

$$\Phi_{в.общ} = 0,4 \Phi_{от.общ}. \quad (134)$$

Для отдельных жилых, общественных и производственных зданий максимальные потоки теплоты (Вт),

расходуемой на отопление и подогрев воздуха в приточной системе вентиляции, ориентировочно определяют по следующим формулам:

$$\left[ \Phi_{от} = q_{от} V_n (t_v - t_n) a \right] \quad (135)$$

$$\Phi_v = q_v V_n (t_v - t_{н.в}), \quad (136)$$

где  $q_{от}$  и  $q_v$  — удельные отопительная и вентиляционная характеристики здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°C), принимают по таблице 20;  $V_n$  — объем здания по наружному обмеру (без подвальной части), м<sup>3</sup>, принимают по типовым проектам или определяют путем перемножения длины на ширину и высоту его от планировочной отметки земли до верха карниза;  $t_v$  — средняя расчетная температура воздуха, характерная для большинства помещений здания, °C (прил. 1 и 2);  $t_n$  — расчетная зимняя температура наружного воздуха, °C (прил. 3);  $a$  — поправочный коэффициент, учитывающий влияние на удельную тепловую характеристику местных климатических условий:

$t_n, ^\circ\text{C}$ . . . . .	-10	-20	-30	-40
$a$ . . . . .	+1,2	1,1	1,0	0,9

$t_{н.в}$  — расчетная зимняя вентиляционная температура наружного воздуха, °C (прил. 3).

**Расход теплоты на горячее водоснабжение.** Средний поток теплоты (Вт), расходуемой за отопительный период на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий, находят по формуле

$$\Phi_{г.в.ср} = q_{г.в} n, \quad (137)$$

где  $q_{г.в}$  — укрупненный показатель среднего потока теплоты (Вт), расходуемой на горячее водоснабжение одного человека с учетом общественных зданий поселка, принимается в зависимости от средней за отопительный период нормы потребления воды при температуре 55°C на одного человека  $g$ , л/сут:

$g$ , л/сут . . . . .	85	90	105	115
$q_{г.в}$ , Вт . . . . .	320	331	378	407

Для жилых домов квартирного типа, оборудованных умывальниками, мойками и душами,  $g=85$  л/сут; для таких же домов, но с ваннами  $g=105$  л/сут;  $n$  — число жителей.

**Максимальный поток теплоты (Вт), расходуемой на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий,**

$$\Phi_{г.в} = 2\Phi_{г.в.ср}. \quad (138)$$

Для производственных зданий максимальный поток теплоты (Вт), расходуемой на горячее водоснабжение, определяют по формуле

$$\Phi_{г.в} = 0,278 Q_v \rho_v c_v (t_r - t_x), \quad (139)$$

где  $Q_V$  — часовой расход горячей воды, м<sup>3</sup>/ч. Для душевых бытовых помещений из расчета одновременной работы всех душевых сеток в течение 1 ч в сутки  $Q_V = ng10^{-3}$  ( $n$  — число душевых сеток;  $g = 250$  л/ч — расход воды на 1 душевую сетку);  $\rho_v$  — плотность воды (983 кг/м<sup>3</sup>);  $c_v$  — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С);  $t_r$  — расчетная температура горячей воды, равная 55°С;  $t_x$  — расчетная температура холодной (водопроводной) воды, принимаемая в зимний период равной 5°С, а летний период 15°С.

## 20. Удельные тепловые характеристики зданий

Здания	Объем здания $V$ , тыс. м <sup>3</sup>	Удельные тепловые характеристики, Вт/(м <sup>3</sup> ·°С)	
		отопительная $q_{от}$	вентиляционная $q_v$
Жилые здания, гостиницы, общежития	0,5	0,76	Не учитывается
	1	0,58	То же
	3	0,49	»
	5	0,44	»
Административные здания	≤5	0,50	0,10
Клубы	≤5	0,43	0,29
Кинотеатры	≤5	0,42	0,50
Магазины	≤5	0,44	Не учитывается
Детские сады и ясли	≤5	0,44	0,13
Школы	≤5	0,45	0,10
Поликлиники	≤5	0,47	Не учитывается
Больницы	≤5	0,47	0,34
Бани	≤5	0,33	1,16
Столовые	≤5	0,41	0,81
Ремонтные мастерские	5...10	0,7...0,6	0,23...0,17
Гаражи	3	0,70	Не учитывается
	5	0,64	0,81
Помещения для содержания крупного рогатого скота:			
молодняка	≤10	0,291	1,396
взрослых животных	≤10	0,174	1,047
Помещения для содержания свиней:			
молодняка	≤5	0,407	1,280
взрослых животных	≤5	0,174	1,105
Овчарни	≤10	0,105	0,640
Помещения для содержания птицы	≤10	0,756	1,396

В животноводческих помещениях максимальный поток теплоты (Вт), расходуемой на горячее водоснабжение

( $t_r = 40 \dots 60^\circ\text{C}$ ) для санитарно-гигиенических нужд (подмывание вымени, мытье молочной посуды, доильных аппаратов, молокопроводов, шлангов и другого оборудования, уборка помещений), подсчитывают по формуле

$$\Phi_{г.в} = \beta \frac{0,278 c_v (t_r - t_x)}{24} n g, \quad (140)$$

где  $\beta$  — коэффициент неравномерности потребления горячей воды в течение суток, принимают  $\beta = 2,5$ ;  $n$  — число животных данного вида в помещении;  $g$  — среднесуточный расход воды на одно животное (кг), принимают для коров 15 кг, телят и молодняка 2 кг, свиноматок 30 кг, свиней на откорме 3 кг.

Поток теплоты (Вт), расходуемой на горячее водоснабжение жилых, общественных и производственных зданий в летний период, по отношению к отопительному снижается и определяется по следующим формулам:

для жилых и общественных зданий

$$\left[ \Phi_{г.в.л} = 0,65 \Phi_{г.в.} \right] \quad (141)$$

для производственных зданий

$$\left[ \Phi_{г.в.л} = 0,82 \Phi_{г.в.} \right] \quad (142)$$

**Расход теплоты на технологические нужды.** Расчетный поток теплоты (Вт), расходуемой на технологические нужды ремонтных мастерских и автогаражей, подсчитывают по формуле

$$\Phi_T = 0,278 \psi D (h - p h_{в.оз}), \quad (143)$$

где  $\psi$  — коэффициент спроса на теплоту, равный 0,6...0,7;  $D$  — расход теплоносителя (пара или воды), кг/ч;  $h$  — энтальпия теплоносителя, кДж/кг;  $h_{в.оз}$  — энтальпия возвращаемого конденсата или обратной воды, кДж/кг (можно принять  $h_{в.оз} = 270 \dots 295$  кДж/кг);  $p$  — коэффициент возврата конденсата или обратной воды, обычно принимаемый равным 0,7.

Расход пара  $D$  для ремонтных мастерских можно принять равным 100...120 кг/ч.

Расход теплоносителя — воды (при  $95^\circ\text{C}$ ) для получения смешанной воды с температурой  $t_x$  определяют по формуле

$$D = \frac{D_{см} (t_{см} - t_x)}{95 - t_x}. \quad (144)$$

Расход горячей воды ( $t_{см} = 60^\circ\text{C}$ ) для автогаражей

$$D_{см} = n g / 24, \quad (145)$$

где  $n$  — число автомобилей, подвергающихся мойке в течение суток;  $g$  — среднесуточный расход воды на мойку одного автомобиля, кг/сут. Для легкового автомобиля  $g=160$  кг/сут, для грузового  $g=230$  кг/сут.

Поток теплоты (Вт), расходуемой на технологические нужды животноводческих помещений, определяют по укрупненным нормам расхода пара и горячей воды на тепловую обработку кормов:

$$\Phi_T = \beta \frac{0,278 \sum_{k=1}^n M_k d_k h_k}{24}, \quad (146)$$

где  $\beta$  — коэффициент неравномерности потребления теплоты на технологические нужды в течение суток, принимают  $\beta=4$ ;  $M_k$  — количество подлежащего тепловой обработке корма данного вида в суточном рационе животных (прил. 13), кг;  $d_k$  — удельный расход пара или горячей воды на обрабатываемый корм данного вида (прил. 13), кг/кг;  $h_k$  — энтальпия используемого пара или горячей воды, кДж/кг.

В аппараты для тепловой обработки кормов лучше и экономичнее подавать пар с избыточным давлением до 68,7 кПа. При большем давлении расход пара увеличивается, время запаривания кормов не сокращается, а качество их ухудшается.

Поток теплоты (Вт), расходуемой на пастеризацию молока

$$\Phi_T = 0,278 m_m c_m (t'_m - t''_m), \quad (147)$$

где  $m_m$  — масса молока, обрабатываемая в пастеризаторе, кг/ч;  $C_m$  — теплоемкость молока, равная 3,94 кДж/(кг·°C);  $t'_m$  — температура молока до пастеризации, °C (у охлажденного  $t'_m=5^\circ\text{C}$ , после дойки  $t'_m=35^\circ\text{C}$ );  $t''_m$  — температура молока после пастеризации, °C, принимают  $t''_m=85^\circ\text{C}$ .

Поток теплоты (Вт), расходуемой на пропаривание молочных фляг,

$$\Phi_T = 0,278 d_\phi n h_\phi, \quad (148)$$

где  $d_\phi$  — расход пара на пропаривание одной фляги (0,2 кг);  $n$  — число фляг;  $h_\phi$  — энтальпия пара, кДж/кг (при избыточном давлении 39,2 кПа  $h_\phi=2636$  кДж/кг).

Построение годового графика тепловой нагрузки. Годовой расход теплоты на все виды теплоснабжения может быть подсчитан по аналитическим формулам, но удобнее определять его графически из годового графика

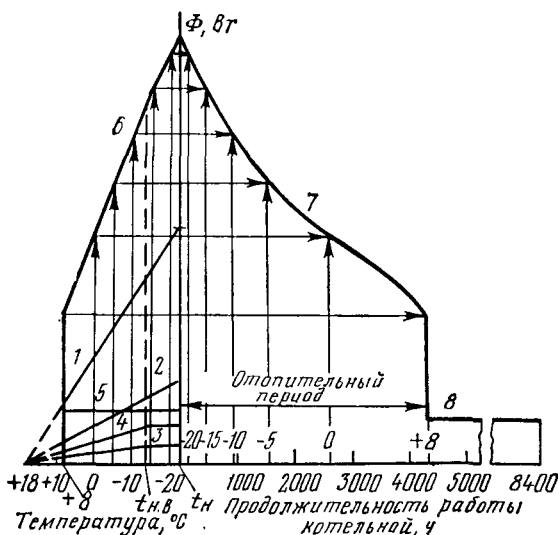


Рис. 63. Годовой график тепловой нагрузки:

1 — расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий; 2, 4 — на отопление и вентиляцию производственных зданий; 3 — на вентиляцию общественных зданий; 5 — на горячее водоснабжение и технологические нужды; 6 — суммарный график расхода теплоты; 7 — график тепловой нагрузки за отопительный период; 8 — нагрузка летнего периода

тепловой нагрузки, который необходим также для установления режимов работы котельной в течение всего года. Такой график строят в зависимости от длительности действия в данной местности различных наружных температур, что определяется по климатическим справочникам или по приложению 3.

На рисунке 63 показан годовой график нагрузки котельной, обслуживающей жилую зону поселка и группу производственных зданий с одинаковой расчетной внутренней температурой  $t_{в.} = 16^\circ\text{C}$ . График строят следующим образом. В правой его части: по оси абсцисс откладывают продолжительность работы котельной (в часах), в левой части — температуру наружного воздуха; по оси ординат откладывают расход теплоты.

Сначала строят график изменения расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий в зависимости от наружной температуры. Для этого на оси ординат откладывают суммарный максимальный поток теплоты, расходуемой на отопление этих зданий, и найденную

точку соединяют прямой с точкой, соответствующей температуре наружного воздуха, равной усредненной расчетной внутренней температуре жилых и общественных зданий  $t_{в}=18^{\circ}\text{C}$ . Так как начало отопительного сезона принято при температуре  $t_{н}=8^{\circ}\text{C}$ , то линия 1 графика до этой температуры показана пунктиром.

Расход теплоты на вентиляцию общественных зданий поселка в функции  $t_{н}$  представляет собой наклонную прямую 3 от  $t_{в}=18^{\circ}\text{C}$  до расчетной вентиляционной температуры  $t_{н.в}$  для данного климатического района. При более низких температурах к приточному наружному воздуху подмешивается воздух помещения, т. е. происходит рециркуляция, а расход теплоты остается неизменным (график проходит параллельно оси абсцисс).

Подобным образом строят графики расхода теплоты на отопление и вентиляцию различных производственных зданий. Поскольку в рассматриваемом примере взяты производственные здания с одинаковой расчетной внутренней температурой ( $t_{в}=16^{\circ}\text{C}$ ), на рисунке показаны суммарные расходы теплоты на отопление и вентиляцию по этой группе объектов (линии 2 и 4, начинающиеся от температуры  $+16^{\circ}\text{C}$ ).

Расходы теплоты на горячее водоснабжение и технологические нужды не зависят от  $t_{н}$ . Общий график по этим видам теплопотребления изображен прямой 5.

Суммарный график расхода теплоты в зависимости от температуры наружного воздуха показан ломаной линией 6 (точка излома соответствует температуре  $t_{н.в}$ ), отсекающей на оси ординат отрезок, равный максимальному потоку теплоты, расходуемой на все виды потребления ( $\Sigma\Phi_{от}+\Sigma\Phi_{в}+\Sigma\Phi_{г.в}+\Sigma\Phi_{т}$ ) при расчетной наружной температуре  $t_{н}$ .

Вправо по оси абсцисс откладывают для каждой наружной температуры число часов отопительного сезона (нарастающим итогом), в течение которых держалась температура, равная и ниже той, для которой делается построение (прил. 3), и через эти точки проводят вертикальные линии. Далее на эти линии из суммарного графика расхода теплоты проектируют ординаты, соответствующие максимальным расходам теплоты при тех же наружных температурах. Полученные точки соединяют плавной кривой 7, представляющей собой график тепловой нагрузки за отопительный период.

