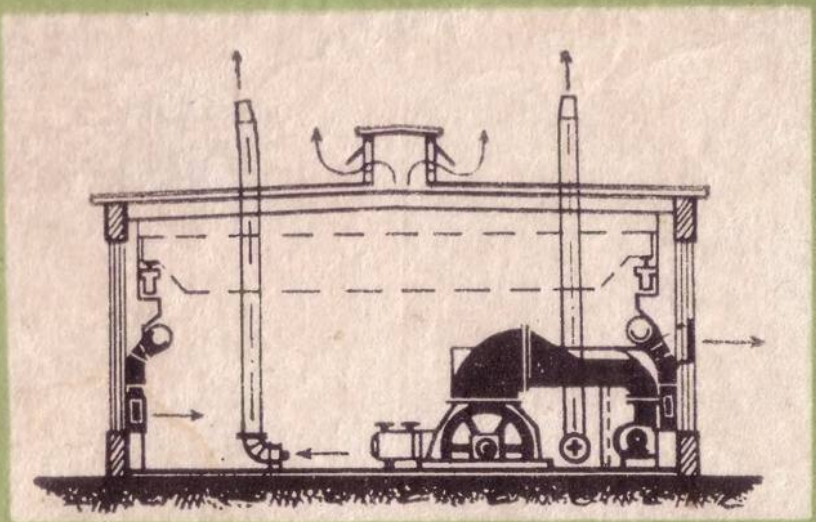
Библиотека СОК

С 45

БИБЛИОТЕКА НЕФТЯНИКА ЭНЕРГЕТИКА

С. З. СКРЫПНИК, Я. И. ФРЕНКЕЛЬ

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



691
С45

С. З. СКРЫПНИК, Я. И. ФРЕНКЕЛЬ

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

3143

БИБЛИОТЕКА НЕФТЯНИКА-ЭНЕРГЕТИКА

Научно-техническая
БИБЛИОТЕКА
ЮЖНИИГИПРОГАЗ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА»
Москва 1968

УДК 622.333.1 : (662.91 + 697.9).002.73

Отопительные и вентиляционные установки в нефтяной и газовой промышленности. Скрыпник С. З., Френкель Я. И. Изд-во «Недра», 1968. Стр. 184.

В книге приведены классификация, схемы устройства и принципы действия отопительных и вентиляционных установок, применяемые виды отопления и вентиляции в нефтяной и газовой промышленности, а также расчеты установок с примерами, иллюстрирующими порядок проведения расчетов в Международной системе единиц (СИ).

Рассмотрены вопросы технической эксплуатации и наладки отопительных и вентиляционных установок, а также устранения обнаруженных неисправностей.

Книга предназначена для мастеров и рабочих, обслуживающих установки отопления и вентиляции в нефтяной и газовой промышленности, имеющих 8—10-классное образование.

Материалы «Отопление насосных и компрессорных станций» и «Обогрев импульсных линий, шкафов и сосудов КИП» (в разделе I) и от «Общих требований к вентиляции объектов нефтяной и газовой промышленности» до «Вентиляционных установок нефтеперерабатывающих заводов» включительно (в разделе II) написаны С. З. Скрыпником. Сюда вошло и описание вентиляции газотурбинных установок, в которых использован материал, предложенный И. П. Могильницким. Все остальные материалы написаны Я. И. Френкелем.

Таблиц 23, иллюстраций 101, библиографии 20 названий.

Библиотека нефтяника-энергетика издается под научной редакцией канд. техн. наук, доц. Л. Р. Стоцкого и проф. ВЗПИ Д. А. Тарасова.

ВМЕСТО ВВЕДЕНИЯ

В настоящей книге все расчеты и таблицы даны в единицах измерений Международной системы (СИ). Для удобства сопоставления этих единиц с более привычными единицами системы МКГСС приводится переводная таблица.

Параметр	Эквивалентная величина в системах		Примечания
	СИ	МКГСС	
Давление	1 *бар* = = 0,1 *Мн/м²* = = 10^5 *н/м²* 0,981 *бар* 1 *н/м²*	1,02 *кГ/см²* = 1,02 *ат* 1 *кГ/см²* 0,1 *кГ/м²* = = 0,1 *мм вод. ст.*	Округленно 1 *кГ/см²*, или 1 *ат*
Теплота	1 *кдж* = 10^3 *дж* 1 *Мдж* = 10^6 *дж* 1 *Гдж* = 10^9 *дж* 4,2 *кдж*	0,24 *ккал* 0,24 *Мкал* 0,24 *Гкал* 1 *ккал*	Приближенно » » »
Теплота сгорания	1 *дж/кг* 1 *дж/м³*	$0{,}24 \cdot 10^{-3}$ *ккал/кг* $0{,}24 \cdot 10^{-3}$ *ккал/м³*	Приближенно »
Тепловой поток	1 *вт* 1,16 *вт*	0,86 *ккал/ч* 1 *ккал/ч*	Приближенно »
Удельный тепловой поток	1 *вт/м²*	0,86 *ккал/(м²·ч)*	Приближенно
Коэффициент теплопередачи	1 *вт/(м²·град)*	0,86 *ккал/(м²·ч·град)*	Приближенно
Термическое сопротивление теплопередаче	1 *м²·град/вт*	1,16 *м²·ч·град/ккал*	Приближенно

Примечание. *н* — ньютон; *Мн* — меганьютон; *дж* — джоуль; *кдж* — килоджоуль; *Мдж* — мегаджоуль; *Гдж* — гигаджоуль; *ккал* — килокалория; *Мкал* — мегакалория; *Гкал* — гигакалория.

РАЗДЕЛ I

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Отопительные установки в зданиях и помещениях с постоянным или длительным пребыванием в них людей предназначаются для обеспечения в холодный период года температуры внутреннего воздуха, соответствующей установленным санитарным нормам.

К отопительной системе предъявляются следующие основные требования:

система отопления должна компенсировать тепловые потери через строительные ограждения (стены, окна, полы, потолки и т. д.); температура внутреннего воздуха в производственных зданиях должна обеспечивать нормальное протекание технологических процессов и быть наиболее благоприятной для работы и отдыха человека.

Система отопления в общем случае состоит из устройств, служащих для сообщения тепла охлажденному теплоносителю и транспортировки горячего теплоносителя, и нагревательных приборов, от которых передается тепло воздуху отапливаемого помещения.

Системы отопления подразделяют на местные и центральные. К местным системам относят печное отопление, газовое отопление (при сжигании газа в нагревательных приборах) и электрическое отопление (при непосредственном превращении электроэнергии в тепло в отапливаемом помещении).

Центральные системы отопления — это системы, в которых тепло сообщается теплоносителю централизованно в водогрейном или паровом котле, калорифере, теплообменном аппарате с последующей транспортировкой теплоносителя к местам потребления по трубопроводам.

В зависимости от вида теплоносителя различают системы водяного, парового и воздушного отопления.

Системы водяного отопления делят в свою очередь на системы с естественной циркуляцией, в которых горячая вода перемещается по трубопроводам только за счет разности плотностей охлажденной и горячей воды, и системы с искусственной (вынужденной) циркуляцией, в которых основной движущей силой является насос. Кроме того, в зависимости от начальной температуры

горячей воды различают системы с температурой воды до 100° С и так называемые системы отопления с перегретой водой (выше 100° С).

Системы парового отопления в зависимости от давления пара условно делятся на системы так называемого высокого давления (избыточное давление $p_{изб} \geqslant 0{,}7$ *бар*) и низкого давления ($p_{изб} < 0{,}7$ *бар*).

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Упрощенная принципиальная схема системы водяного отопления с естественной циркуляцией приведена на рис. 1. Система состоит из водогрейного котла *1*, нагревательного прибора *4*, трубопровода горячей воды *2*, соединяющего котел с нагревательными приборами, расширительного сосуда *3* и обратного трубопровода (для охлажденной воды) *5*. Вода в котле нагревается до требуемой температуры и направляется по трубопроводу *2* в нагревательный прибор *4*. Охладившись в приборе, вода по трубопроводу *5* возвращается в котел, где опять нагревается. При нагревании объем воды в системе увеличивается, в связи с чем в высшей точке системы установлен расширительный сосуд *3*, сообщающийся с атмосферой, что предохраняет от повышения давления в трубопроводе и его разрыва. Этот сосуд служит одновременно для удаления в атмосферу воздуха, выделяемого при нагревании воды, и для пополнения системы водой при наличии утечек в трубопроводах.

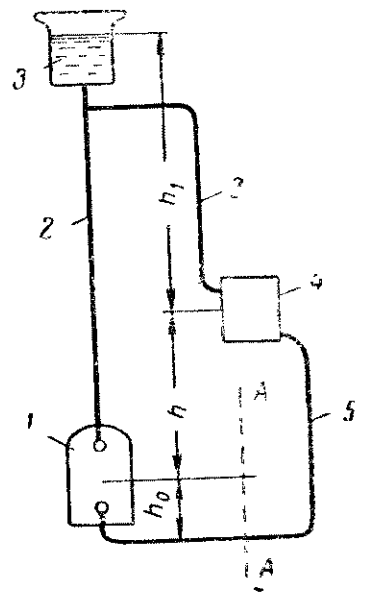


Рис. 1. Принципиальная схема водяной системы отопления с естественной циркуляцией.

Перемещение воды в системе с естественной циркуляцией обусловливается увеличением плотности воды при ее охлаждении и определяется разностью плотностей охлажденной и горячей воды.

Рассмотрим сечение $A—A$ (см. рис. 1). Слева на это сечение оказывает давление столб горячей воды высотой $h + h_1$ с температурой $t_г$ и соответствующей плотностью $\rho_г$ и столб охлажденной воды высотой h_0 с температурой $t_х$ и соответствующей плотностью $\rho_х$. Давление столба жидкости, как известно, определяется произведением высоты столба жидкости, ее плотности и ускорения свободного падения. Следовательно, давление слева на сечение $A—A$ равно

$$p_1 = (h + h_1)\,\rho_г g + h_0 \rho_х g. \qquad (а)$$

На сечение $A — A$ справа оказывает давление столб горячей воды высотой h_1 с температурой $t_г$ и плотностью $\rho_г$ и столб охлажденной воды высотой $h_0 + h$ с температурой $t_х$ и плотностью $\rho_х$. Давление на сечение $A — A$ справа равно

$$p_2 = h_1 \rho_г g + (h_0 + h)\,\rho_х g. \qquad (б)$$

Давление справа на сечение $A—A$ больше давления слева на то же сечение; разность этих давлений и составляет так называемое циркуляционное давление Δp (в $н/м^2$), возникающее как результат охлаждения воды в нагревательном приборе и равное

$$\Delta p = p_2 - p_1 = h(\rho_х - \rho_г)\, g, \qquad (1)$$

где p_1 и p_2 — соответственно давление слева и справа на сечение $A—A$ в $н/м^2$;

$\rho_х$ и $\rho_г$ — плотность охлажденной и горячей воды в $кг/м^3$, зависящая в основном от ее температуры ($\rho = 1000$ $кг/м^3$ при 4° С; $\rho = 988$ $кг/м^3$ при 50° С; $\rho = 958$ $кг/м^3$ при 100° С; $\rho = 917$ $кг/м^3$ при 150° С);

h — расстояние по вертикали от центра нагрева воды в котле до центра нагревательного прибора в $м$;

h_0 — расстояние по вертикали от нижней точки обратного трубопровода до центра нагрева воды в котле в $м$;

h_1 — расстояние по вертикали от центра охлаждения воды до уровня воды в расширительном сосуде в $м$;

g — ускорение свободного падения, принимаемое равным 9,81 $м/сек^2$.

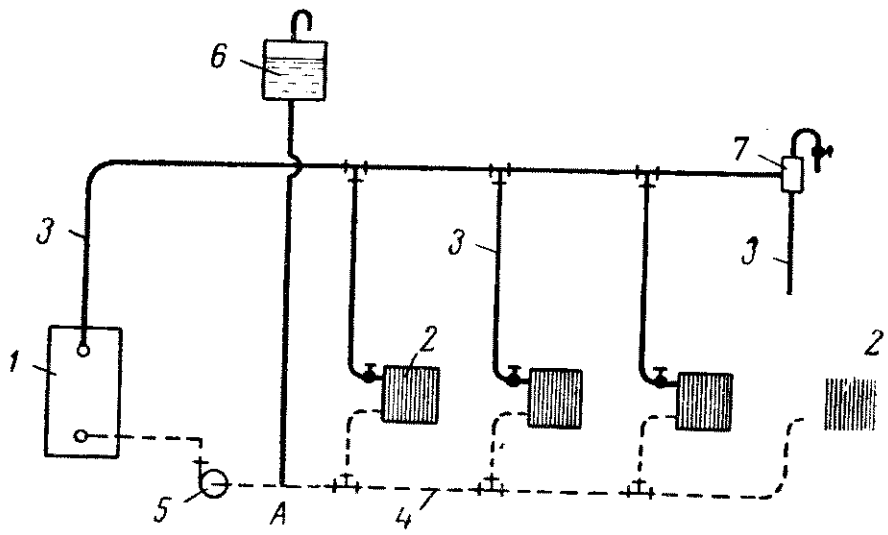


Рис. 2. Схема насосной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой.