Площадь, ограниченная осями координат, кривой 7

и горизонтальной линией  $\delta$ , показывающей суммарную летнюю нагрузку, выражает годовой расход теплоты (ГДж/год):

$$Q_{\text{год}} = 3,6 \cdot 10^{-6} F m_Q m_n, \quad (149)$$

где  $F$  — площадь годового графика тепловой нагрузки, мм<sup>2</sup>;  $m_Q$  и  $m_n$  — масштабы расхода теплоты и времени работы котельной, соответственно Вт/мм и ч/мм.

## Выбор теплоносителя

Согласно СНиП II—36—73 «Тепловые сети. Нормы проектирования», при централизованном теплоснабжении для отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и, если возможно, для технологических целей в качестве теплоносителя должна использоваться вода.

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха принимается равной 150°C, в обратном трубопроводе она составляет 70°C. И только в тех случаях, когда расчетная тепловая нагрузка  $\Phi_p \leq 5,8$  МВт, допускается применение в подающей магистрали воды с температурой 95...110°C в соответствии с расчетной температурой в местных системах отопления.

Применение в качестве теплоносителя перегретой \* воды дает большую экономию металла труб за счет уменьшения их диаметра, снижает затраты энергии, потребляемой сетевыми насосами, поскольку сокращается общее количество воды, циркулирующей в системе.

Использование одного теплоносителя для всех видов тепловой нагрузки значительно упрощает систему теплоснабжения, делает ее дешевле в сооружении, надежнее в эксплуатации.

Если для технических целей необходим пар, то в производственных зданиях и сооружениях при соответствующем технико-экономическом обосновании его можно использовать в качестве единого теплоносителя и для всех остальных видов потребления теплоты. В тех же случаях, когда котельная обслуживает жилую застройку и производственные объекты, требующие пар для технологических нужд, допускается применение двух теплоносителей — воды и пара.

---

\* Под перегретой водой условно принято понимать воду с температурой выше 100°C.

## Подбор котлов

Отопительно-производственные котельные в зависимости от типа установленных в них котлов могут быть водогрейными, паровыми или комбинированными — с паровыми и водогрейными котлами.

Расчетную тепловую мощность котельной принимают по тепловой нагрузке для зимнего периода.

$$\Phi_{\text{уст}} = \Phi_{\text{р}},$$

где  $\Phi_{\text{уст}}$  — суммарная тепловая мощность всех котлов, установленных в котельной, Вт.

В котельной должно быть не менее двух и не более четырех (стальных) или шести (чугунных) котлов, причем котлы однотипные по теплоносителю должны иметь одинаковую площадь поверхности нагрева.

Выбирать котлы следует такой тепловой мощности, чтобы она была кратной летней тепловой нагрузке  $Q_{\text{р. л.}}$ . Это делается для того, чтобы более рационально использовать котлы, работающие в летний период на горячее водоснабжение и технологические нужды.

Если для покрытия тепловых нагрузок требуется и горячая вода, и пар, то в зависимости от принятых параметров теплоносителей котельную оборудуют либо одними паровыми котлами, работающими как на паровые, так и на водяные сети (через водоподогреватели), либо водогрейными и паровыми котлами. В котельных последнего типа летом работают только паровые котлы, покрывающие нагрузку горячего водоснабжения и паровую технологическую нагрузку.

Для получения теплоносителя — воды до  $150^{\circ}\text{C}$  используют стальные паровые котлы серии Е или ДКВР, а при наличии сетевого газа — котлы ТВГ (теплофикационные водогрейные газовые) [4].

Чугунные секционные котлы нагревают воду до  $115^{\circ}\text{C}$ , а оборудованные паросборниками для работы в режиме паровых котлов приготавливают насыщенный пар с избыточным давлением до 68,7 кПа. Основные технические характеристики этих котлов, устанавливаемых в отопительно-производственных котельных, приведены в приложении 14.

## Регулирование отпуска теплоты котельной

В связи с тем, что тепловая нагрузка потребителей не постоянна, а изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, режима работы системы вентиляции, расхода воды на горячее водоснабжение и технологические нужды, экономичные режимы выработки тепловой энергии котельной должны обеспечиваться центральным регулированием отпуска теплоты по преобладающему виду тепловой нагрузки. Вид теплоносителя определяет способ регулирования отпуска теплоты потребителям. В водяных тепловых сетях применяется качественное регулирование подачи теплоты, осуществляемое путем изменения температуры теплоносителя при постоянном расходе, а в паровых сетях — количественное регулирование, достигаемое изменением расхода теплоносителя постоянной температуры.

При теплоснабжении жилых, общественных и производственных сельскохозяйственных зданий и сооружений центральное качественное регулирование в водяных тепловых сетях обычно ведут по отопительной нагрузке. Температуру теплоносителя изменяют в соответствии с температурным графиком, который строят в зависимости от расчетных температур наружного воздуха.]

При построении графика температур воды в тепловой сети (рис. 64) исходят из аналитических зависимостей температуры воды в подающем  $t_p$  и обратном  $t_o$  трубопроводах от наружной температуры  $t_n$ . Поскольку эти зависимости близки к линейным, можно ограничиться приближенным построением графика при параметрах теплоносителя  $150-70^\circ\text{C}$  для климатического района с температурами  $t_n = -25^\circ\text{C}$ ,  $t_{n, в} = -11^\circ\text{C}$ .

По оси абсцисс откладывают значения наружной температуры, по оси ординат — температуру сетевой воды. Начало координат совпадает с расчетной внутренней температурой для жилых и общественных зданий ( $18^\circ\text{C}$ ) и температурой теплоносителя, также равной

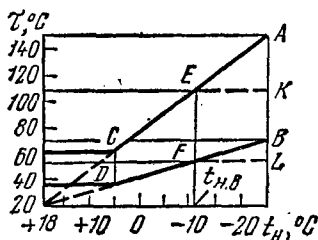


Рис. 64. График температур воды в тепловой сети.

18°C. На пересечении перпендикуляров, восстановленных к осям координат в точках, соответствующих температурам  $\tau_n = 150^\circ\text{C}$  и  $t_n = -25^\circ\text{C}$ , находят точку *A*, а проведя горизонтальную прямую от температуры обратной воды 70°C, — точку *B*. Соединив точки *A* и *B* с началом координат, получают график изменения температуры прямой и обратной воды в тепловой сети в зависимости от температуры наружного воздуха.

При наличии нагрузки горячего водоснабжения температура теплоносителя в подающей линии сети открытого типа не должна опускаться ниже 60°C, поэтому температурный график для подающей воды имеет точку излома *C*, левее которой  $\tau_n = \text{const}$ . Подачу теплоты на отопление при постоянной температуре  $\tau_n$  регулируют изменением расхода теплоносителя.

Минимальная температура обратной воды определяется, если через точку *C* провести вертикальную линию до пересечения с графиком обратной воды. Проекция точки *D* на ось ординат показывает наименьшее значение  $\tau_o$ .

Перпендикуляр, восстановленный из точки, соответствующей расчетной наружной вентиляционной температуре ( $-11^\circ\text{C}$ ), пересекает прямые *AC* и *BD* в точках *E* и *F*, показывающих максимальные температуры прямой и обратной воды для систем вентиляции. В рассматриваемом примере это будут температуры соответственно 108,2°C и 53,8°C, которые в диапазоне от  $t_{н.в}$  до  $t_n$  остаются неизменными (линии *EK* и *FL*). В этом диапазоне температур наружного воздуха вентиляционные установки работают с рециркуляцией, степень которой регулируется таким образом, чтобы температура воздуха, поступающего в калориферы, оставалась постоянной.

### **Подбор питательных устройств и сетевых насосов**

Бесперебойное снабжение паровых котлов водой обеспечивается питательными устройствами, к которым относятся конденсатные и питательные баки, конденсатные и питательные насосы.

Для паровых котлов низкого давления (избыточное давление пара до 68,7 кПа) применяются питательные баки, одновременно выполняющие функции и конденсатных баков. В них поступает конденсат, воз-

вращаемый от потребителей, и питательная вода, восполняющая потери конденсата. Обычно устанавливают два бака или один, разгороженный пополам.

Вместимость питательных баков ( $m^3$ ) определяют по формуле

$$V_{п.б} = Q_{м.в} 10^{-3}, \quad (150)$$

где  $Q_{м.в}$  — расход питательной воды при расчетной нагрузке котельной, кг/ч.

Расход питательной воды находят из выражения

$$Q_{м.в} = D (1 + П/100), \quad (151)$$

где  $D$  — расчетная паропроизводительность всех котлов, кг/ч;  $П$  — продувка котлов, % (при питании котлов химически очищенной водой  $П=0,5 \dots 3,0\%$ ).

В качестве питательных насосов устанавливают два центробежных насоса с электроприводом (рабочий и резервный). Подача каждого насоса должна быть не менее 110% суммарной максимальной паропроизводительности всех котлов.

Если производительность всех паровых котлов не выше 500 кг/ч, то резервным питательным насосом может служить ручной насос.

Напор (кПа), создаваемый питательным насосом, ориентировочно может быть подсчитан по формуле

$$P_{п.н} = P_k + (100 \dots 200), \quad (152)$$

где  $P_k$  — избыточное давление в котле, кПа.

Для паровых котлов с избыточным давлением пара выше 68,7 кПа устанавливают конденсатные и питательные баки. Конденсат насосами перекачивается из конденсатных в питательные баки, расположенные на высоте 3...5 м от пола. В эти баки подается также химически очищенная вода для восполнения потерь конденсата. Роль питательного бака может выполнить резервуар термического деаэратора, объем которого должен быть равен  $2/3 V_{п.б}$ . Вместимость конденсатных баков ( $m^3$ ) подсчитывают по формуле

$$V_{к.б} = Q_{м.в} \rho 10^{-3}, \quad (153)$$

где  $\rho$  — доля возвращаемого конденсата (принимают  $\rho=0,7$ ).

Подача конденсатного насоса ( $m^3/ч$ ) должна быть равна часовому объему конденсата  $V_{к.б}$ , а

напор, создаваемый насосом, с учетом потерь давления в конденсаторопроводе и высоты подъема конденсата до места ввода его в головку деаэратора принимают равным 150...200 кПа.

Из питательных баков вода подается в котлы.

Для питания котлов устанавливают не менее двух питательных насосов с независимыми друг от друга приводами. Насос с электрическим приводом — рабочий, паровой насос — резервный, так как на его привод расходуется большое количество пара (3...5% всего вырабатываемого пара). Подачу и напор питательных насосов подсчитывают по тем же нормам, что и для котельных низкого давления. Отличие лишь в том, что подача парового насоса должна составлять не менее 50% номинальной паропроизводительности действующих котлов.

Для принудительной циркуляции воды в тепловых сетях в котельной устанавливают два сетевых насоса с электроприводом (один из них резервный). Подачу сетевого насоса ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), равную часовому расходу сетевой воды в подающей магистрали, определяют по формуле:

$$Q_{\text{сет.н}} = Q_{\text{п.н}} = \frac{3,6\Phi_{\text{р.в}}}{4,19(t_{\text{п}} - t_0)\rho_0}, \quad (154)$$

где  $\Phi_{\text{р.в}} = \Phi_{\text{р}} - \Phi_{\text{с.н}} - \Phi_{\text{л}}$  — расчетная тепловая нагрузка, покрываемая теплоносителем — водой, Вт;  $t_{\text{п}}$  и  $t_0$  — расчетные температуры прямой и обратной сетевой воды, °С;  $\rho_0$  — плотность обратной воды (при  $t_0 = 70^\circ\text{C}$   $\rho_0 = 977,8 \text{ кг/м}^3$ );  $\Phi_{\text{с.н}}$  — тепловая мощность, потребляемая котельной на собственные нужды (подогрев и деаэрация воды, отопление вспомогательных помещений и др.),  $\Phi_{\text{с.н}} = (0,03 \dots 0,1) \times (\sum \Phi_{\text{от}} + \sum \Phi_{\text{в}} + \sum \Phi_{\text{г.в}} + \sum \Phi_{\text{т}})$ .  $\Phi_{\text{л}}$  — нагрузка на нагрузку, Вт

Напор, развиваемый сетевым насосом, зависит от общего сопротивления тепловой сети. Если же теплоноситель получают в водогрейных котлах, то учитываются также потери давления в них. Ориентировочно принимают  $P_{\text{сет.н}} = 200 \dots 400 \text{ кПа}$ .

Подпиточные насосы компенсируют разбор воды из открытых тепловых сетей на горячее водоснабжение и технологические нужды, а также восполняют утечки сетевой воды, составляющие 1...2% ее часового расхода. Подача подпиточного насоса ( $\text{м}^3/\text{ч}$ )

$$Q_{\text{пп.н}} = \frac{3,6(\Phi_{\text{г.в}} + \Phi_{\text{т.н.в}})}{4,19(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})\rho_{\text{пп}}} + 0,02Q_{\text{сет.н}}, \quad (155)$$

где  $\Sigma \Phi_{г.в}$  — расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения, Вт;  $\Phi_{т.н.в}$  — часть расчетной тепловой нагрузки на технологические нужды, покрываемой теплоносителем — водой, Вт;  $t_{г}$  и  $t_{х}$  — расчетная температура горячей и холодной воды, °С;  $\rho_{пп}$  — плотность подпиточной воды, можно принять равной  $\rho_0$ , кг/м<sup>3</sup>.

Напор, развиваемый подпиточными насосами,  $P_{пп.н} = 200 \dots 600$  кПа.

В котельной должно быть не менее двух подпиточных насосов, из которых один резервный. Устанавливают их перед сетевыми насосами, подавая в систему химически очищенную воду из деаэраторов или баков — аккумуляторов подпиточной воды.

Для питания паровых котлов применяют насосы типов ЦВ (центробежно-вихревые), МСГ (многоступенчатые секционные) и ПНП (паровые поршневые). В качестве сетевых и подпиточных используют центробежные консольные насосы типа К и КМ.

Насосы выбирают по специальным каталогам по расчетным значениям подачи и напора.

Мощность (кВт), потребляемая центробежным насосом с электроприводом, определяется по формуле

$$N = \frac{Q_n P_n}{3600 \eta_n}, \quad (156)$$

где  $Q_n$  — подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $P_n$  — напор, создаваемый насосом, кПа;  $\eta_n$  — КПД насоса.

В приложениях 15 и 16 приведены технические данные некоторых центробежных и поршневых паровых насосов, применяемых в отопительно-производственных котельных.

## Расчет водоподготовки

В производственно-отопительных котельных получила распространение докотловая обработка воды в натрий-катионитовых фильтрах с целью ее умягчения. Объем катионита (м<sup>3</sup>), требующийся для фильтров, находят по формуле

$$V_{кат} = \frac{Q_{вр} \tau H_0}{E}, \quad (157)$$

где  $Q_{вр}$  — расчетный расход исходной воды, м<sup>3</sup>/ч;  $\tau$  — период между регенерациями катионита (принимают равным 8...24 ч);  $H_0$  — общая жесткость исходной воды, мг-экв/кг;  $E$  — обменная способность катионита, г-экв/м<sup>3</sup> (для сульфогля  $E = 280 \dots 350$  г-экв/м<sup>3</sup>).

Расчетный расход исходной воды

$$Q_{Vp} = Q_{Vн} + \frac{4,5Q_{Vн}H_0}{E}, \quad (158)$$

где 4,5 — расход воды на регенерацию 1 м<sup>3</sup> катионита, м<sup>3</sup>;  $Q_{Vн}$  — расход исходной воды, м<sup>3</sup>/ч. Для водогрейной котельной он равен количеству воды, подаваемой подпиточным насосом  $Q_{Vн} = Q_{пп.н}$ ; для паровой котельной  $Q_{Vн} = Q_{мп.в} (1-k) 10^{-3}$ ;  $Q_{мп.в}$  — расход питательной воды, определяемый по формуле (151);  $k$  — доля конденсата в общем количестве питательной воды.

Расчетная площадь поперечного сечения одного фильтра

$$F_p = \frac{V_{кат}}{hn}, \quad (159)$$

где  $h$  — высота загрузки катионита в фильтре, равная 2...3 м;  $n$  — число рабочих фильтров (1...3).

По таблице 21 подбирают фильтры с площадью поперечного сечения  $F$ , близкой к расчетной  $F_p$  (с запасом в сторону увеличения). Дополнительно к выбранному количеству фильтров устанавливают один резервный.

## 21. Расчетные показатели катионитовых фильтров и солерастворителей

Катионитовые фильтры			Солерастворители		
диаметр, мм $\phi$	высота слоя катионита, м $h$	площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup> $F$	диаметр, мм	высота слоя кварца, м	полезный объем для соли, м <sup>3</sup>
450	2,0	0,17	—	—	—
700	2,0	0,39	—	—	—
1000	2,0	0,76	450	0,5	0,2
1500	2,0	1,72	600	0,5	0,4
2000	2,5	3,10	1000	0,5	0,9

Далее определяют фактический межрегенерационный период  $\tau$  (ч) и число регенераций каждого фильтра в сутки  $n_p$ :

$$\tau = \frac{FhnE}{Q_{Vp}H_0}, \quad (160)$$

$$n_p = \frac{24}{\tau + 1,5}, \quad (161)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения выбранного фильтра, м<sup>2</sup>; 1,5 — продолжительность процесса регенерации, ч.

Число регенераций в сутки по всем фильтрам (  $n_c = n n_p$  ) (162)

Для регенерации натрий-катионитовых фильтров используют раствор поваренной соли NaCl (6...8%). Расход соли (кг) на одну регенерацию фильтра определяют по формуле

$$m = Eh Fa 10^{-3}, \quad (163)$$

где  $a$  — удельный расход поваренной соли, равный 200 г/(г·экв).

Суточный расход соли по всем фильтрам

$$M_c = m n_c. \quad (164)$$

В крупных котельных поваренная соль хранится в железобетонных резервуарах в виде крепкого раствора (26%), который насосом подается в фильтр раствора соли, а затем в бак для разбавления водой до требуемой концентрации.

В котельных малой мощности, если месячный расход соли менее 3 т, ее хранят в сухом виде, а для получения необходимого раствора используют солерастворители.

Стандартные солерастворители подбирают следующим образом. Определяют объем соли ( $m^3$ ) на одну регенерацию.

$$V_c = m 10^{-3} \quad (165)$$

Тогда при высоте загрузки соли  $h \approx 0,6$  м диаметр солерастворителя (м)

$$d_c = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi h}} \quad \frac{d}{\text{мм}} = 0,6 \quad (166)$$

*приведенный в м*

По данным таблицы 21 выбирают солерастворитель, диаметр которого близок к расчетному.

Деаэрация (дегазация) питательной и подпиточной воды позволяет снизить содержание в ней агрессивных газов — кислорода и углекислоты. В паровых котельных применяют деаэраторы атмосферного типа. В них греющий пар под давлением, близким к атмосферному (0,11...0,12 МПа), нагревает обрабатываемую воду до кипения (102...104°C). Выделяемые из воды газы вместе с остатками несконденсировавшегося пара (выпар) выходят из деаэрационной колонки, а деаэрированная вода собирается в баке установки. В водогрейных котельных используют деаэраторы, работающие под вакуумом

(0,02...0,03 МПа), соответствующим температуре кипения воды 60...70°C. Подбирают деаэраторы по их производительности.

### Составление тепловой схемы котельной

Тепловая схема иллюстрирует взаимосвязь между отдельными элементами оборудования котельной и отображает тепловые процессы, связанные с трансформацией теплоносителя и исходной воды.

Рассмотрим отдельные варианты тепловых схем.

Принципиальная тепловая схема водогрейной котельной с отпуском теплоты в открытые тепловые сети показана на рисунке 65. Вода из обратной магистрали поступает во всасывающий коллектор сетевых насосов *СН*. Сюда же насосами *ПН* подается подпиточная вода в количестве  $Q_{п.п.} = Q_{п.п.н.}$ . Исходная вода для подпитки сети поступает из водопровода, проходит через подогреватель 6, фильтры химводоочистки 4, подогреватель химочищенной воды 3 и вакуумный деаэратор 2. В этом деаэраторе поддерживается вакуум 0,03 МПа за счет отсасывания из колонки деаэратора паровоздушной смеси водоструйным эжектором 1. Часть воды  $Q_{пер}$  после сетевых насосов

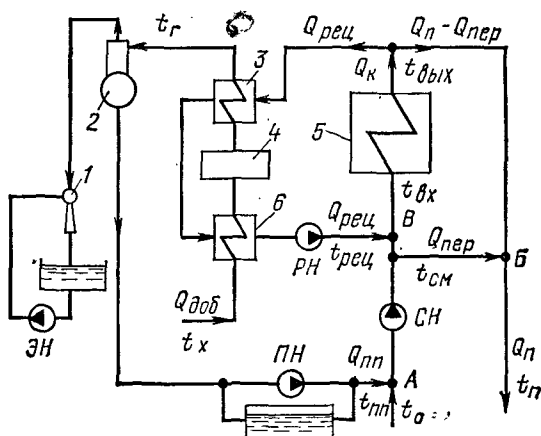


Рис. 65. Принципиальная тепловая схема водогрейной котельной с отпуском теплоты в открытые тепловые сети:

1 — эжектор; 2 — деаэратор; 3 — подогреватель химочищенной воды; 4 — фильтры химводоочистки; 5 — котлы; 6 — подогреватель исходной воды; ЭН, ПН, РН и СН — насосы соответственно эжекторный, подпиточный, рециркуляционный и сетевой.

перепускается в обвод котлов 5 и смешивается с водой, нагретой в котлах, регулируя температуру в подающей магистрали на уровне, соответствующем температурному графику сети.

Для поддержания температуры воды на входе в котел  $t_{вх}$  на уровне, исключающем выпадение конденсата из дымовых газов на хвостовых поверхностях нагрева котла, часть нагретой воды в количестве  $Q_{рец}$  рециркуляционным насосом  $РН$  возвращается в напорный коллектор сетевых насосов. Теплота этой воды используется также для нагрева добавочной воды в подогревателях 6 и 3.

При расчете тепловой схемы водогрейной котельной определяются температуры воды на входе и выходе из котла и в линии рециркуляции, а также расходы воды через котел, в линии перепуска и в линии рециркуляции.

Порядок расчета тепловой схемы следующий. 1. Температуру воды перед сетевыми насосами  $t_{см}$  определяют из уравнения теплового баланса точки смешения А:

$$Q_0 c_p t_{0\rho_0} + Q_{пп} c_p t_{пп\rho_{пп}} = Q_{п} c_p t_{см\rho_{см}} \quad (167)$$

где  $Q_0 = Q_{п} - Q_{пп}$  — расход воды в обратной магистрали,  $m^3/ч$ ;  $\rho_{см}$  — плотность смешанной воды, принимают  $\rho_{см} = \rho_0$ ;  $t_{пп} = 60 \dots 70^\circ C$  — температура подпиточной воды, принимается равной температуре горячей воды, разбираемой потребителями непосредственно из сети;  $c_p = 4,19$   $кДж/(кг \cdot ^\circ C)$ .

2. Расход воды на перепуск  $Q_{пер}$  по линии обвода котла находим из уравнения теплового баланса при смешении потоков в точке Б:

$$Q_{пер} c_p t_{см\rho_{см}} + (Q_{п} - Q_{пер}) c_p t_{вых\rho_{вых}} = Q_{п} c_p t_{п\rho_{п}} \quad (168)$$

где  $t_{вых}$  — проектная температура воды за котлом (для чугунных водогрейных котлов  $95 \dots 115^\circ C$ , для стальных —  $150^\circ C$ );  $\rho_{вых}$  и  $\rho_{п}$  — плотность воды на выходе из котла и в подающей магистрали,  $кг/м^3$ .

3. Расход воды в линии рециркуляции  $Q_{рец}$  для предварительно принятого значения  $t_{рец}$  перед поступлением воды в напорный коллектор сетевых насосов определяют по формуле

$$Q_{рец} c_p (t_{вых} - t_{рец}) \rho_{рец} \eta_{п} = Q_{доб} c_p (t_{г} - t_{х}) \rho_{доб} \quad (169)$$

где  $\rho_{рец}$  и  $\rho_{доб}$  — плотность воды рециркулируемой (для принятого значения  $t_{рец}$ ) и добавочной (при температуре  $t_{х}$ ),  $кг/м^3$ ;  $\eta_{п}$  — КПД подогревателя ( $\eta_{п} = 0,97 \dots 0,98$ );  $Q_{доб}$  — расход добавочной воды с учетом потерь в тепловой схеме самой котельной ( $Q_{доб} = 1,05 Q_{пп}$ ),  $m^3/ч$ ;

$t_r$  — температура воды, подаваемой в деаэратор,  $t_r = 70^\circ\text{C}$ ;  $t_x$  — температура холодной воды,  $t_x = 5^\circ\text{C}$ .

4. Температура воды на входе в котел  $t_{вх}$  определяется из уравнения теплового баланса точки смешения В:

$$Q_c + Q_{от} - Q_{рец} c_p t_{рец} \rho_{рец} + Q'_o c_p t_{см} \rho_{см} = (Q_{рец} + Q'_o) c_p t_{вх} \rho_{вх}. \quad (170)$$

—  $Q_{пер}$  Температура  $t_{вх}$  должна быть не менее  $65^\circ\text{C}$ , если топливо — газ, и  $45...55^\circ\text{C}$ , когда топливо — уголь или мазут. В случае невыполнения этого условия следует повторить расчет пп. 3 и 4, приняв другое значение  $t_{рец}$  и соответствующее ему значение  $Q_{рец}$ .

5. Расход воды через котлы  $Q_k$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) с учетом необходимости подогрева добавочной воды

$$Q_k = \frac{3,6\Phi_{р.в} + Q_{доб} (t_r - t_x) c_p \rho_{доб}}{(t_{ввых} - t_{вх}) c_p \rho_{ввых}}, \quad (171)$$

где  $\rho_{ввых}$  — плотность воды при температуре  $t_{ввых}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Полученное значение должно соответствовать значению  $Q_k$  из выражения

$$Q_k = (Q_n - Q_{пер}) + Q_{р.в.} \quad (172)$$

При невыполнении этого требования следует повторить расчет, приняв новое значение  $t_{рец}$  и соответствующее ему значение  $Q_{рец}$  (п. 3).

Принципиальная тепловая схема паровой котельной с тремя котлами Е-1/9-1 приведена на рисунке 66. Котельная отпускает пар на отопление, вентиляцию, технологические нужды, а через водоподогреватели абонентских

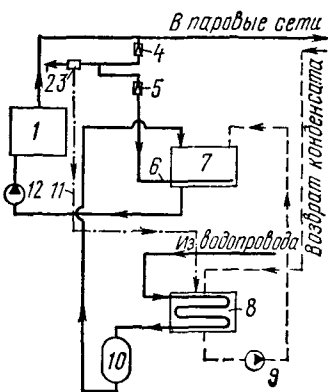


Рис. 66. Принципиальная тепловая схема паровой котельной с котлами Е-1/9-1:

1 — паровые котлы; 2 — отбор пара на горячее водоснабжение котельной; 3 — отбор пара на отопление и вентиляцию котельной; 4, 5 — редукционные установки; 6 — подвод пара в питательный бак; 7 — питательный бак; 8 — конденсатный бак; 9 — конденсатные насосы; 10 — натрий-катионный фильтр; 11 — подвод пара к конденсатному баку; 12 — питательные насосы.

вводов и на горячее водоснабжение производственных и коммунально-бытовых зданий.

Выработанный котлами 1 насыщенный пар с избыточным давлением 785 кПа и температурой 174,5°C направляется в паровые сети к потребителям. Часть пара, пройдя редуционные установки 4, используется на собственные нужды котельной: отопление и вентиляцию 3, горячее водоснабжение 2, подогрев воды в питательном и конденсатном баках. Конденсат от потребителей (70% расхода пара) с температурой 95°C собирается в конденсатном баке 8, оборудованном змеевиком для подогрева водопроводной воды, поступающей на водоподготовку. Охлажденный конденсат перекачивается конденсатными насосами 9 в питательный бак 7, а подогретая вода ( $t \approx 25^\circ\text{C}$ ) умягчается в натрий-катионитовом фильтре 10, после чего также подается в питательный бак. Насосы 12 нагнетают питательную воду в котлы.