Системы с естественной циркуляцией в промышленных зданиях мало распространены из-за ограниченного радиуса действия (не более 30 $м$ по горизонтали), большого расхода труб и значительной первоначальной стоимости.

Дополнительное давление, создаваемое циркуляционным насосом в насосной системе водяного отопления, широко распространенной в отопительной технике, дает возможность повысить скорость воды в системе и обеспечить расчетный расход воды в трубопроводах меньших диаметров, а также значительно увеличить район обслуживания и снизить первоначальные капитальные затраты.

Для насосных систем водяного отопления применяют однотрубные и двухтрубные схемы с верхней и нижней разводкой горячей воды.

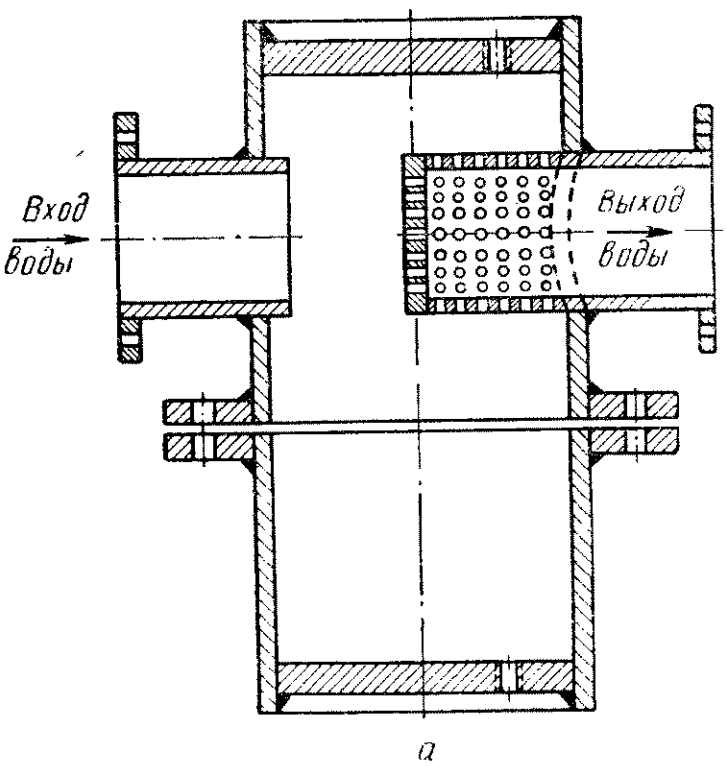
На рис. 2 представлена принципиальная схема насосной системы водяного отопления с верхней разводкой, состоящей из водогрейного котла *1*, разводящих трубопроводов горячей воды *3*, обратных трубопроводов *4*, нагревательных приборов *2*, центробежного циркуляционного насоса *5*, воздухосборника *7* и расширительного сосуда *6*, присоединенного в точке *A* к обратному трубопроводу.

Охлажденная в приборах вода возвращается насосом *5* в котел по обратным трубопроводам и после нагрева в котле направляется в нагревательные приборы. Для поддержания в отопительный период постоянной циркуляции воды в системе насос должен работать непрерывно. Учитывая необходимость его ремонта, устанавливают не менее двух попеременно работающих насосов (один рабочий, второй резервный)

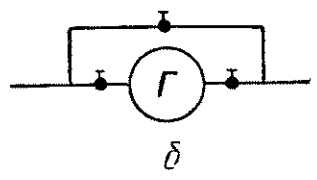
Взвешенные частицы улавливаются грязевиком, установленным на обратной линии перед насосом.

В грязевике (рис. 3, *а*) скорость воды значительно снижается, примерно до 0,05 *м/сек*, вследствие чего мелкие частицы оседают в нем, а крупные улавливаются сеткой.

Чтобы обеспечить чистку грязевика, нижняя часть его сделана съемной, а для отключения грязевика во время работы системы установлена обводная линия (рис. 3 *б*).



а



б

Рис. 3. Грязевик:

а — разрез; *б* — схема установки.

Горячая вода распределяется по участкам коллектором (распределителем) с задвижками, при помощи которых можно регулировать расход воды, подаваемой на тот или иной участок системы, или совсем отключать этот участок. Коллектор размещен в тепловом центре

На рис. 4 приведена схема двухтрубной системы отопления с нижней разводкой. Вода насосом *11* подается в котел *1*, а из него поступает в подающие трубопроводы горячей воды *2*, проложенные около приборов *6*, поднимается по горячим стоякам *3* в нагревательные приборы *6* и, охладившись в них, направляется по обратным стоякам *4* в общий обратный трубопровод *5*, к которому присоединен расширительный сосуд *9*. Воздух из системы может быть удален через воздушные трубы *7* и воздухосборник *10* (правая часть рис. 4) или через воздушные краны *8* приборов верхнего этажа (левая

часть рис. 4). На этих схемах (рис. 2 и 4) вода в подающем и обратном трубопроводах движется в противоположных направлениях. Такие системы называют т у п и к о в ы м и. В них чем дальше от котла или ввода трубопровода горячей воды расположен нагревательный прибор, тем длиннее циркуляционное кольцо этого прибора. В тупиковой системе длина циркуляционных колец неодинакова, в результате чего возможно нарушение регулировки приборов под влиянием изменяющегося циркуляционного давления.

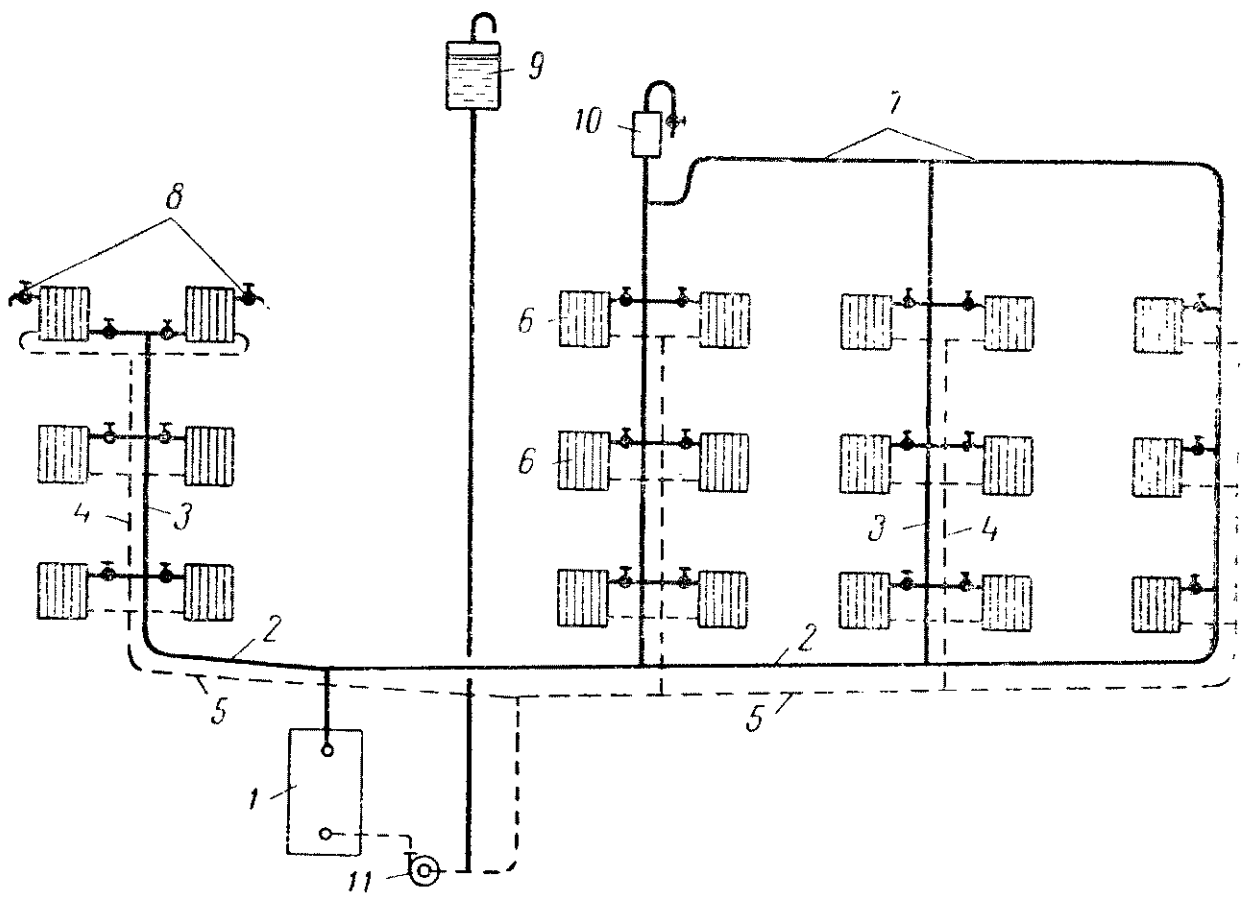


Рис. 4. Схема насосной двухтрубной системы отопления с нижней разводкой.

На рис. 5 изображена схема насосной вертикальной однотрубной системы отопления с замыкающими участками у приборов и с попутным движением воды, предложенная проф. В. М. Чаплиным. В этой системе в связи с одинаковой длиной всех циркуляционных колец и одинаковой скоростью воды во всех кольцах системы обеспечивается равномерный прогрев всех приборов.

Расширительный сосуд в насосных системах водяного отопления присоединяют к обратной магистрали у самого всасывающего патрубка насоса. При таком присоединении все точки системы находятся под давлением выше атмосферного, что исключает вскипание воды в системе.

Расширительный сосуд здесь не может, в силу своего расположения, выполнять функции воздухосборника, как в системах с естественной циркуляцией, и для отвода воздуха устанавливают отдельные воздухосборники.

Отвод воздуха в схемах с нижней разводкой (см. рис. 4), в которых движение воды во всех точках системы совпадает с движением воз-

духа, осуществляется легче, чем в схемах с верхней разводкой (см. рис. 2).

В системах же с верхней разводкой попутное движение воды и воздуха возможно только в разводящей магистрали. В стояках

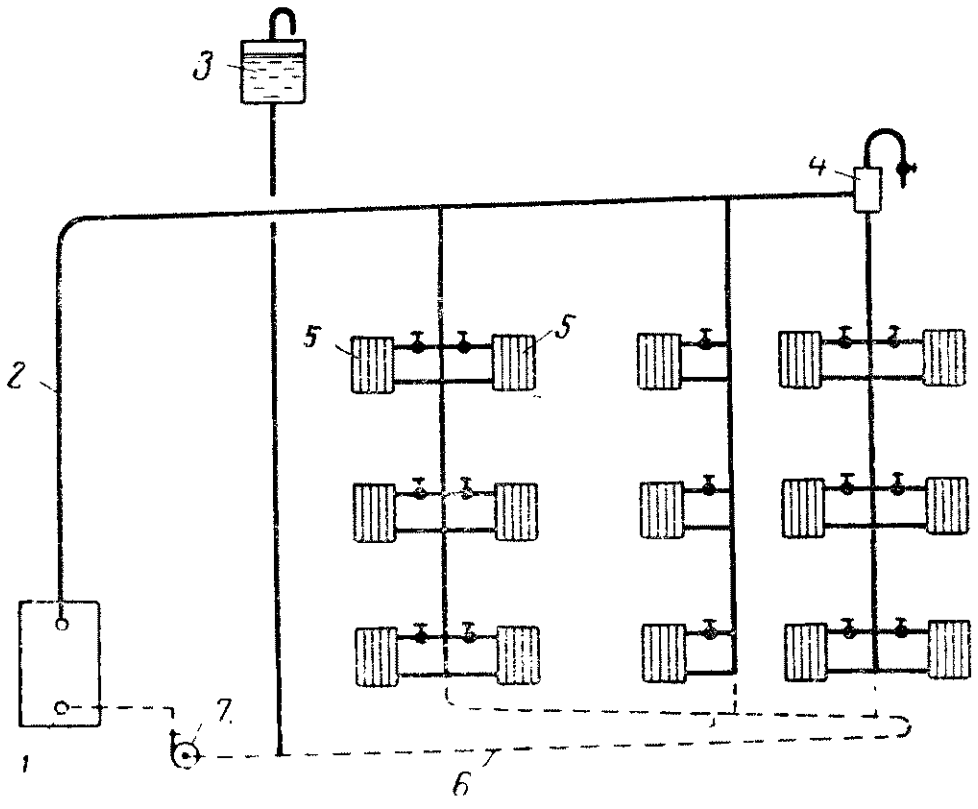


Рис. 5. Схема насосной однотрубной системы отопления с замыкающими участками у приборов с попутным движением воды.