При возможных кратковременных перебоях в возврате конденсата от потребителей требуется форсированная водоподготовка. В этом случае вода подогревается паром, подводимым к барботажному устройству конденсатного бака по трубопроводу 11.

Деаэрация питательной воды в данной котельной осуществляется химическим способом с использованием сульфита натрия, взаимодействующего с растворенным в воде кислородом по реакции  $2\text{Na}_2\text{SO}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{Na}_2\text{SO}_4$ . Раствор сульфита натрия, приготовленный в специальных дозаторах, вводится в линию умягченной воды к питательному баку. Чтобы реакция окисления протекала быстрее, воду подогревают паром до температуры не менее 70°C. Пар от котлов, редуцированный на избыточное давление 68,7 кПа, подается в питательный бак по трубопроводу 6. Для исключения возможности насыщения питательной воды кислородом в питательном баке предусматривается защита поверхностного слоя воды специальным веществом — герметиком (пленкообразующая жидкость).

Тепловая схема более мощной паровой котельной установки с котлами типа ДКВР (рис. 67), отпускающей потребителям и пар, и горячую воду, отличается от предыдущей схемы прежде всего наличием пароводяных подогревателей сетевой воды и деаэраторов.

Конденсат от потребителей самотеком сливается в конденсатные баки 7, откуда насосами 8 перекачивается

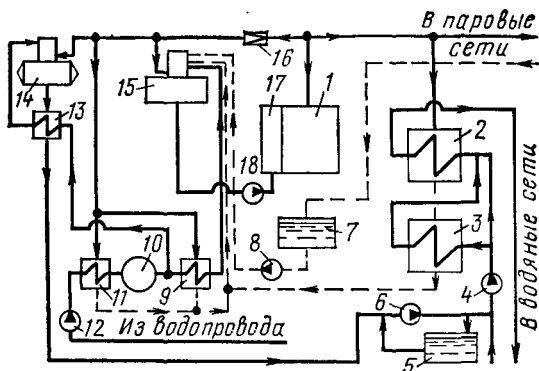


Рис. 67. Принципиальная тепловая схема паровой котельной с котлами типа ДКВР, отпускающей теплоту в паровые и открытые водяные сети:

1 — паровой котел; 2 — пароводяной подогреватель сетевой воды; 3 — охладитель конденсата пароводяного подогревателя сетевой воды; 4 — сетевой насос; 5 — бак — аккумулятор подпиточной воды; 6 — подпиточный насос; 7 — конденсатный бак; 8 — конденсатный насос; 9 — пароводяной подогреватель химочищенной воды; 10 — фильтр химводоочистки; 11 — пароводяной подогреватель сырой воды; 12 — насос сырой воды; 13 — подогреватель химочищенной воды — охладитель деаэрированной воды; 14 — деаэратор подпиточной воды; 15 — деаэратор питательной воды; 16 — редуцирующая установка; 17 — экономайзер; 18 — питательный насос.

в деаэратор питательной воды 15. В этот же деаэратор под давлением греющего пара поступает конденсат от водоподогревателей 2, прошедший через охладители конденсата 3, где он охлаждается до  $90...95^{\circ}\text{C}$ , от пароводяных подогревателей 11 и 9 (сырой и химочищенной воды), от приборов и аппаратов, потребляющих пар на собственные нужды котельной, а также добавка химочищенной воды. Пар, прошедший редуцирующую установку 16, понижающую его избыточное давление с 1275 до 19,6 кПа, подается в деаэратор 15 и нагревает воду до  $102...104^{\circ}\text{C}$ . Деаэрированная питательная вода насосом 18 нагнетается через экономайзеры 17 в котлы 1.

Обратная вода из открытых водяных тепловых сетей насосом 4 прокачивается через подогреватели 2 и охладители 3 и, нагретая до  $150^{\circ}\text{C}$ , поступает в подающую магистраль. Подпитка водяных сетей осуществляется из деаэратора подпиточной воды 14 при помощи насоса 6. В часы малого водоразбора в системах горячего водоснабжения потребители подпиточная вода поступает в баки-аккумуляторы 5.

Деаэратор подпиточной воды пленочного типа. Он уступает струйному деаэратору питательной воды в качестве обработки воды, так как поверхность контакта воды с паром в нем меньше, но зато менее чувствителен к загрязнениям и накипи, что важно при обработке воды для открытых тепловых сетей.

Поток сырой воды под напором насоса 12, пройдя подогреватель 11 и фильтры химводоочистки 10, делится на два потока: один из них идет через подогреватель 13 в деаэратор подпиточной воды 14, другой — через пароводяной подогреватель 9 в деаэратор питательной воды 15. Количество сырой воды, подаваемой в котельную, должно полностью компенсировать водоразбор, утечку воды из водяных сетей, расход пара, безвозвратно теряемого у потребителей и в паровых сетях, а также потери пара и конденсата внутри котельной.

При закрытых водяных сетях тепловая схема котельной значительно упрощается (рис. 68). Поскольку подпиточная вода требуется теперь только для восполнения утечек сетевой воды (водоразбора нет), ее незначительное количество обрабатывается в деаэраторе пита-

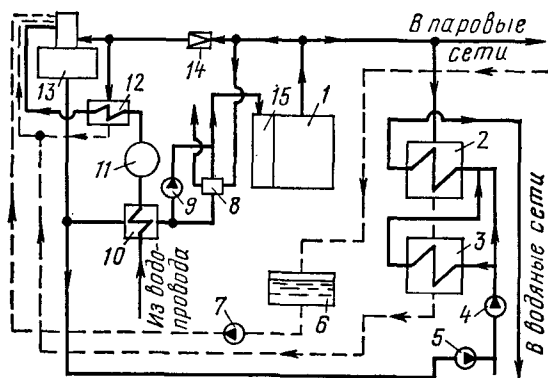


Рис. 68. Принципиальная тепловая схема паровой котельной с котлами типа ДКВР, отпускающей теплоту в паровые и закрытые водяные сети:

1 — паровой котел; 2 — пароводяной подогреватель сетевой воды; 3 — охладитель конденсата пароводяного подогревателя сетевой воды; 4 — сетевой насос; 5 — подпиточный насос; 6 — конденсатный бак; 7 — конденсатный насос с электроприводом; 8 — питательный насос с паровым приводом; 9 — питательный насос с электроприводом; 10 — подогреватель сырой воды; 11 — фильтр химводоочистки; 12 — пароводяной подогреватель химочищенной воды; 13 — деаэратор; 14 — редуцирующая установка; 15 — экономайзер.

тельной воды, а надобность во втором деаэраторе отпадает. Расчет тепловых схем паровых котельных приведен в работах [2, 19, 28].

### Компоновка котельной

В зависимости от климатической зоны котельные строят закрытыми (при температуре  $t_n < -30^\circ\text{C}$ ), полуоткрытыми ( $t_n = -20 \dots -30^\circ\text{C}$ ) и открытыми ( $t_n > -20^\circ\text{C}$ ). В закрытых котельных все оборудование размещают внутри здания; в полуоткрытых часть оборудования, не требующего постоянного наблюдения, выносят

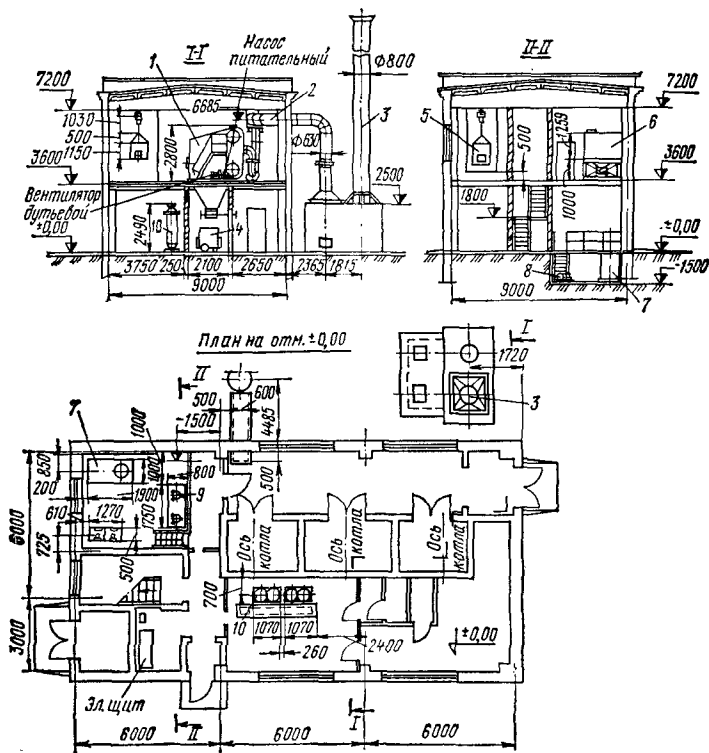


Рис. 69. Компоновка паровой котельной с тремя котлами Е-1/9-1 (топливо — антрациты, каменные и бурые угли):

1 — котлоагрегат; 2 — газоход; 3 — дымовая труба; 4 — контейнер для шлакозолоудаления; 5 — контейнер для топлива; 6 — питательный бак; 7 — конденсатный бак; 8 — конденсатный насос; 9 — дозатор сульфата натрия для химической деаэрации питательной воды; 10 — блок водоподготовки.

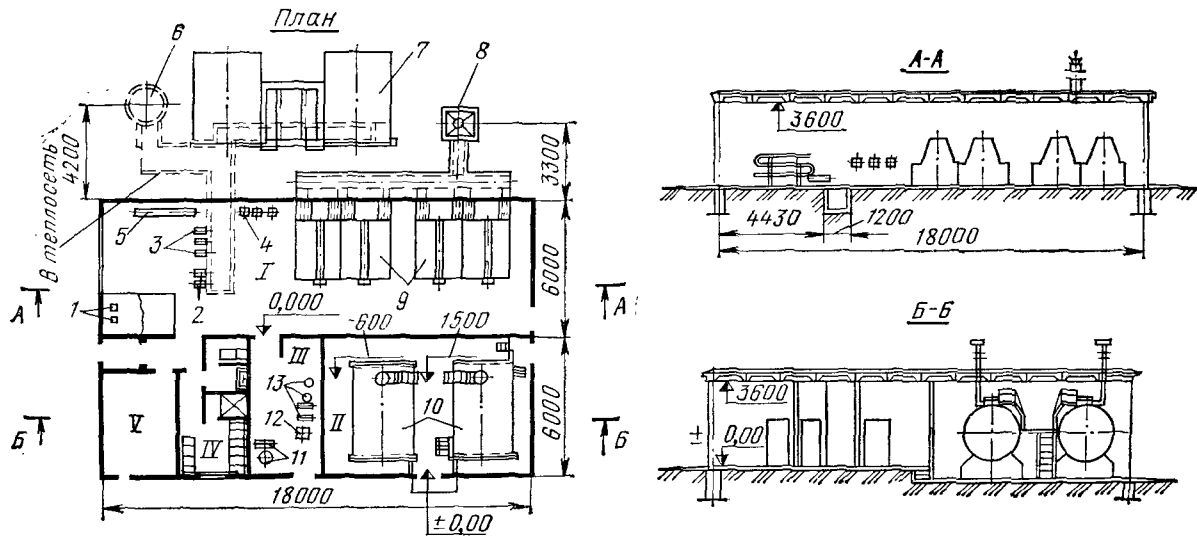


Рис. 70. Компонка водогрейной котельной с четырьмя котлами «Универсал-6М» (топливо — печное бытовое): I — котельный зал; II — помещение топливного хозяйства; III — топливонасосная; IV — санитарно-бытовые помещения; V — помещение венткамеры; 1 — блок противонакипного магнитного устройства ПМУ-2 исходной воды; 2 — насосы сетевой воды; 3 — насосы горячего водоснабжения; 4 — блок противонакипного магнитного устройства ПМУ-2 антирелаксационного контура; 5 — блок водоводяного подогревателя горячего водоснабжения; 6 — дренажный колодец; 7 — аккумуляторный бак; 8 — металлическая дымовая труба; 9 — котлоагрегаты; 10 — топливные резервуары; 11 — блок фильтра грубой очистки и перекачивающего насоса; 12 — насос ручной; 13 — блок ротационных насосов и фильтров тонкой очистки.

из здания; в открытых защищают только фронт котлов, насосы и щиты управления.

Оборудование котельной komponуют таким образом, чтобы здание ее можно было построить из унифицированных сборных конструкций. Одна торцовая стена должна быть свободной на случай расширения котельной. При размещении оборудования необходимо соблюдать следующие требования.

Расстояние от фронта котлов до противоположной стены должно быть не менее 3 м, при механизированных топках не менее 2 м. Для котлов, работающих на газе или мазуте, минимальное расстояние от стены до горелочных устройств 1 м. Проходы между котлами, котлами и стенами котельной оставляют равными не менее 1 м, а между котлами с боковой обдувкой газоходов — 1,5 м. Чугунные котлы с целью сокращения длины котельной устанавливают попарно в общей обмуровке. Просвет между верхней отметкой котлов и нижними частями конструкций покрытия здания должен быть не менее 2 м.

Примеры компоновок котельных показаны на рисунках 69 и 70.

### Технико-экономические показатели работы котельной

[Работа котельной оценивается ее технико-экономическими показателями.]

1. [Часовой расход топлива (кг/ч)]

$$B = \frac{3,6\Phi_p}{q\eta_{к.а}}, \quad (173)$$

где  $q$  — удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $\eta_{к.а}$  — КПД котлоагрегата.

Если в котельной установлены паровые и водогрейные котлы, то под  $\eta_{к.а}$  понимается его средневзвешенное значение для котлоагрегатов обоого вида с учетом доли вырабатываемой ими теплоты.

2. [Часовой расход условного топлива (кг/ч)]

$$B_{у.т} = Bq/29\,300. \quad (174)$$

3. [Годовой расход топлива (т или тыс. м<sup>3</sup>):]

$$B_{год} = \frac{10^3 Q_{год}}{q\eta_{к.а}}, \quad (175)$$

где  $Q_{год}$  — годовой расход теплоты, ГДж/год.

4. Годовой расход условного топлива (т или тыс. м<sup>3</sup>)

$$V_{\text{у.г.год}} = V_{\text{год}} / 29\,300. \quad (176)$$

5. Удельный расход топлива (т/ГДж или тыс. м<sup>3</sup>/ГДж)

$$b = V_{\text{год}} / Q_{\text{год}} \cdot 1,2 \quad (177)$$

6. Удельный расход условного топлива (т/ГДж или тыс. м<sup>3</sup>/ГДж)

$$b_{\text{у.г}} = V_{\text{у.г.год}} / Q_{\text{год}} \cdot 1,2 \quad (178)$$

7. Коэффициент использования установленной мощности котельной

$$K_{\text{уст}} = \frac{0,278Q_{\text{год}}}{8760\Phi_{\text{уст}}}; \quad \text{Замечание: } K_{\text{уст}} < 1 \quad \text{Примечание: } (179)$$

где  $\Phi_{\text{уст}}$  — суммарная тепловая мощность котлов, установленных в котельной, МВт; 8760 — число часов в году.

При более глубоком анализе экономической эффективности работы котельной определяют себестоимость единицы вырабатываемой теплоты. В данном курсовом проекте этот вопрос не рассматривается из-за его большого объема.

### Графическая часть проекта

Графическую часть проекта выполняют на базе действующих типовых проектов котельных отопительно-производственного типа. В нее включают тепловую схему и компоновку котельной (план и разрезы).

### 3. ВЕНТИЛЯЦИЯ И ОТОПЛЕНИЕ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ И ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ЗДАНИЙ

Исходными данными для расчетов являются вид и число животных (птицы) в помещении, средняя живая масса одного животного (одной птицы), среднесуточный удой (коров), расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, внутренние размеры и конструктивная характеристика ограждений помещения, параметры теплоносителя на вводе в здание.

## Примерный план курсового проекта

1. Определение расчетного воздухообмена.
2. Расчет теплового баланса помещения.
3. Выбор систем вентиляции и отопления.
4. Подбор калориферов воздушного отопления, совмещенного с приточной системой вентиляции.
5. Расчет воздухопроводов и подбор вентилятора приточной системы вентиляции.
6. Расчет площади поверхности нагрева и подбор нагревательных приборов системы водяного отопления.
7. Расчет трубопроводов главного циркуляционного кольца системы водяного отопления.
8. Расчет вытяжной вентиляции.

### Методические указания по расчету

Расчет воздухообмена выполняют согласно изложенному в главе I, п. 4.

Влаговыведения (г/ч) в помещении для животных складываются из влаги  $W_{ж}$ , выделяемой животными, и влаги  $W_{исп}$ , испаряющейся с поилок, кормушек, пола и других мокрых поверхностей:

$$W = W_{ж} + W_{исп}. \quad (180)$$

Массу влаги  $W_{ж}$  определяют по формуле

$$W_{ж} = n\omega k_t, \quad (181)$$

где  $n$  — число животных в помещении;  $\omega$  — выделение водяных паров одним животным, г/ч (прил. 7);  $k_t$  — поправочный коэффициент, зависящий от температуры в помещении (прил. 8).

Массу влаги  $W_{исп}$  принимают равной 10%  $W_{ж}$ .

Влаговыведения (г/ч) в птичнике определяют по формуле

$$W = W_{пт} + W_{пом} + W_{исп}. \quad (182)$$

Масса водяных паров, выделяемых птицей,

$$W_{пт} = n m \omega k_t, \quad (183)$$

где  $n$  — число птиц в помещении;  $m$  — живая масса одной птицы, кг;  $\omega$  — выделение водяных паров на 1 кг живой массы птицы, г/ч (прил. 9);  $k_t$  — поправочный коэффициент (прил. 10).

$$W_{пом} = \frac{0,7nP_{пом}}{24}, \quad (184)$$

где  $P_{\text{пом}}$  — среднесуточный выход помета от одной птицы (у кур яичного направления 240 г, кур мясного направления 290 г, индеек 430 г, уток 550 г, гусей 600 г); 0,7 — коэффициент, учитывающий усушку помета.

Влага  $W_{\text{исп}}$ , испаряющаяся с мокрых поверхностей помещения (поилки, пол и др.), составляет 10%  $W_{\text{пт}}$ .

Допустимые концентрации  $\text{CO}_2$  в помещениях для животных и птицы приведены в приложении 2.

Тепловую мощность (Вт) системы отопления помещений для содержания животных или птицы определяют из уравнения теплового баланса:

$$\Phi_{\text{от}} = \Phi_{\text{отгр}} + \Phi_{\text{в}} + \Phi_{\text{исп}} - \Phi_{\text{ж(пт)}}. \quad (185)$$

Поток теплоты, теряемой помещением через наружные ограждения  $\Phi_{\text{отгр}}$ , определяют по методике, изложенной в главе I, п. 1. При содержании птицы в помещении на глубокой подстилке теплотери полом не учитывают.

Тепловой поток, идущий на нагрев приточного воздуха  $\Phi_{\text{в}}$ , определяют по формуле (24), если воздух нагревается в калорифере. При отсутствии калориферного подогрева под величиной  $t_{\text{к}}$  понимают расчетную внутреннюю температуру  $t_{\text{в}}$ .

Поток теплоты, расходуемой на испарение влаги с мокрых поверхностей животноводческого помещения,

$$\Phi_{\text{исп}} = 0,278 \cdot 2,49 W_{\text{исп}} = 0,692 W_{\text{исп}}, \quad (186)$$

где 2,49 — скрытая теплота испарения воды, кДж/г.

Для птицеводческого помещения

$$\Phi_{\text{исп}} = 0,692 (W_{\text{пом}} + W_{\text{исп}}). \quad (187)$$

Поток свободной теплоты, выделяемой животными,

$$\Phi_{\text{ж}} = nqk_t, \quad (188)$$

выделяемой птицами,

$$\Phi_{\text{пт}} = nmqk_t, \quad (189)$$

где  $q$  — поток свободной теплоты, выделяемой одним животным (1 кг живой массы птицы), Вт (прил. 7 и 9).

Помещения для содержания животных и птицы оборудуют механической приточной вентиляцией с подогревом приточного воздуха в холодный период года и подачей его в верхнюю зону. Кроме этого, имеется естественная приточная вентиляция через вентиляционные проемы

в верхней части стен или в покрытии. Вытяжная вентиляция этих помещений, так же как и приточная, осуществляется естественным и механическим путем: естественная — из верхней зоны через вентиляционные шахты, механическая — из верхней или нижней зоны. В животноводческих помещениях при наличии решетчатого пола механическая вытяжка происходит также через подпольные навозосборники в количестве не менее 30% минимального воздухообмена, а в птицеводческих помещениях при наличии пометных коробов — через эти короба в количестве не менее 50% минимального воздухообмена.

Расчеты пароводяных калориферов, воздухопроводов приточной вентиляционной сети, выбор вентилятора, определение площади поверхности нагрева, подбор нагревательных приборов и диаметров трубопроводов системы водяного отопления проводят согласно методикам, изложенным в главе I.

Площадь поперечного сечения ( $m^2$ ) всех вытяжных шахт при естественной тяге

$$F = \frac{Q}{3600v_{в.ш}}, \quad (190)$$

где  $Q$  — расчетный воздухообмен,  $m^3/ч$ ;  $v_{в.ш}$  — скорость движения воздуха в вытяжной шахте,  $m/с$ .

Скорость воздуха определяют по формуле

$$v_{в.ш} = 2,2 \sqrt{\frac{h(t_{в} - t_{н.в})}{273}}, \quad (191)$$

где  $h$  — высота вытяжной шахты (принимается от 2 до 10 м);  $t_{в}$  и  $t_{н.в}$  — расчетная температура внутреннего и наружного воздуха,  $^{\circ}C$ .

Число вытяжных шахт

$$n_{в.ш} = F/f, \quad (192)$$

где  $f$  — площадь живого сечения одной шахты,  $m^2$  (обычно принимают вытяжные шахты квадратного сечения со стороной квадрата 400, 500, 600 и 700 мм).

## Графическая часть проекта

Эту часть выполняют на базе действующих типовых проектов животноводческих и птицеводческих помещений. В нее включают план и разрез здания с системами отопления и вентиляции, а также план и разрез приточной вентиляционной камеры.

#### **4. ОБОГРЕВ СООРУЖЕНИЙ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА**

Исходными данными для расчетов являются: вид и назначение культивационного сооружения; значение его инвентарной площади; вид светопрозрачного покрытия (стекло, пленка); назначение системы отопления (обогрев воздушного пространства, почвы или того и другого); расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха; параметры теплоносителя на вводе в культивационное сооружение.

#### **Примерный план курсового проекта**

1. Расчет теплового баланса и определение общей тепловой мощности системы отопления культивационного помещения.

2. Определение тепловой мощности систем подпочвенного и воздушного обогрева.

3. Выбор рабочих параметров теплоносителя систем подпочвенного и воздушного обогрева.

4. Расчет систем воздушного и подпочвенного обогрева.

#### **Системы отопления теплиц и парников**

Культивационные сооружения в зависимости от их назначения оборудуются системами отопления почвы, воздуха или почвы и воздуха одновременно. Так, в парниках для выращивания рассады овощных культур достаточно обогревать только почву, а в стеллажных теплицах — воздух. Весенние культивационные сооружения имеют в основном воздушное отопление. В зимних грунтовых теплицах и парниках при выращивании овощей обогревают почву и воздух.

Теплоносителями при техническом обогреве могут быть вода, воздух и газозвдушенная смесь. Однако самым распространенным и надежным является водяной обогрев.

Согласно СНиП II—100—75 «Теплицы и парники. Нормы проектирования», для водяного отопления культивационных сооружений необходимо применять (в зависимости от температуры теплоносителя) стеклянные, пластмассовые и стальные трубы с соответствующей антикор-

розионной защитой. Для обогрева почвы стальные трубы применять нельзя.

В верхней зоне теплиц нагревательные приборы размещают под покрытием, водосточными лотками и карнизами, в средней зоне — у наружных стен и на внутренних стойках каркаса, в нижней зоне — по контуру наружных стен на глубине 0,05...0,1 м и для обогрева почвы — на глубине не менее 0,4 м. В парниках трубы обогрева размещают вдоль наружных стенок.

Разводку трубопроводов систем отопления почвы чаще всего выполняют в виде регистров из прямых или змеевидных труб.

При температуре теплоносителя до 40°C для обогрева почвы можно использовать полиэтиленовые трубы, при температуре до 60°C — трубы из полипропилена.

Все трубы систем отопления должны иметь уклон 0,002...0,003, чтобы избежать образования воздушных пробок. Вода в них циркулирует под действием насоса.

Для зимних теплиц наиболее рациональна комбинированная система отопления, представляющая собой сочетание водяного трубного отопления с воздушно-калориферным, в котором обычно около 3/4 общего количества необходимой для обогрева теплоты дает водяное отопление. Суммарная поверхность нагревательных труб в этом случае получается меньше, так как расчет ее ведут на повышенную температуру наружного воздуха (например, вместо  $t_n = -25^\circ\text{C}$  берут  $t_n = -15^\circ\text{C}$ ). При более низкой температуре включается дополнительное отопление (калориферное), которое к тому же улучшает условия воздухообмена в теплице и легко поддается регулированию. В настоящее время наблюдается тенденция к повышению удельной мощности воздушно-калориферного отопления. Если тепловую мощность водяной системы отопления уменьшить до 25...30%, а отопительно-вентиляционных агрегатов увеличить до 70...75% общей тепловой мощности системы отопления, то можно автоматизировать температурный режим в теплице и при этом значительно сократить расход металла.

Воздух в пленочных теплицах обогревают при помощи пароводяных или электрических калориферов, газовых отопительно-вентиляционных агрегатов, теплогенераторов, воздухоподогревателей.

## Расчет тепловой мощности системы отопления

В инженерной практике задачу определения тепловой мощности системы отопления защищенного грунта (Вт) сводят к так называемому худшему случаю: расчет ведут для ночного режима эксплуатации, соответствующего наиболее тяжелым температурным условиям. Уравнение теплового баланса в этом случае имеет вид

$$\Phi_{от} = \Phi_{в} + \Phi_{п} = \Phi_{огр} + \Phi_{вент} + \Phi_{гр}, \quad (193)$$

где  $\Phi_{в}$  — тепловой поток от отопительных устройств, обогревающих воздух культивационного помещения;  $\Phi_{п}$  — тепловой поток от подпочвенной системы отопления;  $\Phi_{огр}$  — поток теплоты, теряемой через ограждения культивационного помещения (главным образом через светопрозрачные покрытия — стекло или пленку);  $\Phi_{вент}$  — поток теплоты, теряемой на естественную вентиляцию теплицы или парника в зимний период из-за инфильтрации через неплотности притворов и остекления;  $\Phi_{гр}$  — поток теплоты, теряемой в окружающий грунт.

Первая составляющая теплового баланса

$$\Phi_{огр} = kF (t_{в} - t_{н}), \quad (194)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи через светопрозрачное покрытие теплиц и парников, Вт/(м<sup>2</sup>·°C). Значения  $k$  для стеклянных ограждений в функции скорости ветра находят по графику (рис. 71). Для теплиц, эксплуатируемых в течение всего года, за расчетную скорость принимают среднюю скорость ветра за январь, значения которой в различных пунктах СССР приведены в приложении 3; для парников и теплиц, эксплуатируемых весной, летом и осенью, — среднюю скорость ветра наиболее холодного месяца за период эксплуатации. Коэффициенты теплоотдачи для одинарного пленочного ограждения на 10% больше, а для двойного пленочного ограждения, разделенного воздушным промежутком 40 мм, на 30% меньше, чем у стеклянного;  $F$  — площадь светопрозрачного ограждения, м<sup>2</sup>;  $t_{в}$  — расчетная температура воздуха внутри культивационного помещения °C, (прил. 1);  $t_{н}$  — расчетная температура наружного воздуха, °C. Для теплиц, эксплуатируемых круглый год,  $t_{н} = t_{х.с.}$ , т. е. средней температуре наиболее холодных суток (прил. 3); для

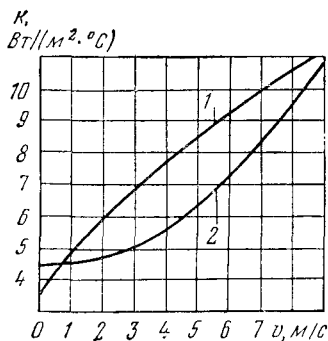


Рис. 71. Зависимость коэффициента теплопередачи стеклянных ограждений от скорости ветра:

1 — теплицы; 2 — парники.