1 — котел; *2* — подающий трубопровод горячей воды; *3* — расширительный сосуд; *4* — воздухосборник; *5* — отопительные приборы; *6* — обратный трубопровод; *7* — насос.

воздух, как более легкий, стремится подниматься вверх, однако этому движению препятствует вода.

В насосных системах с верхней разводкой всегда следует применять проточные воздухосборники (рис. 6). При переходе из более узкой трубы в более широкое сечение воздухосборника *1* вода теряет скорость, воздух не увлекается потоком воды, а поднимается в верхнюю часть воздухосборника, откуда может быть выпущен краном вручную по трубопроводу *2* или автоматическим воздухоотводчиком, например, конструкции ВНИИСТО (рис. 7).

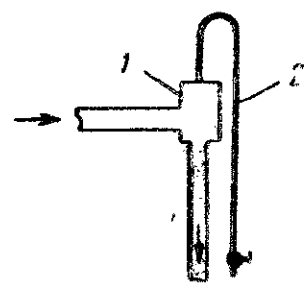


Рис. 6. Схема установки проточного воздухосборника.

Разводящий трубопровод в системах с верхней разводкой прокладывают с уклоном 0,002 и проточный воздухосборник располагают в высшей точке разводящего трубопровода на расстоянии 500—600 *мм* от отводов, уток и других местных сопротивлений.

Отопительная система, снабжающая несколько потребителей горячей водой, получаемой в крупных котельных, называется р а й о н н о й в о д я н о й о т о п и т е л ь н о й с и с т е м о й.

Если источником теплоснабжения служит теплоэлектроцентраль (ТЭЦ), такая система называется т е п л о ф и к а ц и о н н о й.

На рис. 8 приведены схемы включения систем отопления в районную теплофикационную систему. Местные потребители соединяются с источником теплоснабжения тепловыми сетями. Температура воды в тепловых сетях достигает 150—130° С.

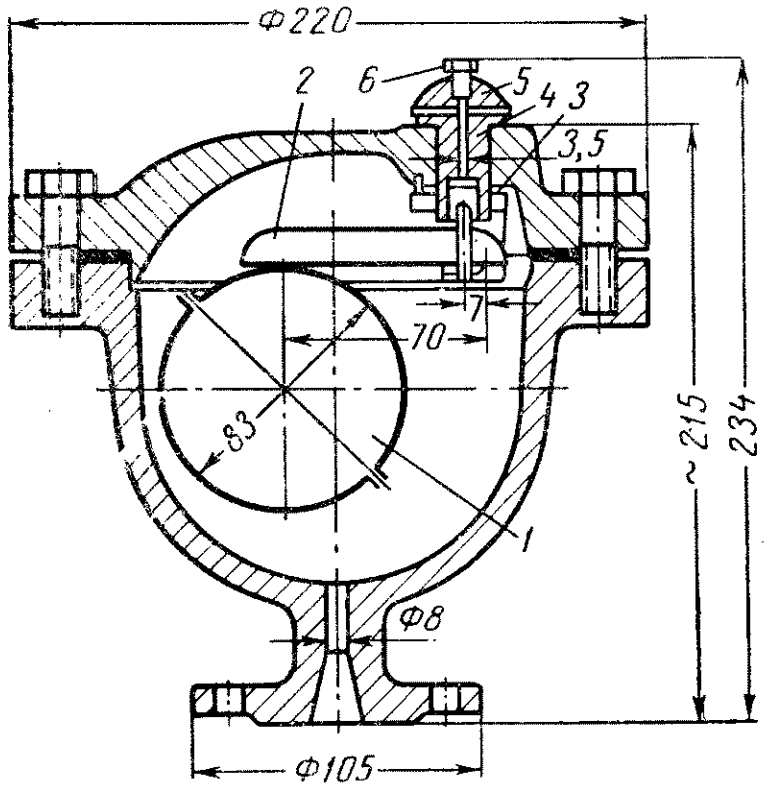


Рис. 7. Автоматический воздухоотводчик конструкции ВНИИСТО.

1 — поплавок; *2* — рычаг; *3* — клапан; *4* — ниппельное отверстие; *5* и *6* — отверстия для вытеснения воздуха в атмосферу.

В большинстве случаев тепловые сети делают двухтрубными с возвратом охлажденной воды к источнику теплоснабжения. Однако применяют и многотрубные системы. В таких системах дополнительные трубы прокладывают при наличии теплопотребления с особым режимом или для резервирования.

Системы потребителей подключают к тепловым сетям через абонентские вводы.

На вводе устанавливают необходимую запорно-регулировочную арматуру. Каждая система отопления для ремонта может быть выключена двумя задвижками. Для отключения абонентского ввода от тепловой сети также имеются две задвижки. Помимо запорно-регулирующей арматуры на абонентском вводе

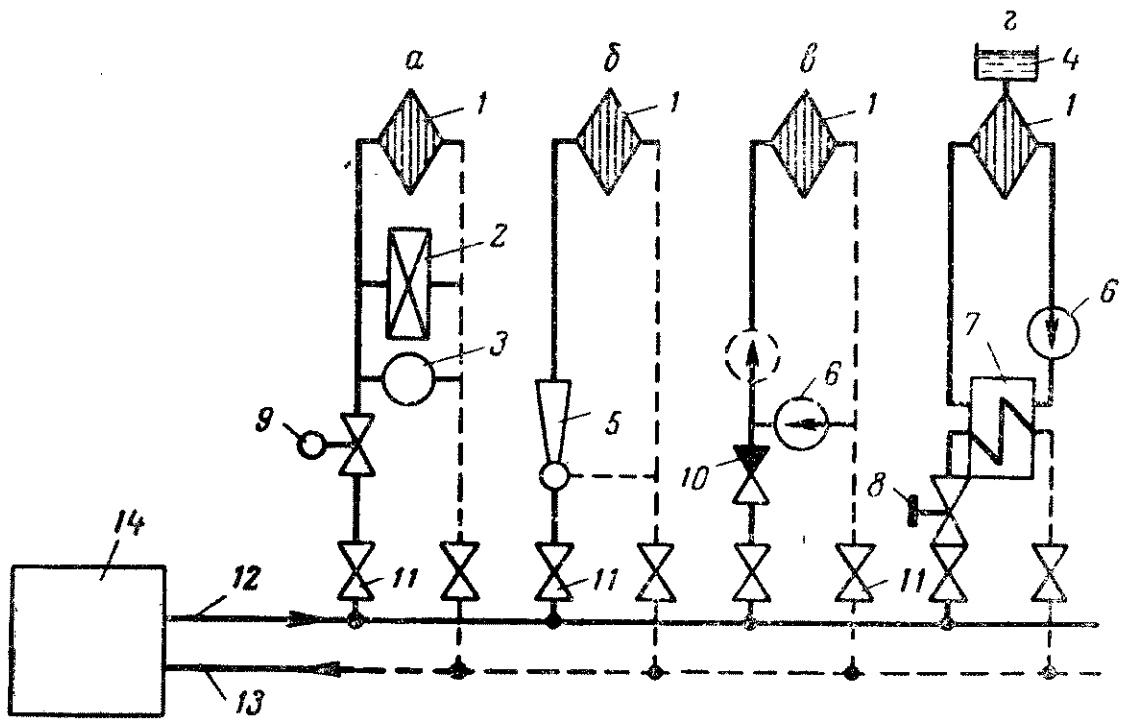


Рис. 8. Принципиальные схемы централизованного теплоснабжения от крупных котельных и ТЭЦ.

1 — системы центрального отопления; *2* — калориферы вентиляции; *3* — технологические потребители тепла; *4* — бак горячей воды; *5* — элеватор или инжектор; *6* — центробежный насос; *7* — поверхностный водоподогреватель; *8* — терморегулятор; *9* — регулятор давления; *10* — обратный клапан; *11* — задвижки; *12* — подающий трубопровод горячей воды; *13* — обратный трубопровод; *14* — источник теплоснабжения.

устанавливают контрольные приборы (манометры, термометры, расходомеры), обеспечивающие учет потребляемого тепла и контроль работы ввода с подключенными к нему системами отопления.

Высокое качество работы систем централизованного теплоснабжения может быть обеспечено лишь при применении приборов автоматики, регулирующих давление, температуру и количество теплоносителя. Для взаимного предохранения систем и тепловых сетей от засорения на вводе устанавливают также входные и выходные грязевики.

В том случае, когда параметры горячей воды (температура и давление) удовлетворяют тепловых потребителей, местную систему отопления присоединяют к тепловой сети непосредственно (рис. 8, *а*).

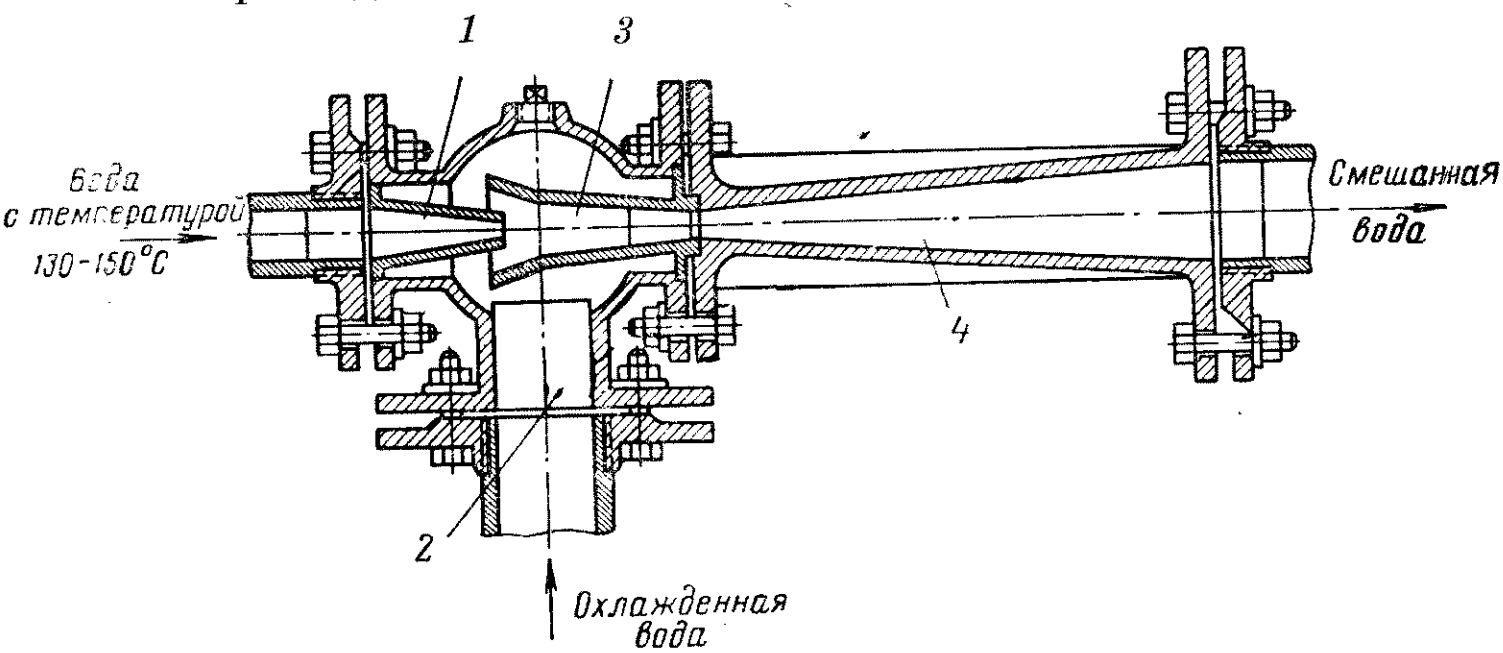


Рис. 9. Водоструйный элеватор.

Если параметры теплоносителя не удовлетворяют тепловых потребителей, то присоединение осуществляют через водоструйный элеватор (рис. 8, *б*), насос (рис. 8, *в*), поверхностный водоподогреватель (рис. 8, *г*).

Для сокращения поверхности калориферов и нагревательных приборов в промышленных объектах применяют горячую воду температурой 130—150° С. В жилых зданиях такая температура теплоносителя по санитарным нормам недопустима, так как при повреждении теплопровода возможны несчастные случаи. Для снижения температуры теплоносителя до нормы в тепловом центре здания устанавливают смеситель — водоструйный элеватор (рис. 8,*б*).

Помимо своей основной функции — снижения температуры воды до нормы, водоструйный элеватор (рис. 9) выполняет и другую функцию — создает дополнительное давление в местной системе. Горячая вода под давлением насоса подводится к соплу *1*, в котором по мере движения скорость ее увеличивается, а давление снижается.