парников и теплиц, эксплуатируемых весной, летом и осенью,  $t_n$  равна средней температуре наиболее холодного месяца за период эксплуатации, сниженной наполовину максимальной суточной амплитуды температуры воздуха.

$$\Phi_{\text{вент}} = 0,278V\rho c (t_e - t_n) K, \quad (195)$$

где  $V$  — внутренний объем культивационного помещения,  $\text{м}^3$ ;  $\rho$  — плотность наружного воздуха при  $t_n$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $c$  — удельная изобарная теплоемкость воздуха, равная  $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $K$  — кратность воздухообмена,  $\text{ч}^{-1}$ .

При затруднении в оценке значения кратности воздухообмена можно пользоваться приближенными соотношениями:  $\Phi_{\text{вент}} = 0,15\Phi_{\text{огр}}$  (для теплиц),  $\Phi_{\text{вент}} = 0,2\Phi_{\text{огр}}$  (для парников).

Третья составляющая (193) — потери теплоты в окружающий грунт:

$$\Phi_{\text{гр}} = \Sigma F_i \frac{\lambda_i}{\delta_i} (t_{\text{в.гр}} - t_{\text{н.гр}}), \quad (196)$$

где  $F_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $\delta_i$  — площадь ( $\text{м}^2$ ), теплопроводность [ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ], толщина ( $\text{м}$ ) отдельных участков культивационного сооружения, соприкасающихся с окружающим грунтом. Фундамент теплицы делают из кирпичной кладки, бетона или железобетона. Парубни и межпарниковые дорожки изготовляют из сборных железобетонных элементов;  $t_{\text{в.гр}}$  — температура грунта внутри культивационного помещения на глубине расположения нагревательных труб, принимают равной  $18^\circ\text{C}$  (как для летних условий);  $t_{\text{н.гр}}$  — температура наружного грунта,  $^\circ\text{C}$ .

В общем расходном балансе потери теплоты в грунт составляют обычно 3...4%.

Найденное по формуле (193) значение расчетной тепловой мощности системы отопления  $\Phi_{\text{от}}$  делят между системами подпочвенного  $\Phi_{\text{п}}$  и воздушного  $\Phi_{\text{в}}$  обогрева в определенном соотношении. Как видно из данных таб-

**22. Соотношение между тепловой мощностью систем подпочвенного и воздушного обогрева культивационных сооружений**

$k_{\text{огр}}$	Значения $\Phi_{\text{п}}/\Phi_{\text{в}}$ при $t_{\text{н}} \text{ } ^\circ\text{C}$		
	-20	-30	-40
1,0	0,60	0,52	0,47
1,25	0,50	0,43	0,38
1,4	0,44	0,38	0,33
1,5	0,40	0,35	0,31

лицы 22, соотношение  $\Phi_n/\Phi_v$  зависит от расчетной температуры наружного воздуха  $t_n$  и коэффициента ограждения культивационного сооружения:

$$k_{огр} = F_{огр}/F_{и}, \quad (197)$$

где  $F_{огр}$  — общая площадь поверхности ограждения,  $m^2$ ;  $F_{и}$  — инвентарная площадь, т. е. площадь грунта внутри культивационного сооружения,  $m^2$ .

Для парников  $k_{огр}=1$ , для блочных стеклянных теплиц  $k_{огр}=1,25$ , для ангарных стеклянных теплиц  $k_{огр}=1,4$ , для блочных пленочных теплиц  $k_{огр}=1,5$ .

### Параметры теплоносителя

Теплоносителем от котельных для систем отопления теплиц принимается вода с параметрами 150—70°C, 130—70°C или 95—70°C. При этом системы обогрева воздуха сооружения (в том числе отопительно-вентиляционные агрегаты при совместном водяном и воздушно-калориферном отоплении) работают на прямой воде, подпочвенный контурный обогрев — на обратной (70°C), а подпочвенный обогрев по всей площади теплицы — на воде с температурой 40°C, получаемой с помощью регулятора температуры.

### Расчет систем воздушного и подпочвенного обогрева

Суммарную площадь поверхности нагрева системы отопления воздушного пространства теплицы (парника), геометрические размеры и число нагревательных труб определяют, используя расчетный материал главы I.

Для обеспечения равномерного обогрева внутреннего воздуха теплиц следует в нижнюю зону высотой 1 м над поверхностью почвы подавать для двускатных теплиц не менее 40% общего количества поступающей теплоты, включая теплоту для обогрева почвы.

При комбинированной системе отопления воздушного пространства теплицы тип отопительно-вентиляционных агрегатов выбирают по данным таблицы 23, а их число определяют по формуле

$$n = \Phi_{в.о}/q_a, \quad (198)$$

где  $\Phi_{в.о}$  — тепловая мощность воздушно-калориферного отопления, кВт;  $q_a$  — тепловая мощность одного агрегата, кВт.

Для подпочвенного водяного обогрева обычно используют трубы одного диаметра, уложенные на определенной глубине с постоянным шагом. Тепловой поток, поступающий на обогрев почвы от 1 м нагревательной трубы, определяют по формуле

$$q = \frac{t_{т. ср} - t_{гр}}{R_{гр}}, \quad (199)$$

где  $t_{т. ср}$  — средняя температура теплоносителя в трубе подпочвенного обогрева, °С,  $t_{гр}$  — средняя естественная температура грунта в летнее время на глубине закладки обогревательных труб (18. . . 20°С).

### 23. Основные данные отопительно-вентиляционных агрегатов

Тип агрегата	Производительность по воздуху, тыс. м³/ч	Тепловая мощность $q_a$ (кВт) и температура нагретого воздуха $t$ , (°С) при обогреве				Скорость выпуска воздуха, м/с
		паром с избыточным давлением 196 кПа		водой 130...70 °С		
		$q_a$	$t$	$q_a$	$t$	
АПВС-50-30	3,3	58,2	69	35	58	4,2
АПВС-70-40	3,9	79,7	77	45,4	61	2,8
АПВС-110-80	6,9	128	72	93,2	57	3,2
АПВ-200-140	13,9	233	66	163	51	6,1
АПВ-280-190	18,8	326	68	221	54	7,1

Термическое сопротивление грунта ( $м \cdot ^\circ C / Вт$ ) в месте расположения труб вычисляют по формуле

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \left( \frac{2\pi h}{S} + \ln \frac{S}{\pi d} \right), \quad (200)$$

где  $\lambda_{гр}$  — теплопроводность увлажненного грунта, принимаемая в расчетах равной 1,6 Вт/(м·°С);  $h$  — расстояние от поверхности грунта до верхней образующей трубы, м;  $S$  — расстояние между осями труб (шаг труб), м;  $d$  — наружный диаметр трубы, м.

По значению плотности теплового потока  $q$  и расчетной тепловой мощности системы подпочвенного отопления  $\Phi_n$  легко подсчитать суммарную длину  $l_{сум}$  (м) и число  $n$  обогревательных труб по формулам

$$l_{сум} = \Phi_n / q, \quad (201)$$

$$n = l_{сум} / l, \quad (202)$$

где  $l$  — длина одной трубы, м.

## Графическая часть проекта

Эту часть выполняют на основе действующих типовых проектов теплиц и парников. В нее включают схему подпочвенного обогрева и схему системы отопления воздушного пространства культивационного помещения.

### 5. ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ РЕМОНТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ (МАСТЕРСКОЙ)

Расчеты проводят для одного из цехов (отделений) согласно заданию.

Исходные данные: расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, внутренние размеры цеха (отделения), конструктивная характеристика ограждений помещения, параметры теплоносителя на вводе в здание.

#### Примерный план курсового проекта

1. Определение расчетного воздухообмена.
2. Расчет калориферной установки приточной вентиляции.
3. Расчет воздухопроводов и подбор вентилятора.
4. Расчет местной вытяжной вентиляции (для отделений с вредными выделениями).
5. Определение тепловых потерь помещением.
6. Расчет площади поверхности нагрева и подбор нагревательных приборов.
7. Расчет трубопроводов системы отопления.

#### Методические указания по расчету

Помещения, в которых отсутствуют вредные выделения или содержание их не превышает допустимого санитарными нормами, должны иметь общеобменную вентиляцию. Воздухообмен ( $m^3/ч$ ) для них можно рассчитать, исходя из числа работающих  $n$  в отделении и необходимого расхода воздуха  $Q'$  ( $m^3/ч$ ) на каждого работающего:

$$Q = nQ'. \quad (203)$$

Значение  $Q'$  принимают в зависимости от объема помещения  $V'_n$ , приходящегося на одного работающего: при  $V'_n < 20 m^3$   $Q' \geq 30 m^3/ч$ , при  $V'_n = 20 \dots 40 m^3$   $Q' \geq$

$\geq 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Если  $V'_n > 40 \text{ м}^3$ , то применяют естественную вентиляцию через форточки, окна и фонари.

Часовой объем отсасываемого воздуха  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) может быть определен по формуле (16). Значения часовой кратности воздухообмена для различных отделений приведены ниже.

#### Отделения

	К
Медницко-заливочное, ремонта электрооборудования . . . . .	3...4
Ремонта топливной аппаратуры, разборочно-моечное . . . . .	4
Сварочное, кузнечное . . . . .	4...6
Испытания двигателей . . . . .	5...6
Гальваническое . . . . .	6...8

В отделениях (цехах) ремонтного предприятия, технологические процессы в которых протекают с образованием вредных выделений, целесообразна местная вытяжная вентиляция. Чаще всего ее устраивают в виде вытяжных зонтов прямоугольной или круглой формы. Зонты прямоугольного сечения могут быть открытыми со всех четырех сторон или иметь свесы, прикрывающие приемную часть зонта с одной, двух или трех сторон.

Часовой объем вытяжки ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) загрязненного воздуха через зонт определяют по формуле

$$Q_3 = 3600 F v_3, \quad (204)$$

$v_3$  — средняя скорость отсасываемого воздуха в горизонтальном сечении приемной части зонта, м/с. Для зонтов без свесов  $v_3 = 1,05 \dots 1,25$  м/с; для зонтов со свесами: открытых с трех сторон —  $0,9 \dots 1,05$  м/с, с двух сторон —  $0,75 \dots 0,9$  м/с, с одной стороны —  $0,5 \dots 0,75$  м/с. При удалении неядовитых газов и влаги принимают  $v_3 = 0,15 \dots 0,25$  м/с;  $F$  — площадь приемной части зонта,  $\text{м}^2$ .

Формулой (204) пользуются и при определении часового объема воздуха, отсасываемого через бортовые отсосы, устанавливаемые у закалочных и гальванических ванн. Скорость воздуха в щели бортового отсоса берут равной  $5 \dots 15$  м/с. Под величиной  $F$  в этом случае понимают суммарную площадь щелей бортового отсоса.

Для компенсации воздуха, удаляемого через систему вентиляции, в помещение подается такой же объем приточного воздуха, подогреваемого в калориферной установке. Калориферы приточной системы вентиляции выбирают по методике, изложенной в главе I, п. 5.

Расчет воздухопроводов, подбор вентилятора и электродвигателя для его привода рассмотрены в главе I, п. 6.

Для расчета отопления (водяного или парового) суммарные потери теплоты отделением (цехом) определяют по формуле

$$\Phi_{\text{п}} = \Phi_{\text{огр}} + \Phi_{\text{м}}. \quad (205)$$

Тепловые потери через ограждения помещения  $\Phi_{\text{огр}}$  подсчитывают по методике, изложенной в главе I, п. 1. Тепловой поток  $\Phi_{\text{м}}$  (Вт), поглощаемый машинами или материалами, принимают в размере 5...10% потерь теплоты  $\Phi_{\text{огр}}$ .

Определение площади поверхности нагрева и подбор нагревательных приборов проводят так, как это описано в главе I, п. 2.

Диаметры трубопроводов системы отопления рассчитывают согласно изложенному в главе I, п. 3.

### **Графическая часть проекта**

Эту часть основывают на действующих типовых проектах ремонтных предприятий и включают в нее: 1) эскизный проект ремонтного предприятия; 2) план и разрез рассчитываемого отделения (цеха) с системами отопления и вентиляции; 3) план и разрез приточной вентиляционной камеры.

В качестве примеров общей компоновки производственного корпуса мастерской (цеха) можно использовать иллюстрации, приведенные в учебных пособиях по организации ремонта и проектированию сельскохозяйственных ремонтных предприятий.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Усредненные значения расчетных температур  
внутреннего воздуха различных зданий и сооружений

Здания и сооружения	$t_{в}, ^\circ\text{C}$
Жилые и административные здания, гостиницы, общежития	18
Учебные заведения, школы, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы	16
Магазины, прачечные	15
Кинотеатры	14
Детские ясли и сады, поликлиники, больницы	20
Бани	25
☉ Гаражи	10
√ Ремонтные мастерские:	
механический цех, отделения по ремонту топливной аппаратуры, электрооборудования и гидросистем	20
остальные цехи и отделения	18
Теплицы для выращивания овощных культур и рассады, высаживаемой в теплицы	15
Теплицы для выращивания рассады, предназначенной к высадке в открытый грунт	12
Парники	15

Примечание. В районах с расчетной зимней температурой  $t_{н} = -31^\circ\text{C}$  и ниже в жилых комнатах принимают  $t_{в} = 20^\circ\text{C}$ .