Под влиянием разности давлений охлажденная вода из обратного трубопровода будет направляться в камеру всасывания *2*, а затем в смесительный конус *3* и смешиваться с горячей водой, поступающей из сопла *1*. Элеватор заканчивается диффузором *4*,

к которому присоединяется горячий трубопровод местной отопительной системы. В диффузоре конусообразной формы скорость воды уменьшается, и возрастает давление, используемое для преодоления сопротивлений местной отопительной системы. Водоструйные элеваторы устанавливают в тепловых центрах не только жилых, но и промышленных зданий, если по проекту в эти здания должна подводиться вода с температурой 95—70° С.

В трубопроводах с водой температурой до 130° С избыточное давление должно быть не менее 1,8 *бар*. В противном случае возможно вскипание воды. Такое давление с некоторым запасом обычно обеспечивает установленный на высоте 23 *м* расширительный сосуд. Если это по местным условиям невозможно, то на ТЭЦ или в тепловом центре устанавливают подпиточные центробежные насосы. Такой насос, подкачивая воду в тепловые сети, восполняет утечки воды в системе, а также обеспечивает необходимое давление в сети. Его включают в перемычку между горячей и обратной магистралями тепловой сети.

СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

В системах парового отопления в качестве теплоносителя используют свежий пар, поступающий непосредственно из котельной установки или из тепловых сетей ТЭЦ, а также отработавший пар из паровых насосных установок и теплообменных аппаратов.

В приборах парового отопления происходит конденсация пара, сопровождаемая значительным выделением тепла. При полной конденсации, обеспечиваемой установкой на выходе пара из отопительной системы исправно работающих конденсатоотводчиков на 1 *кг* сухого насыщенного пара выделяется в среднем 2,20 *Мдж/кг* (526 *ккал/кг*) при температуре конденсации 100—150° С и соответствующем абсолютном давлении 1—5 *бар*.

При использовании в приборах парового отопления перегретого пара, т. е. пара с температурой, превышающей температуру насыщения, зависящую от давления, вначале происходит понижение его температуры до температуры насыщения, а затем его конденсация при неизменной температуре. Перегретый пар при конденсации выделяет вначале теплоту перегрева пара (примерно, 20 *кдж/кг* или 5 *ккал/кг* на каждые 10 *град* снижения температуры), а затем теплоту конденсации ($\approx$2,20 *Мдж/кг*).

Несмотря на ряд достоинств, присущих перегретому пару как теплоносителю (интенсивная теплопередача в связи с высокой температурой, удобство применения в помещениях с периодическим обогревом и др.), паровое отопление не может быть рекомендовано, как не удовлетворяющее санитарно-гигиеническим требованиям для помещений с длительным пребыванием людей: высокая температура поверхности нагревательных приборов приводит к интенсивному разложению пыли, осевшей на этих приборах.

Давление пара, поступающего в отопительные паровые системы, обычно не превышает 3—4 *бар*. В противном случае давление пара снижают установкой редукционного клапана.

В паровых системах высокого давления чаще всего применяют двухтрубные схемы: одна из труб служит для транспортировки пара, другая для возврата конденсата. Для большей надежности особо ответственные паропроводы дублируют.

Принципиальная схема присоединения паровой и водяной системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к источнику теплоснабжения приведена на рис. 10. На абонентских вводах

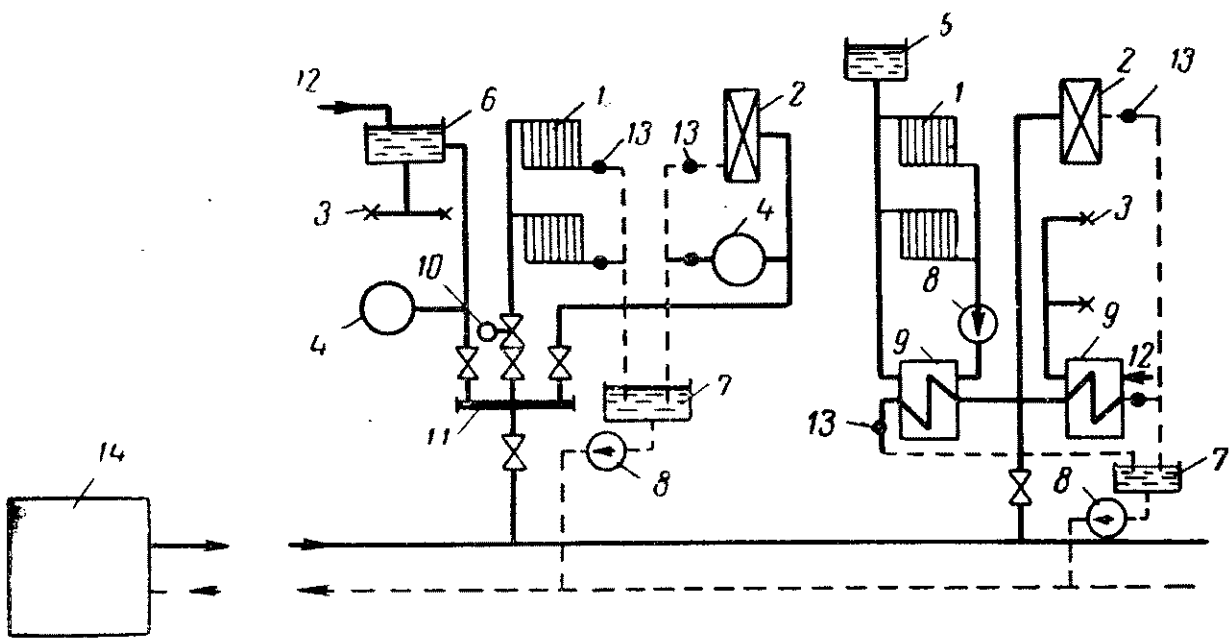


Рис. 10. Принципиальная схема теплоснабжения.

1 — система отопления; *2* — калорифер; *3* — система горячего водоснабжения; *4* — производственные теплоприемники; *5* — расширитель системы отопления; *6* — смесительный подогреватель; *7* — конденсатосборник; *8* — насос; *9* — пароводяной подогреватель; *10* — редукционный клапан; *11* — паровой коллектор; *12* — водопровод; *13* — конденсатоотводчик; *14* — источник теплоснабжения.

производственные теплоприемники *4* и калориферы вентиляционных камер *2* присоединяют непосредственно к паровым сетям, если давление пара удовлетворяет потребителя, и через редукционный клапан *10* автоматически поддерживают заданное пониженное давление, если давление пара превышает допустимое значение. За редукционным клапаном устанавливают предохранительный клапан, предотвращающий от повышения давления на случай неисправной работы редукционного клапана.

Водяные системы отопления чаще всего присоединяют к паровым сетям через пароводяной подогреватель *9*, а систему горячего водоснабжения *3* — через пароводяной подогреватель *9* или смесительный подогреватель *6*.

Конденсатоотводчики *13*, устанавливаемые на выходе пара из калориферов *2*, из приборов отопления *1* и из поверхностных пароводяных подогревателей *9*, предназначены для полной конденсации в них пара и отвода конденсата в конденсатосборники *7*, откуда он центробежными насосами *8* перекачивается в конденсатопровод.

Системы парового отопления применяют с верхней и нижней разводкой. При нижней разводке конденсат стекает навстречу пару, что влечет за собой появление гидравлических ударов. Поэтому более предпочтительны схемы с верхней разводкой.

Паровое отопление допускается применять во вспомогательных зданиях производственных помещений, в которых технологический процесс не сопровождается выделением взрывоопасной и горючей пыли, а также горючих газов или газов, поддерживающих горение.

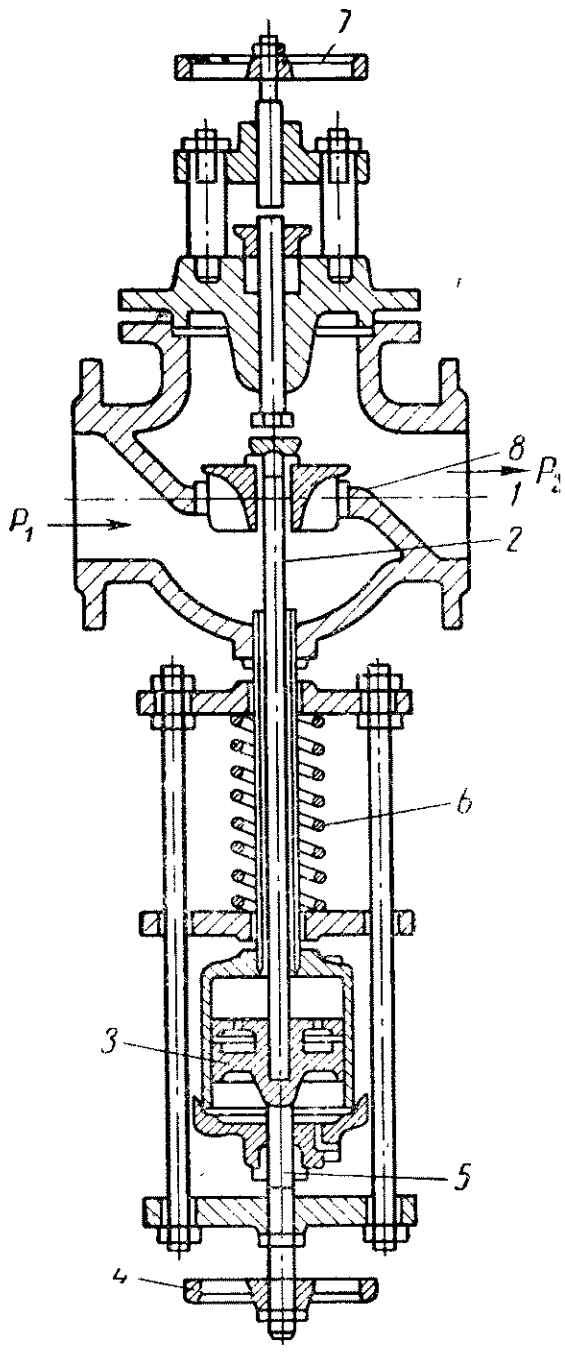


Рис. 11. Пружинный редукционный клапан.

На рис. 11 изображен редукционный клапан, предназначенный, как уже указывалось, для автоматического снижения давления и поддержания его на заданном уровне. На штоке *2* клапана жестко закреплены одинаковой площади золотник *1* и поршень *3*. На золотник воздействует снизу пар повышенного давления p_1 и сверху — пар пониженного давления p_2, прошедший через узкую кольцевую щель, образуемую приподнятым золотником. Под той же разностью давлений $p_1 - p_2$ находится и поршень *3*: сверху вниз на него пар оказывает давление p_1, а снизу вверх — давление p_2, создаваемое пружиной *6*. В результате система приподнятый золотник — шток — поршень находится в равновесии, и давление p_2 за золотником в точности равно давлению, создаваемому пружиной *6* и устанавливаемому поворотом маховичка *4*.

Если давление пара, поступающего в редукционный клапан, по каким-либо причинам увеличится, то увеличится и давление пара за клапаном, которое станет больше давления, создаваемого пружиной. Равновесие нарушится, золотник опустится, кольцевая щель уменьшится, падение давления в ней увеличится, пока давление за золотником не станет равным давлению, создаваемому пружиной. И наоборот, золотник приподнимется, если по каким-либо причинам давление до клапана уменьшится. Необходимо запомнить, что заданное давление пара за редукционным клапаном устанавливается соответствующим поворотом маховичка *4* на нижнем конце шпинделя *5*.

Вращением верхнего маховичка *7* можно прижать золотник *1* к седлу клапана *8* и этим совершенно прекратить поступление пара в клапан.

В практике наблюдается неудовлетворительная работа редукционных клапанов, вызванная их недостаточным проходным сечением. Правильный выбор размера клапана может быть произведен, в зависимости от расхода пара и давлений до и после клапана, по номограмме, составленной А. В. Хлудовым [3].

Наша промышленность выпускает конденсатоотводчики разных типов. Поплавковый конденсатоотводчик с закрытым поплавком (рис. 12) работает следующим образом. Конденсат поступает внутрь патрубка *1*, при повышении уровня конденсата шар-поплавок *2* всплывает в конденсате и поднимается, перемещая при этом свободный конец рычага *3*. Рычаг, вращаясь вокруг

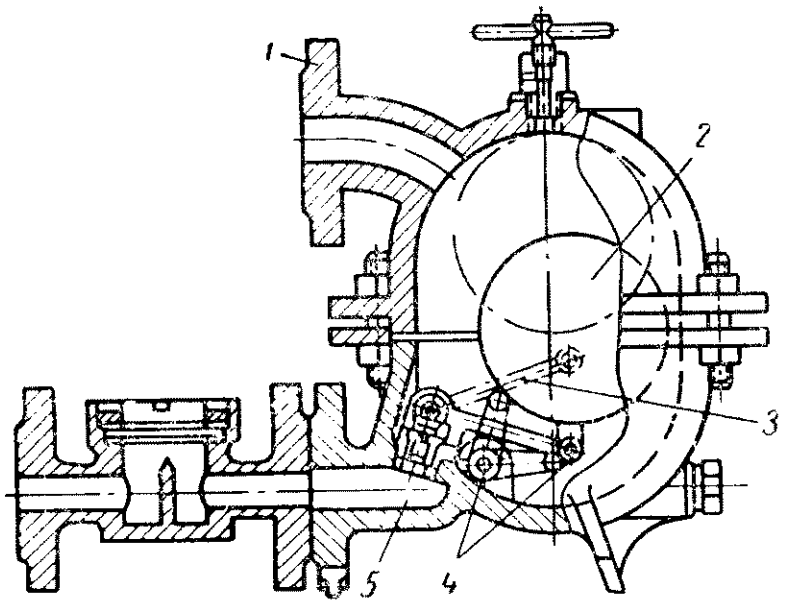


Рис. 12. Поплавковый конденсатоотводчик с закрытым поплавком.

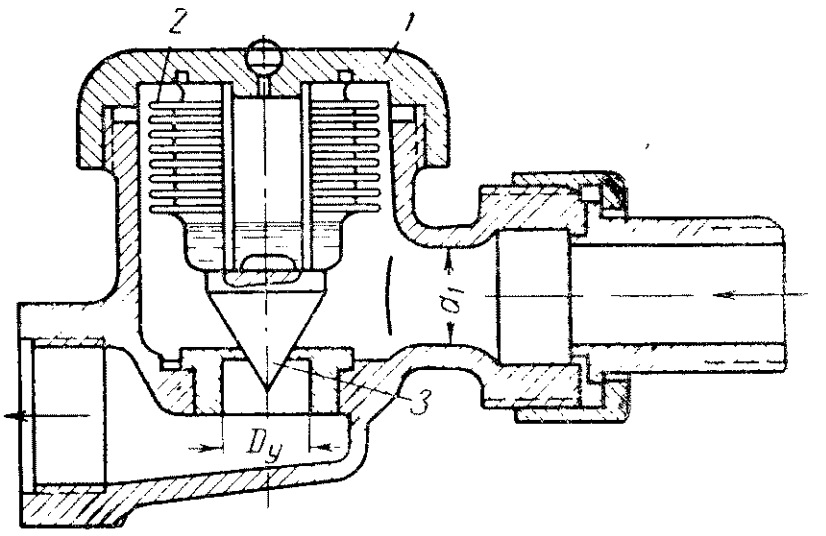


Рис. 13. Термический конденсатоотводчик.

своей оси, передвигает золотник *4*, открывающий отверстие *5*, через которое конденсат под давлением выбрасывается в конденсатопровод. Затем поплавок опускается, золотник *4* перекрывает выпускное отверстие, и выход конденсата из конденсатоотводчика прекращается. При поступлении пара в конденсатоотводчик поплавок не всплывает в нем, вследствие чего выпускное отверстие *5* будет закрыто до тех пор, пока пар не сконденсируется в теплообменном аппарате и не выделит скрытой теплоты парообразования. Таким образом, исправно работающий конденсатоотводчик обеспечивает отвод только конденсата. В конденсатоотводчике имеется гляделка, в корпусе которой находится стекло, позволяющее видеть, пропускает ли конденсатоотводчик пар или конденсат.

Термический конденсатоотводчик (рис. 13) используют для пара низкого давления. В чугунном корпусе *1* размещен сильфон *2*, заполненный жидкостью, температура кипения которой несколько ниже 100° С. Если через конденсатоотводчик протекает конденсат, то клапан *3*, соединенный с сильфоном, открывает выпускное отверстие, и конденсат свободно проходит через него. Поступление в конденсатоотводчик пара с конденсатом вызывает нагревание сильфона, кипение находящейся в нем жидкости и увеличение давления паров этой жидкости; сильфон удлиняется,

и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. Для удаления большого количества конденсата, образующегося при пуске охлажденной системы, необходимо устроить обводную линию, которую можно, кроме того, использовать для смены или чистки конденсатоотводчика без перерыва работы системы отопления.

Для проверки работы конденсатоотводчика (который следует устанавливать строго горизонтально) после него помещают тройник с краном. При нормальной работе прибора из крана должна выходить только вода (а не пар).

НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Назначение нагревательных приборов — передача тепла от теплоносителя (воды, пара) к воздуху помещения. Нагревательные приборы должны удовлетворять ряду теплотехнических, экономических и санитарно-гигиенических требований.

Нагревательный прибор должен обладать высоким коэффициентом теплопередачи k при минимальной затрате металла. Для отопительных приборов, приведенных в табл. 1, коэффициент теплопередачи, представляющий собой тепловой поток в ваттах (*вт*), приходящийся на 1 $м^2$ поверхности нагрева прибора при разности температур теплоносителя и воздуха помещений в один градус, равен 5—11 $вт/(м^2 \cdot град)$.

Таблица 1

Коэффициенты теплопередачи $k_{пр}$ нагревательных приборов

Тип нагревательного прибора	Значение $k_{пр}$ в $вт/(м^2 \cdot град)$										
	при разности между средней температурой воды в приборе и температурой помещения ($t_т - t_в$), *град*								при избыточном давлении пара $p_{из\ б}$, *бар*		
	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90	90—100	100—110	110—120	до 0,7	1,0	больше 1,0
М-132, М-150	7,3	8,0	8,5	8,8	9,2	9,6	9,9	10,2	9,6	9,9	10,6
Н-136, Н-150	6,9	7,3	7,8	8,2	8,5	8,9	9,1	9,5	9,2	—	—
Лор-150	7,9	8,5	9,9	9,3	9,7	10,0	10,4	10,6	10,0	10,4	11,1
М-140	8,5	9,2	9,6	9,9	10,0	10,0	10,0	10,0	—	—	—
«Польза» № 6 . . .	7,8	8,3	8,7	9,1	9,5	9,8	10,1	10,4	—	—	—
РШ-4	—	—	8,6	—	—	—	—	—	—	—	—
Чугунные ребристые трубы:											
одна	5,2	5,2	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	7,0	7,5	7,8
две	4,7	4,9	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,8	6,3	6,5
три	4,1	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	5,2	5,6	5,8

Для оценки показателей нагревательных приборов и их сопоставления введено понятие об эквивалентной поверхности ($F_{экв}$) нагревательных приборов в квадратных метрах ($м^2$). Под 1 $м^2$ эквивалентной поверхности понимается поверхность такого открыто установленного нагревательного прибора, который создает удельный тепловой поток (т. е. тепловой поток на 1 $м^2$ поверхности) в 506 $вт/м^2$ * при средней разности температур теплоносителя и воздуха Δt в 64,5 *град*. Чем выше коэффициент теплопередачи нагревательного прибора, тем выше коэффициент пересчета его поверхности в эквивалентную поверхность и тем лучше его теплотехнические качества.

Нагревательный прибор тем более экономичен, чем меньше его масса **, стоимость и строительная ширина 1 $м^2$ эквивалентной поверхности.

Форма и отделка нагревательных приборов должны обеспечивать наименьшее отложение пыли и доступную очистку.

По оформлению наружной поверхности все нагревательные приборы делятся на две основные группы: с гладкой и с ребристой теплоотдающей поверхностью. По виду теплообмена нагревательные приборы делятся на радиаторы и конвекторы. К радиаторам относятся приборы, передающие более 25% общего количества тепла лучеиспусканием, к конвекторам — приборы, в которых теплопередача происходит в основном за счет конвекции. Радиаторы выпускают нескольких типов, различаемых по высоте, длине, ширине и поверхности нагрева секции.

В зависимости от требуемой поверхности нагрева секции собирают в группы со смежными секциями, плотно притянутыми друг к другу специальными ниппелями, имеющими правую и левую резьбу. Трубопровод, подводящий пар или воду, присоединяют к крайней секции радиатора переходными ниппелями.

Стыки между элементами уплотняют прокладками из тонкого картона, проваренного в олифе со свинцовым суриком, или льняной пряди с суриком, замешанным на натуральной олифе — при водяном отоплении с температурой воды ниже 100° С и из паронита —для воды с температурой выше 100° С и для пара.

Основные данные чугунных радиаторов приведены в табл. 2, из которой видно, что наиболее эффективными являются радиаторы М-140 и Минск-110.

Как правило, радиатор устанавливают открыто под окнами в нишах у наружных стен (рис. 14). При глубине ниши не более 125 *мм* присоединение радиатора к отопительной сети производят без гнутья трубопровода.

Применяемые в качестве нагревательных приборов ребристые чугунные трубы выпускают в настоящее время только с круглыми ребрами. Их используют лишь для отопления помещений с кратковременным пребыванием людей и в цехах, где нет процессов,

---

* Или 435 *ккал*/($м^2 \cdot ч$).

** Ранее вместо «массы» прибора в *кг* нередко говорили «вес» прибора в *кг*.

Научно-техническая
Библиотека
ЮЖНИИГИПРОГАЗ

Таблица 2

Основные данные чугунных радиаторов

Тип	Размеры одной секции, *мм*				Поверхность нагрева одной секции, *м²*		Коэффициент пересчета поверхности нагрева в эквивалентную $k_э$	Показатели на 1 *м²* эквивалентной поверхности		Условный диаметр ниппеля, *мм*
	высота без ножек	монтажная высота	глубина	ширина	фактическая	эквивалентная (при открытой установке у наружной стены)		масса, *кг*	емкость, *л*	
Минск-110	600	500	106	110	0,285	0,34	1,19	25,0	6,15	32
Тепловая панель	560	500	80	185	0,50	0,50	1,00	30,2	5,50	32
М-132	583	500	132	82	0,25	0,27	1,07	29,0	4,12	32
М-140	582	500	140	96	0,254	0,31	1,22	24.5	4,60	32
М-150	583	500	150	82	0,25	0,27	1,07	29,0	4,82	32
Н-136	580	500	136	92	0,285	0,285	1,00	27,7	5,00	32
Н-150	580	500	150	92	0,30	0,30	1,00	26,6	5,65	32
ЛОР-150	590	500	150	60	0,20	0,22	1,1	32,0	6,35	40
«Польза» № 3 . .	605	500	185	80	0,25	0,285	1,14	32,2	8,40	40
«Польза» № 6 . .	1090	1000	185	80	0,46	0,49	1,07	38,0	8,95	40
РЖ-4*	620	500	190	45	0,25	0,28	1,10	11,6	7,30	40

*Стальной штампованный.

связанных с пылевыделением. Основной недостаток ребристых труб заключается в трудности очистки их от пыли.

В последнее время для отопления помещений промышленных зданий и в жилищно-гражданском строительстве широко применяют конвекторы, представляющие собой оребренные стальные трубы (рис. 15) с диаметром 15 или 20 *мм*, размещаемые по всей длине стен зданий. Ребра изготовляют из листовой стали толщиной 0,7 *мм*, шаг оребрения — 20 *мм*; средняя удельная масса конвектора на 1 *м²* эквивалентной поверхности составляет 6,5 *кг*, что значительно меньше, чем у ребристых радиаторов. Воздух поступает снизу в полость каждого элемента оребрения, нагревается и выходит из нее через верхние отверстия.

В табл. 3 приведены технические характеристики конвекторов с канальным оребрением типа КП (что означает «конвектор плинтусный») различных размеров и поверхности нагрева: первая цифра в обозначении типа конвектора означает диаметр в миллиметрах (*мм*), а вторая цифра — длину одной секции в метрах (*м*).