Параметры микроклимата животноводческих и птицеводческих помещений (по ОНТП 1—77, 2—77 и 4—79)

Помещения	Расчетные параметры воздуха в помещении	
	температура $t_{в}, ^\circ\text{C}$	максимальная относительная влажность $\phi$ , %

*Животноводческие*

Коровники беспривязного содержания	3	85
✓Коровники привязного содержания	10	75
✓Телятники	15	75
✓Свинарники для холостых и легкопородных маток	16	75
Свинарники-откормочники	18	75
Свинарники для подсосных маток с поросятами и для поросят-отъемышей	20	70

*Птичники (для взрослой птицы)*

Куры при содержании на полу и в клетках	16...18	60...70
Индейки	16	60...70
Утки	14	70...80
Гуси	14	70...80

Примечания. 1. Для птицеводческих помещений указаны оптимальные значения  $\phi$ . 2. Во всех животноводческих помещениях допускается содержание  $\text{CO}_2$  до 0,25%,  $\text{NH}_3$  до 20 мг/м<sup>3</sup>,  $\text{H}_2\text{S}$  до 15 мг/м<sup>3</sup>. 3. В птичниках допустимые концентрации  $\text{CO}_2$ , 0,25%,  $\text{NH}_3$ , 15 мг/м<sup>3</sup>,  $\text{H}_2\text{S}$  до 5 мг/м<sup>3</sup>.

## Расчетные климатические данные отопительного периода

Город	Расчетные температуры, °С				v, м/с	n <sub>о. п.</sub> сут	Число часов отопительного периода со средне-суточной температурой наружного воздуха (°С), равной и ниже данной							
	t <sub>н</sub>	t <sub>х. с</sub>	t <sub>н. в</sub>	t <sub>о. п</sub>			-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
Архангельск	-32	-36	-19	-4,7	5,9	251	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Волгоград	-22	-29	-13	-3,4	8,5	182	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Горький	-30	-33	-17	-4,7	5,1	218	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Киев	-21	-26	-10	-1,1	4,3	187	1	5	36	166	502	1128	2352	4484
Ленинград	-25	-28	-11	-2,2	4,2	219	—	21	83	273	708	1533	2878	5240
Минск	-25	-30	-10	-1,2	5,4	203	4	19	71	232	635	1344	2745	4860
Москва	-25	-32	-14	-3,2	4,9	205	15	47	172	418	905	1734	3033	4910
Новосибирск	-39	-42	-24	-9,1	5,7	227	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Саратов	-25	-34	-16	-5,0	6,0	198	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Ставрополь	-18	-23	-7	+0,3	7,4	169	—	5	18	85	332	1038	2361	4056
Харьков	-23	-28	-11	-2,1	5,0	189	1	10	55	254	656	1420	3060	4550
Челябинск	-29	-36	-20	-7,1	4,5	216	39	166	520	1110	1950	2980	3920	5180

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: t<sub>н</sub> — расчетная зимняя температура наружного воздуха (средняя температура наиболее холодной пятидневки); t<sub>х. с</sub> — средняя температура наиболее холодных суток; t<sub>н. в</sub> — расчетная зимняя вентиляционная температура (средняя температура наиболее холодного периода); t<sub>о. п</sub> — средняя температура отопительного периода; v — средняя скорость ветра за январь; n<sub>о. п</sub> — продолжительность отопительного периода

Значения коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta$  для расчета систем водяного и парового отопления

Местное сопротивление	$\zeta$
Радиаторы	2,0
Котлы:	
чугунные	2,5
стальные цилиндрические	2,0
Внезапное расширение (относится к большей скорости)	1,0
Внезапное сужение (относится к большей скорости)	0,5
Тройник:	
на проход	1,0
на ответвление	1,5
на противоток	3,0
Крестовина:	
на проход	2,0
на ответвление	3,0
Компенсатор П-образный	2,0
Проточный воздухоотборник	1,5

При диаметре условного прохода трубы, мм					
15	20	25	32	40	50 и более

Вентиль обыкновенный	16	10	9	9	8	7
Кран:						
пробочный	4	2	2	2	—	—
двойной регулировки	4	2	2	2	—	—
Вентиль с косым шпинделем	3	3	3	2,5	2,5	2
Задвижка шиберная	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4
Отвод 90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Динамическое давление воды (Па) в зависимости от скорости движения (м/с) при  $\rho_{\text{ср}} = 983,2 \text{ кг/м}^3$

$w$	$P_d$	$w$	$P_d$	$w$	$P_d$	$w$	$P_d$
0,03	0,44	0,14	9,6	0,32	50,3	0,65	207,7
0,04	0,79	0,16	12,6	0,34	56,8	0,70	241,0
0,05	1,23	0,18	15,9	0,36	63,7	0,75	276,7
0,06	1,77	0,20	19,7	0,38	71,0	0,80	314,6
0,07	2,45	0,22	23,8	0,40	78,7	0,85	355,0
0,08	3,15	0,24	28,3	0,45	99,5	0,90	398,0
0,09	3,98	0,26	33,2	0,50	122,8	1,00	491,6
0,10	4,92	0,28	38,6	0,55	148,7	1,10	594,5
0,12	7,08	0,30	44,2	0,60	177,0	1,20	708,1

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

К подбору диаметров конденсатопроводов систем парового отопления низкого давления

Диаметр условного прохода трубы $d_u$ , мм	Тепловой поток (Вт), выделенный паром, образовавшим конденсат			
	для сухого конденсатопровода		для мокрого конденсатопровода (горизонтального или вертикального) при длине расчетного участка, м	
	горизонтальный участок	вертикальный участок	<50	50...100
15	4 650	7 000	32 600	21 000
20	17 500	25 600	81 500	52 300
25	32 600	48 800	145 000	93 000
32	79 000	116 000	314 000	204 000
40	121 000	180 000	436 000	291 000
50	250 000	372 000	756 000	512 000

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Нормы выделений животными теплоты, углекислоты и водяных паров (по ОНТП 1—77 и ОНТП 2—77)

Вид и группа животных	Живая масса, кг	Нормы выделений на одну голову		
		потока свободной теплоты, Вт	углекислоты, л/ч	водяных паров, г/ч
Коровы стельные	400	662	119	380
	600	853	153	489

Вид и группа животных	Живая масса, кг	Нормы выделений на одну голову		
		потока свободной теплоты, Вт	углекислоты, л/ч	водяных паров, г/ч
Коровы лактирующие (с удоем 10 л)	300	593	106	340
	400	704	126	404
	500	793	142	455
Коровы лактирующие (с удоем 15 л)	400	799	143	458
	500	884	158	507
	600	957	172	549
Волы откормочные	400	858	154	493
	600	1044	187	599
	800	1248	224	715
Телята в возрасте: до 1 месяца	40	130	23	74
	50	159	29	92
	80	235	42	135
от 1 до 3 месяцев	60	198	35	113
	100	309	56	177
от 3 до 4 месяцев	120	340	61	195
	150	351	63	202
Молодняк от 4 месяцев и старше	180	377	68	216
	250	456	82	261
Хряки-производители	100	247	44	142
	200	340	61	194
	300	433	78	250
Свиноматки холостые и супоросные	100	204	36	117
	150	235	42	135
	200	271	49	156
Свиноматки тяжело супоросные (за 7...10 дней до опороса)	150	284	51	164
	200	321	58	180
Свиноматки подсосные с поросятами	100	488	88	282
	150	558	100	320
	200	646	115	370
Молодняк	50	155	28	89
	80	215	39	124
	120	263	47	151
Свиньи на откорме	100	265	48	153
	200	351	63	202
	300	463	83	267

Примечания. 1. Нормы выделений животными приведены при температуре в помещении  $+10^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности воздуха 70% для крупного рогатого скота и 70...75% для свиней. 2. При других температурах  $t_{\text{в}}$  нормы выделений теплоты и влаги определяются с учетом коэффициентов  $k_t$ , указанных в приложении 8. При  $\varphi_{\text{в}}=80...85\%$  количества выделенных животными теплоты, углекислоты и водных паров увеличиваются на 3%.

**Поправочные коэффициенты  $k_t$  для определения тепло- и влаговыделений животными при различных температурах воздуха в помещении**

Температура воздуха в помещении, $t_{в}$ , °С	Коэффициенты $k_t$ для определения количества			
	свободной теплоты, выделяемой		водяных паров, выделяемых	
	крупным рогатым скотом	свиньями	крупным рогатым скотом	свиньями
-5	1,43	1,59	0,67	0,72
0	1,21	1,25	0,76	0,85
+5	1,12	1,08	0,86	0,98
+10	1,00	1,00	1,00	1,00
+15	0,85	0,86	1,24	1,13
+20	0,63	0,67	1,70	1,50

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

**Нормы выделений взрослой птицей теплоты, углекислоты и водяных паров (по ОНТП 4—79)**

Вид птицы	Живая масса, кг	Нормы выделений на 1 кг живой массы птицы		
		потока свободной теплоты, Вт	углекислоты, л/ч	водяных паров, г/ч
Куры яичных пород (в клетках)	1,5...1,7	6,8	1,54	4,50
Куры мясных пород (на полу)	3,0...3,5	5,9	1,44	3,75
Индейки	6,0...7,0	4,8	1,32	4,20
Утки	3,5	7,9	1,11	5,70
Гуси	5,0...6,0	2,9	1,00	3,00

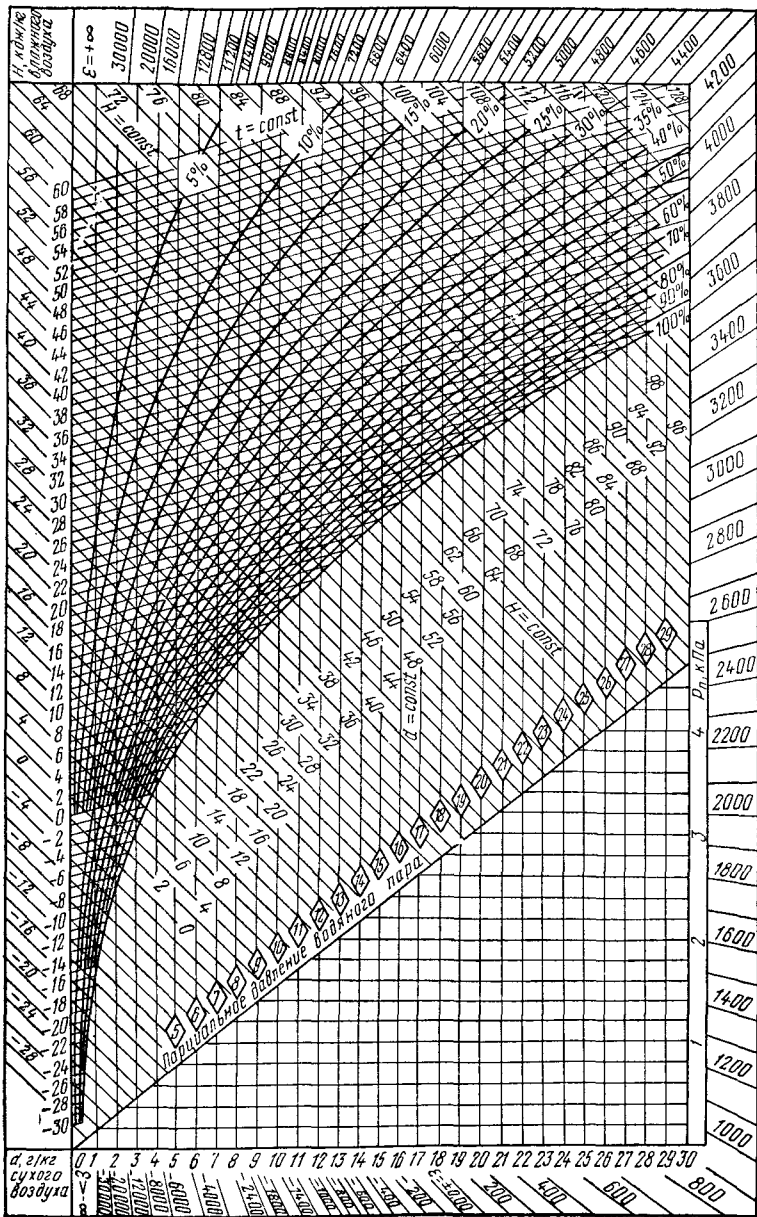
Примечания. 1. Нормы выделений взрослой птицей приведены при температуре внутреннего воздуха 16...20 °С и оптимальной относительной влажности, указанной в приложении 2. 2. При других температурах  $t_{в}$  нормы выделений определяются с учетом коэффициентов  $k_t$ , указанных в приложении 10.

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

**Поправочные коэффициенты  $k_t$  для определения теплоты, углекислоты и влаги, выделяемых взрослой птицей при различных температурах воздуха в помещении**

Температура воздуха в помещении $t_{в}$ , °С	Коэффициенты $k_t$ для определения количества	
	свободной теплоты	углекислоты и водяных паров
8	1,10	0,90
12	1,05	0,90
16	1,00	1,00
20	1,00	1,00
24	1,05	1,05
28	1,10	1,22

Диаграмма  $Hd$  для влажного воздуха при  $p = 99,3$  кПа



**Коэффициенты местных сопротивлений  $\zeta$  для воздуховодов (приближенные значения)**

Вид местного сопротивления	$\zeta$
Вход в жалюзийную решетку с поворотом потока	2,0
Диффузор у вентилятора	0,15
Колено 90° круглого или квадратного сечения	1,1
Колено 90° прямоугольного сечения при $b/a=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$	1,65; 1,1; 0,77; 0,53
Внезапное расширение сечения $F_1/F_2=0,1; 0,3; 0,5; 0,7$	0,8; 0,5; 0,25; 0,1
Внезапное сужение сечения $F_2/F_1=0,1; 0,3; 0,5; 0,7$	0,47; 0,38; 0,3; 0,2
Отвод 90° круглого или квадратного сечения при $R/d=1; 2; 3$	0,25; 0,15; 0,12
Отвод 90° прямоугольного сечения при $R/a=1$ и $b/a=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$	0,38; 0,25; 0,18; 0,12
То же, при $R/a=2$	0,23; 0,15; 0,11; 0,07
То же, при $R/a=3$	0,18; 0,12; 0,08; 0,06
Выход через боковое отверстие с острыми краями при $v_0/v_1=0,4; 0,6; 1,0; 1,2$	1,1; 1,25; 1,6; 1,8
Выход с поворотом потока:	
без решетки	2,0
с решеткой	2,5
Вытяжная шахта с зонтом	1,3
Дефлектор цилиндрический	1,0

Примечание.  $R$  — радиус поворота оси воздуховода;  $d$  — диаметр или сторона квадрата его сечения;  $b$  и  $a$  — высота и ширина прямоугольного сечения воздуховода;  $v_0$  — скорость воздуха на выходе из бокового отверстия воздуховода;  $v_1$  — скорость воздуха в воздуховоде.