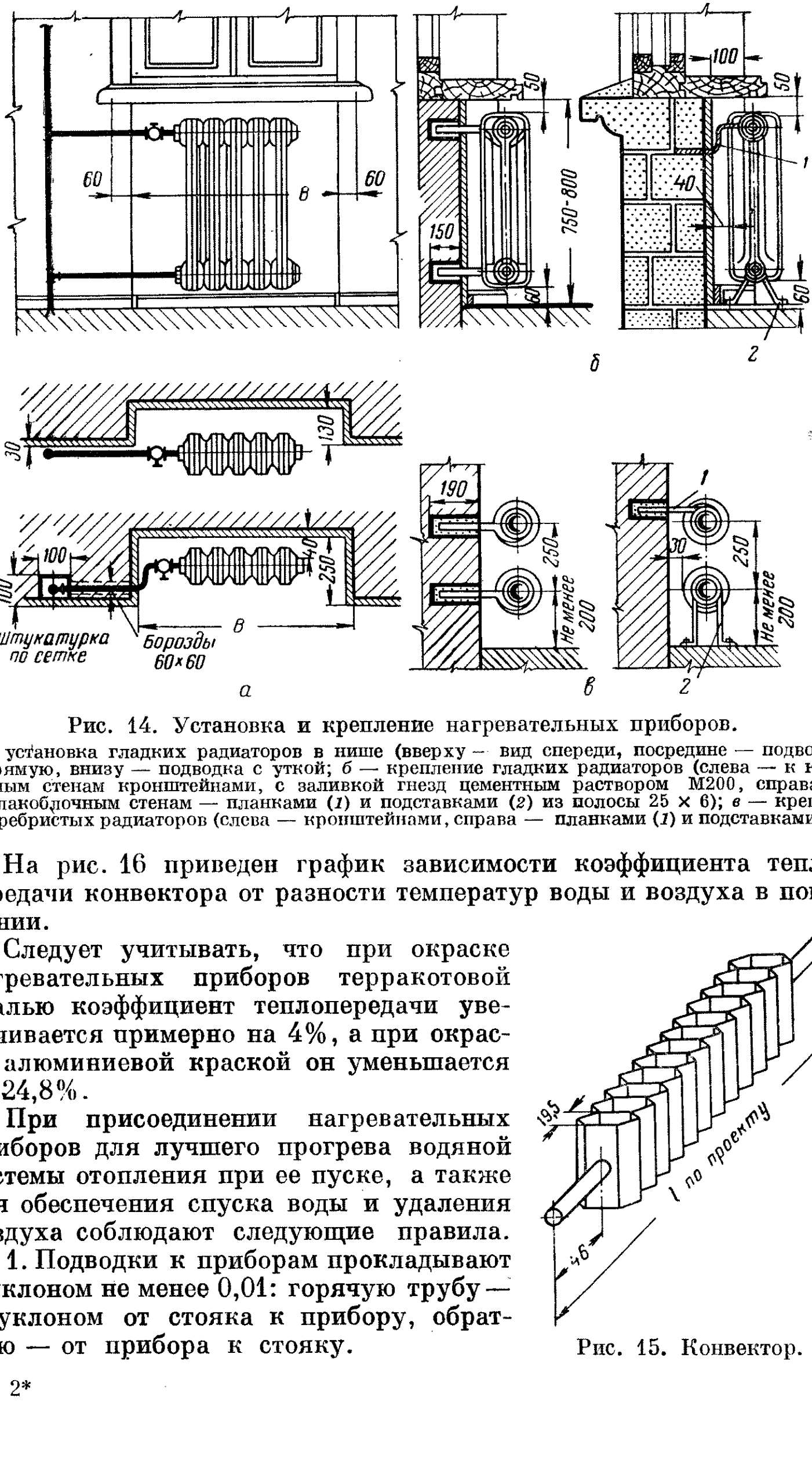


Рис. 14. Установка и крепление нагревательных приборов.

а — установка гладких радиаторов в нише (вверху — вид спереди, посредине — подводка напрямую, внизу — подводка с уткой; *б* — крепление гладких радиаторов (слева — к кирпичным стенам кронштейнами, с заливкой гнезд цементным раствором М200, справа — к шлакоблочным стенам — планками (*1*) и подставками (*2*) из полосы 25 × 6); *в* — крепление ребристых радиаторов (слева — кронштейнами, справа — планками (*1*) и подставками (*2*)

На рис. 16 приведен график зависимости коэффициента теплопередачи конвектора от разности температур воды и воздуха в помещении.

Следует учитывать, что при окраске нагревательных приборов терракотовой эмалью коэффициент теплопередачи увеличивается примерно на 4%, а при окраске алюминиевой краской он уменьшается на 24,8%.

При присоединении нагревательных приборов для лучшего прогрева водяной системы отопления при ее пуске, а также для обеспечения спуска воды и удаления воздуха соблюдают следующие правила.

1. Подводки к приборам прокладывают с уклоном не менее 0,01: горячую трубу — с уклоном от стояка к прибору, обратную — от прибора к стояку.

Рис. 15. Конвектор.

Таблица 3

Технические характеристики конвекторов

Тип	Длина секции по концам трубы, *мм*	Поверхность нагрева, *м²*		Масса одного элемента конвектора, *кг*	Примечание
		фактическая	эквивалентная (для однорядной установки при $\Delta t = 64{,}5$ *град* и среднем расходе воды 30—300 *кг/ч*)		
15КП-0,75	750	0,55	0,36	2,6	Условный диаметр $d_у = 15$ *мм*; высота 80 *мм*; глубина (ширина) 60 *мм*
15КП-1,0	1000	0,75	0,49	3,4	
15КП-1,25	1250	1,0	0,65	4,2	
15КП-1,5	1500	1,2	0,80	5,0	
15КП-1,75	1750	1,4	0,90	5,9	
20КП-0,75	750	0,7	0,45	3,0	Условный диаметр трубы $d_у = 20$ *мм*; высота 90 *мм*
20КП-1,0	1000	0,95	0,60	4,0	
20КП-1,25	1250	1,25	0,80	5,2	
20КП-1,5	1500	1,50	0,90	6,0	
20КП-1,75	1750	1,75	1,15	7,2	

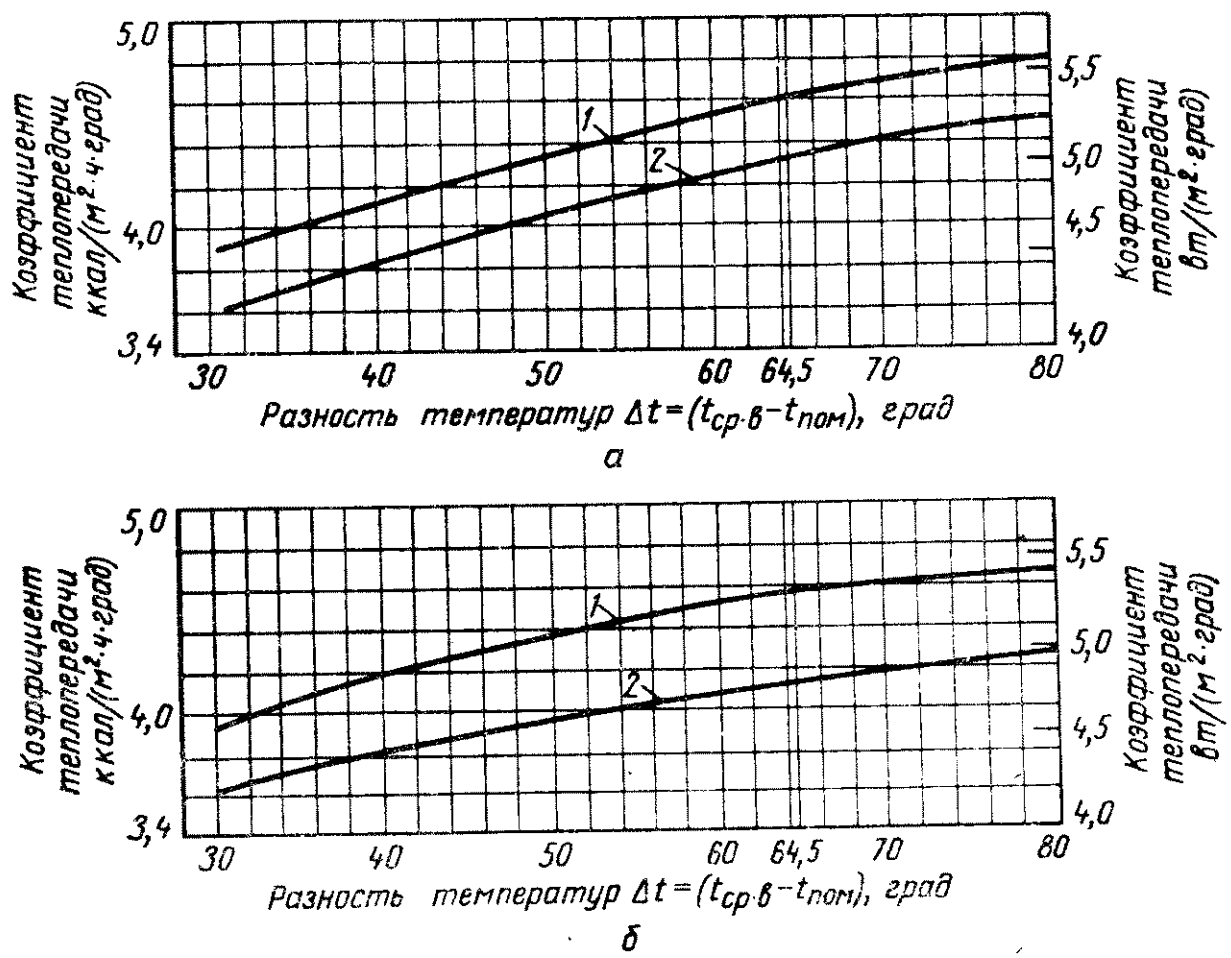


Рис. 16. График зависимости коэффициента теплопередачи конвектора от разности температур воды и воздуха.

а — для диаметра трубы 15 *мм*; *б* — для диаметра трубы 20 *мм*; *1* — для расхода воды 300 *кг/ч*; *2* — для расхода воды 30 *кг/ч*.

2. При присоединении приборов их по возможности располагают по обе стороны стояков, так как при этом уменьшается число стояков.

3. Последовательное соединение приборов друг с другом, как говорят, «на сцепках» должно быть произведено соединительными

трубами, имеющими следующий больший диаметр по сравнению с подводящей трубой. При этом не следует применять трубы диаметром менее 25 *мм* в системах с насосной циркуляцией и 32 *мм* с естественной циркуляцией.

4. Сцепку приборов нужно выполнять лишь однотипными элементами, установленными на одном уровне в одном помещении. Расстояние между сцепленными приборами не должно быть больше 1,5 *м*. Сцепка более двух приборов разрешается лишь при насосной циркуляции с разносторонним присоединением.

Для поддержания в помещениях расчетной температуры при колебаниях наружной температуры воздуха возникает необходимость регулировать теплоотдачу нагревательных приборов. Для водяных систем регулирование теплоотдачи нагревательных приборов может быть качественным, количественным или смешанным.

Качественное регулирование состоит в том, что увеличивается температура теплоносителя при уменьшении температуры наружного воздуха. Качественное регулирование может быть только центральным, т. е. осуществляться из общего для отопительной системы теплового центра (ТЭЦ, районная котельная, тепловой узел предприятия).

Количественное регулирование теплоотдачи приборов достигается изменением количества теплоносителя, направляемого в приборы. Оно может быть центральным с установкой автоматики на вводе или местным; в последнем случае регулирование производится кранами или вентилями, установленными у каждого нагревательного прибора или у группы приборов.

Большая эффективность регулирования теплоотдачи достигается при смешанном, т. е. качественно-количественном методе регулирования, применяемом при развитом горячем водоснабжении: не допускают снижения температуры сетевой воды в графике качественного регулирования ниже 70° С и сохраняют указанный минимум температуры неизменным в течение всего теплого периода отопительного сезона. Это необходимо для обеспечения температуры горячей воды не ниже 60—65° С, что регулируется количеством теплоносителя или продолжительностью топки в течение суток.

Так, при центральном регулировании температуры воды в котельной или на ТЭЦ можно дополнительно изменить подачу теплоносителя в нагревательный прибор на местах, что чаще всего производится кранами двойной регулировки (рис. 17).

В бронзовый корпус цилиндрической формы помещен полый цилиндр *1* с двумя прямоугольными отверстиями *2*. Цилиндр снабжен шпинделем *3* с наружной винтовой нарезкой, вращающимся в неподвижной втулке с внутренней нарезкой. Для уплотнения служит сальниковая набивка. На неподвижной втулке при помощи контргайки укреплена розетка *5*, имеющая щель длиной в четверть окружности. На верхний конец шпинделя насажена ручка *4* с ограничителем. Благодаря наличию винтовой нарезки на шпинделе *3* цилиндр *1*

при повороте ручки *4* получает кроме вращательного, также и поступательное движение вдоль вертикальной оси. Такое устройство крана дает возможность проводить двойную регулировку подачи горячей воды. Первая регулировка имеет своей целью установить сечение трубы, обеспечивающее подачу в нагревательный прибор расчетного количества теплоносителя в единицу времени. Эту регулировку производят поворотом шпинделя *3* при отладке системы отопления. Шпиндель, поворачиваясь, перемещает отверстие *2* цилиндра *1* относительно отверстий корпуса, тем самым меняя проходное сечение трубы. Установив требуемое сечение, закрепляют розетку так, чтобы ограничитель попал в щель розетки.