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

**Количество кормов, подлежащих тепловой обработке в суточном рационе животных, и удельный расход теплоносителя**

Вид корма	Количество кормов (кг) для тепловой обработки по видам животных							Удельный расход, кг/кг	
	коровы	телята до 6 месяцев	молодняк крупного рогатого скота	свиньи на откорме	свиноматки	куры	бройлеры	пара при избыточном давлении 19,6...68,7 кПа	горячей воды (при 478°C)
Солома	4,0	1,5	2	—	—	—	—	0,3... 0,35*	2,5

Вид корма	Количество кормов (кг) для тепловой обработки по видам животных							Удельный расход, кг/кг	
	коровы	телята до 6 месяцев	молодняк крупного рогатого скота	свиньи на откорме	свиноматки	куры	бройлеры	пара при избыточном давлении 19,6...68,7 кПа	горячей воды (при 45 °С)

Корнеклубнеплоды	—	1,0	—	6,7	5,0	0,07	0,06	0,16... 0,18	0,8... 1,0
Концентрированные корма	2,5	1,1	2	1,46	3,0	—	—	0,2... 0,25	1,5... 2,5

\* Перед запариванием увлажнить горячей водой 1...1,5 кг/кг.

\*\* Перед запариванием промыть горячей водой (40 °С) 1,5 кг/кг.

\*\*\* Мытье перед скармливанием.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Основные технические данные чугунных секционных котлов, устанавливаемых в отопительно-производственных котельных

Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	Число секций	Тепловая мощность (кВт) при сжигании				Габаритные размеры, мм		
		сортированного антрацита	рядового антрацита и каменного угля	газа	жидкого топлива	длина	ширина	высота

## «Универсал-5»

15,2	14	230	177	213	195	845		
19,7	18	297	229	276	252	1095		
24,2	22	365	281	368	310	1345		
28,6	26	432	333	400	366	1595	2060	1910
33,1	30	500	385	463	424	1845		
37,6	34	568	437	526	481	2095		
42,1	38	636	490	589	539	2345		

## «Универсал-6»

19,8	18	322	253	277	253	1115		
24,2	22	394	310	339	310	1365		
28,6	26	466	366	400	366	1615		
33,0	30	537	422	462	422	1865	1966	2030
37,4	34	609	479	524	479	2115		
41,8	38	681	535	585	535	2365		
46,2	42	752	597	647	597	2615		

Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	Число секций	Тепловая мощность (кВт) при сжигании				Габаритные размеры, мм		
		сортнрованного антрацита	рядового антрацита и каменного угля	газа	жидкого топлива	длина	ширина	высота
«Энергия-6»								
27,9	20	487	391	391	357	1689		
40,3	28	703	564	564	516	2217	2460	2390
52,7	36	920	738	738	675	2745		
«Тула-3»								
28,1	18	539	484	539	484	1545		
40,6	26	779	699	779	699	2247	2300	2361
53,0	34	1017	912	1017	912	2785		
ц «Минск-1»								
20,8	18	541	430	407	407	1825		
30,4	26	785	628	582	582	2360	2320	2760
40,0	34	1035	826	756	756	2895		

Примечания. 1. Максимальная температура нагрева воды 115°C.  
 2. Для котлов «Тула-3» и «Минск-1», работающих в режиме паровых, тепловая мощность снижается на 4...7%, для остальных котлов в этом режиме — на 7...9%; избыточное давление насыщенного пара до 68,7 кПа.  
 3. КПД при работе на твердом топливе  $\eta_{к.а} = 0,65... 0,7$ , на жидком и газообразном  $\eta_{к.а} = 0,8$ .

## ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Технические данные некоторых центробежных насосов, используемых в отопительно-производственных котельных

Марка насоса	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, кПа	Мощность электродвигателя, кВт	КПД насоса, %
2,5ЦВ-0,8 м	5...12	1864...706	14	33...49
2,5ЦВ-1,1 м	10...21	2011...549	20	34...50
2,5ЦВ-1,3 м	15...23	1864...540	28	40...50
2,5ЦВ-1,5 м	20...30	1844...510	40	40...48
2К-6, 2КМ-6	10...30	338...235	4,5	51...64
3К-6, 3КМ-6	30...70	608...437	22	54...63
4К-6, 4КМ-6	65...135	961...711	55	63...70
6К-8, 6КМ-8	110...190	358...304	30	70...75
6К-12, 6КМ-12	110...200	223...168	14	75...81

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Технические данные паровых поршневых питательных насосов типа ПНП

Марка насоса	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Избыточное давление нагнетания (напор), кПа	Избыточное давление пара перед насосом, кПа
ПНП-1	10...25	1960	1080
ПНП-3	5,5...14	1960	1080
ПНП-15	25	3720	2160

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Приставки, с помощью которых образуются кратные единицы

Приставка	Отношение к основной единице	Обозначение	
		русское	международное
Тера	10 <sup>12</sup>	Т	T
Гига	10 <sup>9</sup>	Г	G
Мега	10 <sup>6</sup>	М	M
Кило	10 <sup>3</sup>	к	k
Гекто	10 <sup>2</sup>	г	h
Дека	10	да	da

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Приставки, с помощью которых образуются дольные единицы

Приставка	Отношение к основной единице	Обозначение	
		русское	международное
Деци	10 <sup>-1</sup>	д	d
Санتي	10 <sup>-2</sup>	с	c
Милли	10 <sup>-3</sup>	м	m
Микро	10 <sup>-6</sup>	мк	μ
Нано	10 <sup>-9</sup>	н	n
Пико	10 <sup>-12</sup>	п	p

1. Ануфриев Л. Н., Кожинов И. А., Позин Г. М. Теплофизические расчеты сельскохозяйственных производственных зданий.— М.: Стройиздат, 1974.—216 с.
2. Гусев Ю. Л. Основы проектирования котельных установок.— М.: Стройиздат, 1973.—248 с.
3. Есин В. В., Кретова Н. П., Кузнецов А. В. Практикум по теплотехнике и применению тепла в сельском хозяйстве.— М.: Колос, 1971.—256 с.
4. Захаров А. А. Применение тепла в сельском хозяйстве.— М.: Колос, 1980.—311 с.
5. Зуев В. П., Шкрабак В. С. Проектирование тепловых установок сельскохозяйственного назначения. Методическое пособие к курсовому проектированию.— Л.: Ленинградский СХИ, 1971.—104 с.
6. Калинин М. П. Вентиляторные установки.— М.: Высшая школа, 1979.—223 с.
7. Кираковский Н. Ф., Недужий И. А. Лабораторный практикум по курсу общей теплотехники.— К.: Изд-во Киевского университета, 1966.—199 с.
8. Колесникова Т. К. Отопление, вентиляция, сушка.— М.: Легкая индустрия, 1972.—240 с.
9. Кудрявцев И. Ф., Карасенко В. А. Электрический нагрев и электротехнология.— М.: Колос, 1975.—384 с.
10. Лабораторный практикум по курсу «Процессы и аппараты пищевых производств» / Под ред. А. С. Гинзбурга.— М.: Пищевая промышленность, 1976.—271 с.
11. Лабораторный практикум по теплогазоснабжению и вентиляции / Под ред. Э. Х. Одельского и О. А. Мухина.— Минск: Высшая школа, 1973.—208 с.
12. Мещеряков Ф. Е. Основы холодильной техники и холодильной технологии.— М.: Пищевая промышленность, 1975.—560 с.
13. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи.— М.: Энергия, 1973.—320 с.
14. Основы теплотехники и применение тепла в сельском хозяйстве. Ч. I. Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / Г. П. Мироненко, В. Г. Дьяченко, Г. В. Зенкевич.— М.: МИИСП, 1974.—103 с.
15. Отопление и вентиляция. В 2 ч. Ч. 2. Вентиляция / Под ред. В. Н. Богословского.— М.: Стройиздат, 1976.—439 с.
16. Охрана труда / П. В. Солуянов, Г. Н. Гряник, М. М. Большов и др.— М.: Колос, 1977.—336 с.
17. Павлов И. И., Федоров М. Н. Котельные установки и тепловые сети.— М.: Стройиздат, 1977.—301 с.
18. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы.— М.: Энергия, 1978.—704 с.
19. Рысс А. А. Методические указания по курсовому проектированию «Проект теплоснабжения производственного отделения совхоза (колхоза) с прилегающим к нему жилым поселком».— Челябинск: ЧИМЭСХ, 1975.—58 с.

20. Сборник нормативных документов по строительному проектированию сельскохозяйственных предприятий, зданий и сооружений.— М.: Стройиздат, 1979.—71 с.
21. Свердлов Г. З., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.— М.: Пищевая промышленность, 1978.—264 с.
22. Скрицкий Л. Г. Основы автоматики и автоматизации систем теплогазоснабжения и вентиляции.— М.: Стройиздат, 1968.—248 с.
23. Солуянов П. В. Практикум по охране труда.— М.: Колос, 1969. 176 с.
24. Установки для создания микроклимата на животноводческих фермах / Д. Н. Мурусидзе, А. М. Зайцев, Н. А. Степанова и др.— М.: Колос, 1979.—327 с.
25. Фильней М. И. Проектирование вентиляционных установок.— М.: Высшая школа, 1966.—208 с.
26. Чистяков С. Ф., Радун Д. В. Теплотехнические измерения и приборы.— М.: Высшая школа, 1972.—392 с.
27. Шубин Е. П., Левин Б. И. Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных.— М.: Энергия, 1970.—496 с.
28. Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С. Котельные установки.— М.: Стройиздат, 1972.—384 с.

<b>Введение</b> . . . . .	3
<b>Глава I. Практические занятия</b> . . . . .	5
1. Определение потерь теплоты через наружные ограждения помещения . . . . .	5
2. Расчет площади поверхности нагрева и подбор нагревательных приборов систем центрального отопления . . . . .	11
3. Расчет трубопроводов систем отопления . . . . .	15
4. Расчет воздухообмена . . . . .	25
5. Подбор калориферов . . . . .	29
6. Расчет воздуховодов и подбор вентиляторов . . . . .	34
<b>Глава II. Измерение теплотехнических параметров</b> . . . . .	44
1. Измерение температуры . . . . .	44
2. Измерение давления . . . . .	51
3. Измерение влажности воздуха . . . . .	56
4. Измерение расхода и скорости движения вещества . . . . .	60
5. Измерение расхода и количества теплоты . . . . .	72
6. Основные положения теории ошибок измерений . . . . .	75
<b>Глава III. Лабораторные работы</b> . . . . .	79
Общие указания по выполнению лабораторных работ . . . . .	79
Работа 1. Испытание отопительно-вентиляционного агрегата . . . . .	80
Работа 2. Определение удельной потери давления на трение в воздуховоде . . . . .	84
Работа 3. Испытание нагревательного прибора . . . . .	87
Работа 4. Испытание водоводяного подогревателя . . . . .	90
Работа 5. Испытание конвективной сушилки . . . . .	95
Работа 6. Испытание паровой компрессионной холодильной установки . . . . .	101
Работа 7. Испытание автономного кондиционера . . . . .	109
<b>Глава IV. Методические указания по курсовому проектированию</b> . . . . .	118
1. Общие указания по выполнению проекта . . . . .	118
2. Проект отопительно-производственной котельной сельскохозяйственного назначения . . . . .	120
Исходные данные . . . . .	120
План курсового проекта . . . . .	121
Расчет тепловой нагрузки . . . . .	121
Выбор теплоносителя . . . . .	129
Подбор котлов . . . . .	130
Регулирование отпуска теплоты котельной . . . . .	131
Подбор питательных устройств и сетевых насосов . . . . .	132
Расчет водоподготовки . . . . .	135
Составление тепловой схемы котельной . . . . .	138
Компоновка котельной . . . . .	144

Технико-экономические показатели работы котельной . . . . .	146
Графическая часть проекта . . . . .	147
3. Вентиляция и отопление животноводческих и птицеводческих зданий . . . . .	147
Примерный план курсового проекта . . . . .	148
Методические указания по расчету . . . . .	148
Графическая часть проекта . . . . .	150
4. Обогрев сооружений защищенного грунта . . . . .	151
Примерный план курсового проекта . . . . .	151
Системы отопления теплиц и парников . . . . .	151
Расчет тепловой мощности системы отопления . . . . .	153
Параметры теплоносителя . . . . .	155
Расчет систем воздушного и подпочвенного обогрева . . . . .	155
Графическая часть проекта . . . . .	157
5. Отопление и вентиляция ремонтного предприятия (мастерской) . . . . .	157
Примерный план курсового проекта . . . . .	157
Методические указания по расчету . . . . .	157
Графическая часть проекта . . . . .	159
Приложения . . . . .	160
Указатель литературы . . . . .	172

**Анатолий Алексеевич Захаров**

**ПРАКТИКУМ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ТЕПЛОТЫ  
В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**

Заведующая редакцией А. И. Гераськина

Редактор В. М. Никитина

Художественный редактор А. И. Бершачевская

Технические редакторы В. М. Деева, Н. В. Суржева

Корректоры И. Н. Молодкина, З. Т. Бегичева,

В. А. Лебедева

**ИБ № 3453**

Сдано в набор 08.06.84. Подписано к печати 14.11.84. Т-17882.

Формат 84×108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>. Бумага тип. № 1. Гарнитура литературная.

Печать высокая. Усл. печ. л. 9,24. Усл. кр.-отт. 9,45. Уч.-изд. л. 8,99.

Изд. № 237. Тираж 11 000 экз. Заказ № 430. Цена 35 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат»,  
107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, 18.

Набрано в ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного  
Знамени Московском производственном объединении «Первая Образцовая  
типография» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по  
делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 113054, Москва, Ва-  
ловая, 28.

Отпечатано с матриц на Белоцерковской книжной фабрике, 256400, г. Бе-  
лая Церковь, ул. Карла Маркса, 4.