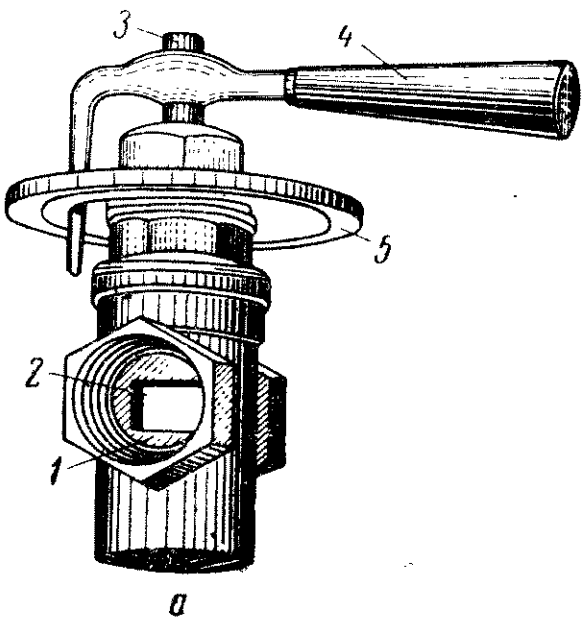


Рис. 17. Кран двойной регулировки.
а — общий вид; *б* — стакан крана.

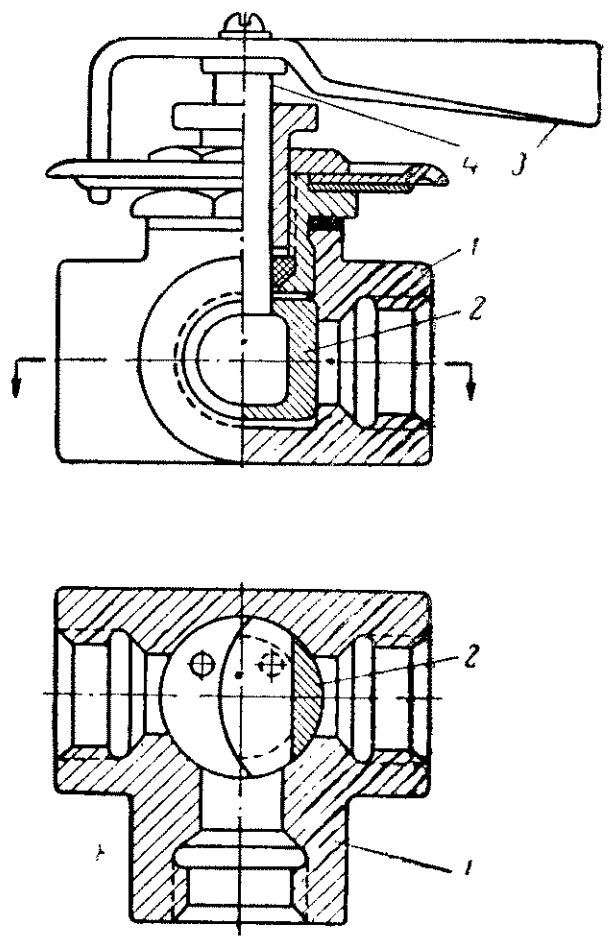


Рис. 18. Трехходовой кран.
1 — корпус; *2* — пробка; *3* — ручка; *4* — шпиндель.

Вторая регулировка ручкой *4*, насаживаемой на шпиндель, предназначена непосредственно для потребителей тепла. Ручка может поворачиваться лишь на угол 90°, так как ограничитель двигается только в пределах выреза в розетке *5*. Движение ручки ограничено таким образом, что при ее повороте сечение трубы, установленное первой регулировкой, может только уменьшаться. Таким образом, потребителю тепла представляется возможность уменьшить расход теплоносителя или выключить отопительный прибор (максимальный пропуск его в прибор фиксируется первой регулировкой).

В однотрубной системе водяного отопления для регулирования применяют трехходовые краны (рис. 18), устанавливаемые у места ответвления трубы к прибору; количество воды, поступающей в прибор, регулируют поворотом пробки трехходового крана.

В паровых системах отопления применяют только количественное регулирование — путем изменения количества пара, подаваемого в систему, в зависимости от температуры наружного воздуха.

Качественное регулирование в паровых системах не применяют ввиду малой его эффективности, так как изменение давления пара лишь незначительно снижает его температуру. Например, при снижении абсолютного давления сухого насыщенного пара с 6 *бар* до 3 *бар* его температура снизится с 158,8 до 133,5° С, а энтальпия уменьшится от 2764 *кдж/кг* до 2732 *кдж/кг*.

ОТОПЛЕНИЕ НАСОСНЫХ И КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Основные производственные здания предприятий нефтяной и газовой промышленности — это насосные и компрессорные станции. Независимо от того, где они расположены (на промыслах, магистральных нефте- и газопроводах, нефтебазах или на территории нефтеперерабатывающих заводов) требования к системам отопления этих зданий, как правило, одинаковы. Это объясняется тем, что через здания насосных и компрессорных проходят потоки легковоспламеняющихся продуктов.

В зданиях и сооружениях нефтяной и газовой промышленности применяют те же системы отопления, что и в других отраслях народного хозяйства. Это прежде всего водяные системы, затем паровые и системы воздушного отопления.

В водяных системах теплоносителем служит перегретая вода (температура 150—130° С), в паровых — пар с абсолютным давлением до 6 *бар*. В сооружениях нефтяной и газовой промышленности преобладают системы водяного отопления.

Паровые системы обычно применяют на небольших промыслах и нефтебазах, на которых для получения пара сооружают котельные малой мощности. Встречаются паровые системы и на нефтеперерабатывающих заводах, построенных преимущественно в довоенное время и в первые годы после второй мировой войны.

На этих относительно старых предприятиях установлены паровые поршневые насосы и центробежные насосы с паротурбинным приводом; отработавший в них пар используется для обогрева помещений.

В некоторых случаях, особенно в помещениях больших компрессорных и насосных станций магистральных нефте- и газопроводов, в больших зданиях технологических установок применяют воздушное отопление: прямоточное (наружный воздух подогревается в калорифере и вентилятором подается в отапливаемое помещение) и рециркуляционное (воздух из отапливаемого помещения вентилятором подается в калорифер, откуда возвращается в то же помещение).

В воздушных системах отопления первичным теплоносителем для нагрева воздуха в калориферах могут служить и вода, и пар.

Большинство нефтяных насосных и газовых компрессорных станций по степени пожарной опасности относится к категориям А и Б. Поэтому в них применяют системы воздушного отопления без рециркуляции.

Однако следует отметить, что в производственных зданиях нефтяной промышленности может быть принята любая система отопления: паровая, водяная, воздушная.

Выбор системы отопления и теплоносителя для нее зависит от многих факторов: от характера производства и технологического процесса нефтепереработки, от места расположения объекта, степени пожаро- и взрывоопасности, санитарно-гигиенических требований, а также от экономической целесообразности.

Далее на примере нескольких насосных и компрессорных станций рассмотрим наиболее типичные для нефтяной промышленности системы отопления.

Наливная насосная станция (рис. 19) — каменное одноэтажное здание. В главном производственном помещении — насосном зале установлены центробежные насосы с электроприводом во взрывозащищенном исполнении. Помещение с хорошим двусторонним естественным освещением. Кроме насосного зала, имеется помещение для пусковых и контрольных приборов и приточная вентиляционная камера (венткамера).

За работой насосных агрегатов ведется постоянное наблюдение, поэтому внутренняя температура в насосной поддерживается не ниже 15° С.

Электропусковые устройства и приборы к ним, установленные в отдельном помещении, как и агрегат приточной вентиляции, не требуют постоянного наблюдения и контроля. Обслуживающий персонал заходит в эти помещения периодически. Внутренняя температура здесь поддерживается не ниже 5° С.

В здании наливной насосной смонтирована система парового отопления. В качестве нагревательных приборов в насосном зале и вентиляционной камере установлены чугунные радиаторы М-140. Теплоносителем в системе отопления принят пар с рабочим давлением 1,5 *бар*.

В помещении пусковых и контрольных устройств вместо радиаторов применены нагревательные приборы из стальных труб — сварные регистры, обеспечивающие весьма плотное соединение отдельных элементов нагревательного прибора и исключающие попадание утечек конденсата на пол в то время, как при ниппельном соединении отдельных секций радиатора это возможно. Попадание же воды в кабельные каналы может привести к аварии.

Все нагревательные приборы установлены в местах наибольшего охлаждения — под окнами, что соответствует общепринятой практике проектирования и монтажа отопительных устройств в зданиях.

Схема отопительных трубопроводов на наливной насосной станции, приведенной на рис. 19, — верхняя тупиковая (рис. 20). Разводящий паропровод проложен над окнами с уклоном по движению пара. Сборная конденсационная линия от нагревательных приборов проложена по полу помещения с уклоном по ходу конденсата. Уклон для пара и конденсата принят равным 0,003. Для отключения

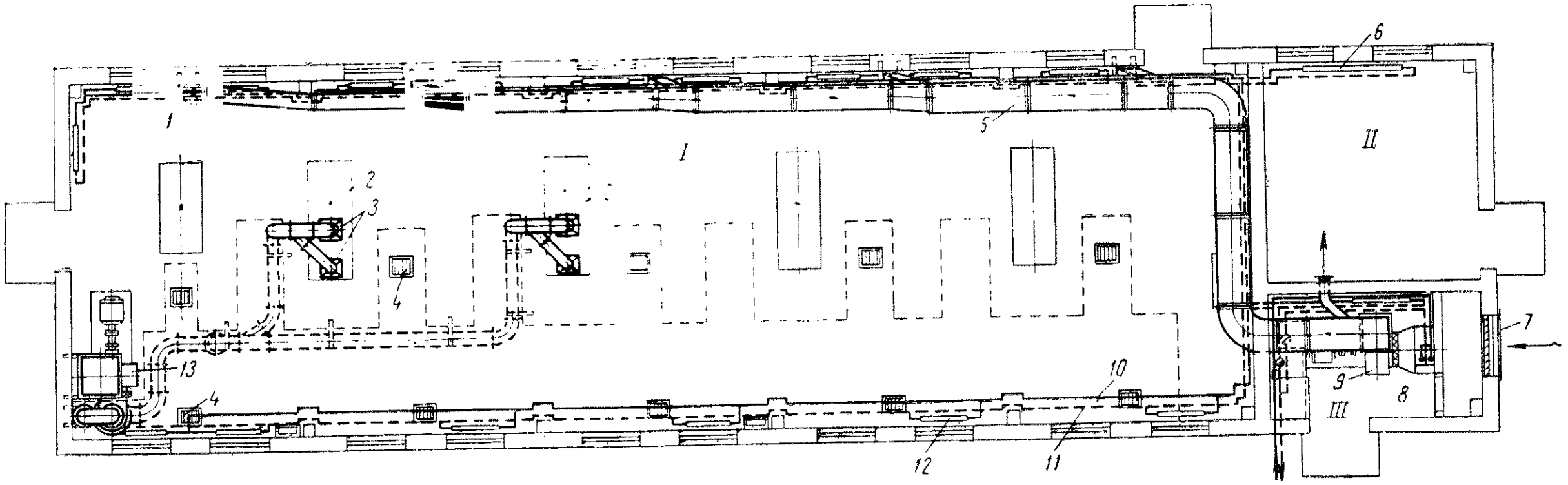


Рис. 19. Наливная насосная на 4 насоса. План парового отопления и вентиляции.

I — помещение насосов и электродвигателей; *II* — помещение пусковых и контрольных устройств; *III* — вентиляционная камера. *1* — приточный насадок; *2* — центробежные насосы; *3* — местный отсос от сальников насосов; *4* — решетка в перекрытии лотка; *5* — приточный воздуховод; *6* — регистр из гладких труб; *7* — воздухоприемная решетка; *8* — калорифер; *9* — приточный вентилятор; *10* — паропровод; *11* — конденсатопровод; *12* — радиатор; *13* — вытяжной вентилятор.

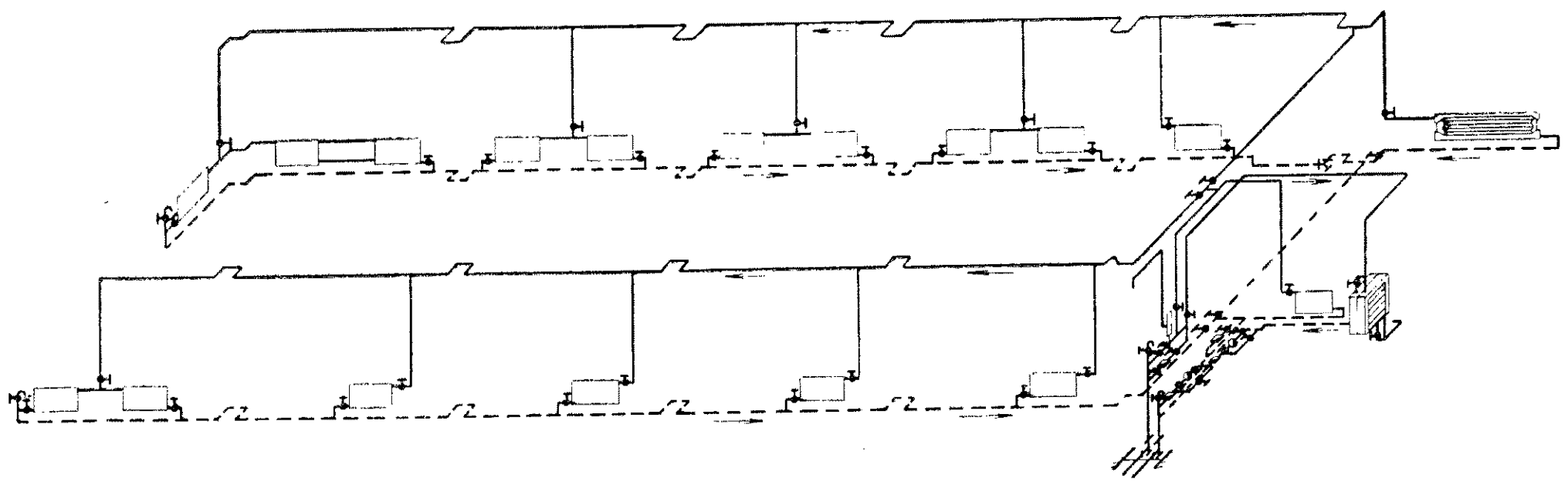


Рис. 20. Схема парового отопления наливной насосной.

нагревательных приборов на подающей и обратной линиях установлены запорные муфтовые вентили, диаметр которых равен 15 *мм*.

Для того чтобы обойти встречающиеся на пути трубопроводов строительные конструкции, например, железобетонные колонны, на паро- и конденсатопроводах предусмотрены специальные огибы, напоминающие по форме П-образные компенсаторы и позволяющие компенсировать значительные линейные расширения трубопроводов при их нагревании.

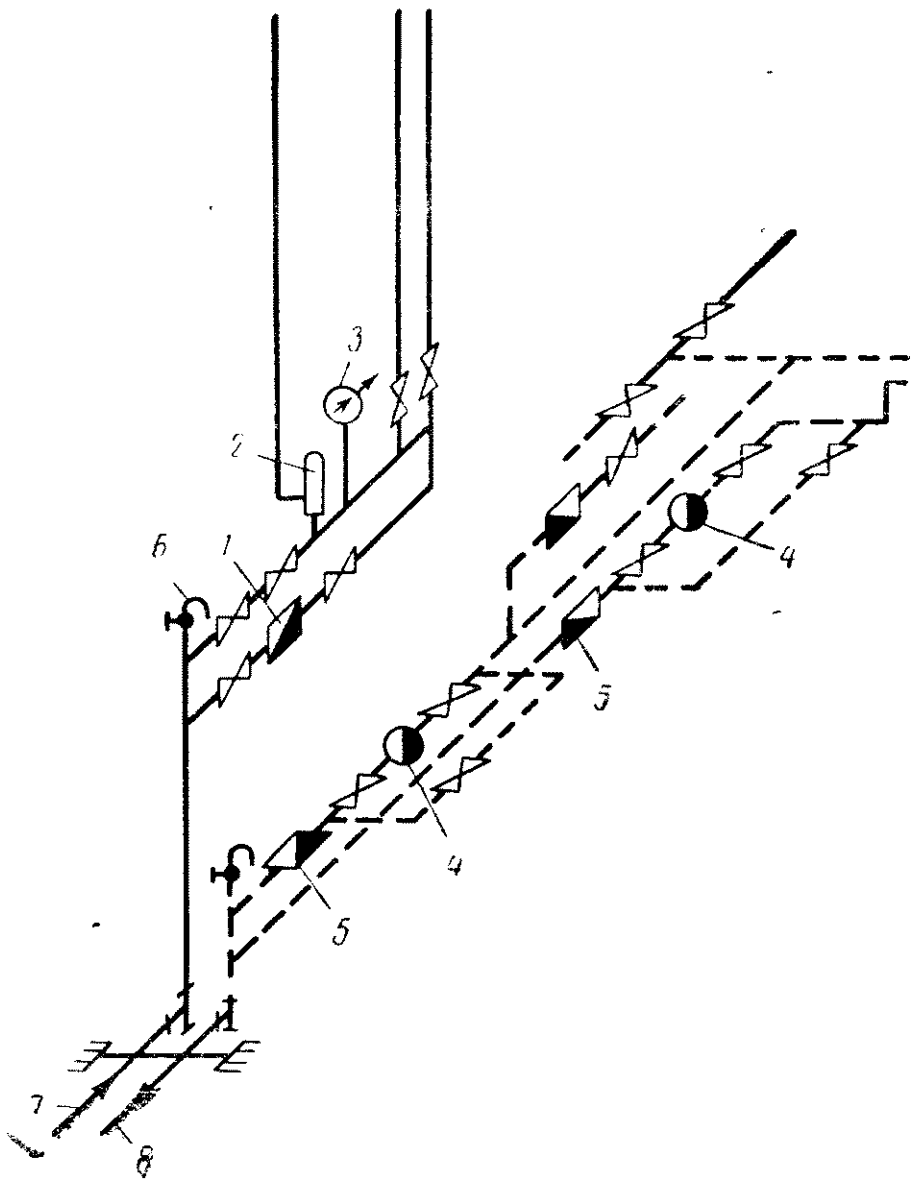


Рис. 21. Узел местного управления паровой системы отопления.

1 — редукционный клапан; *2* — предохранительный клапан; *3* — манометр; *4* — конденсатоотводчик; *5* — обратный клапан; *6* — воздушный кран; *7* — ввод пара; *8* — выпуск конденсата.

В точке ввода теплоносителя в здание расположен узел местного управления системой отопления (рис. 21). Здесь установлены редукционный клапан для снижения давления пара, предохранительный клапан, отрегулированный обычно на рабочее давление несколько большее, чем в системе (примерно на 0,2 *бар*), и два конденсатоотводчика: один для системы отопления, другой для калориферов вентиляции. Освобожденный от пара конденсат поступает из конденсатоотводчиков в конденсатопровод. Ввиду возможности колебаний давления в конденсатопроводе на линиях после конденсатоотводчиков установлены обратные клапаны.

На рис. 22 и 23 показана система водяного отопления здания газовой компрессорной станции одного из нефтепромыслов. В здании отапливаются только операторная, компрессорный зал и вентиляционная камера. В помещение распределительных устройств обслуживающий персонал станции заходит эпизодически и кратковременно, поэтому отопление здесь не устраивается.

В отапливаемых помещениях нагревательными приборами служат ребристые трубы с круглыми ребрами. Теплоноситель в системе отопления — перегретая вода с температурой в подающей линии 130° С, в обратной 70° С. Внутренние температуры поддерживаются, в соответствии с санитарными нормами, в операторной

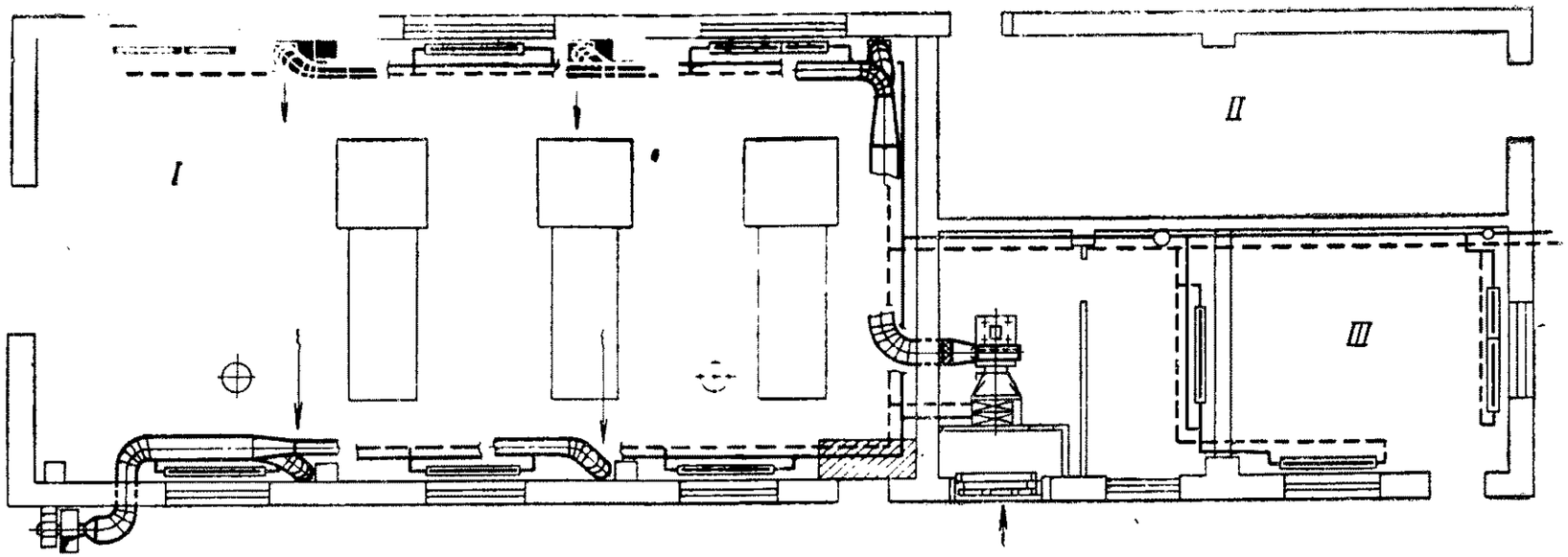


Рис. 22. План отопления и вентиляции газокомпрессорной станции на нефтепромысле.

I — компрессорная; *II* — распределительные устройства; *III* — операторная.

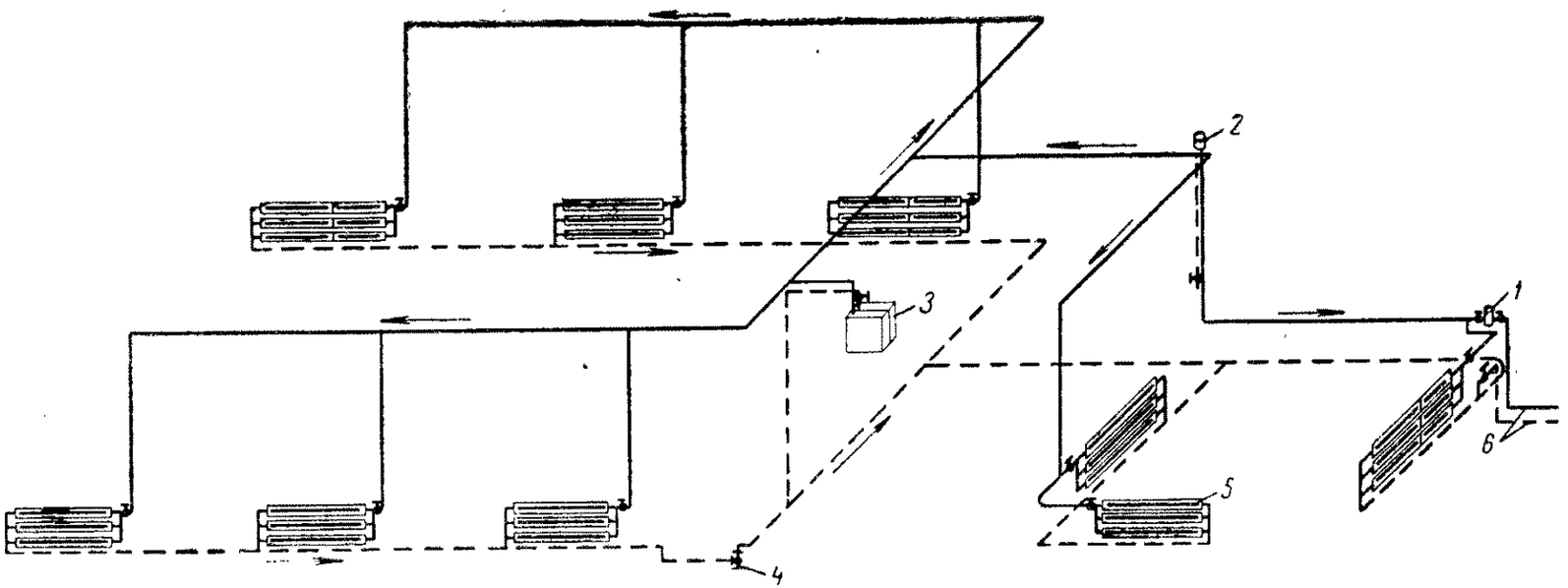


Рис. 23. Схема водяного отопления газокомпрессорной станции на нефтепромысле.

1 — грязевик; *2* — воздухосборник; *3* — калориферы; *4* — тройник с пробкой; *5* — ребристые трубы; *6* — ввод горячей воды.

18° С, в компрессорном зале 15° С, в вентиляционной камере не ниже 5° С.

Разводка трубопроводов — верхняя тупиковая. Уклон подающих и обратных линий, как правило, — по движению теплоносителя. На вводе перегретой воды в здание установлены грязевик и отключающая задвижка. Воздух из прибора и трубопроводов при наполнении и работе системы удаляется через воздухосборник, установленный в самой высокой точке системы.

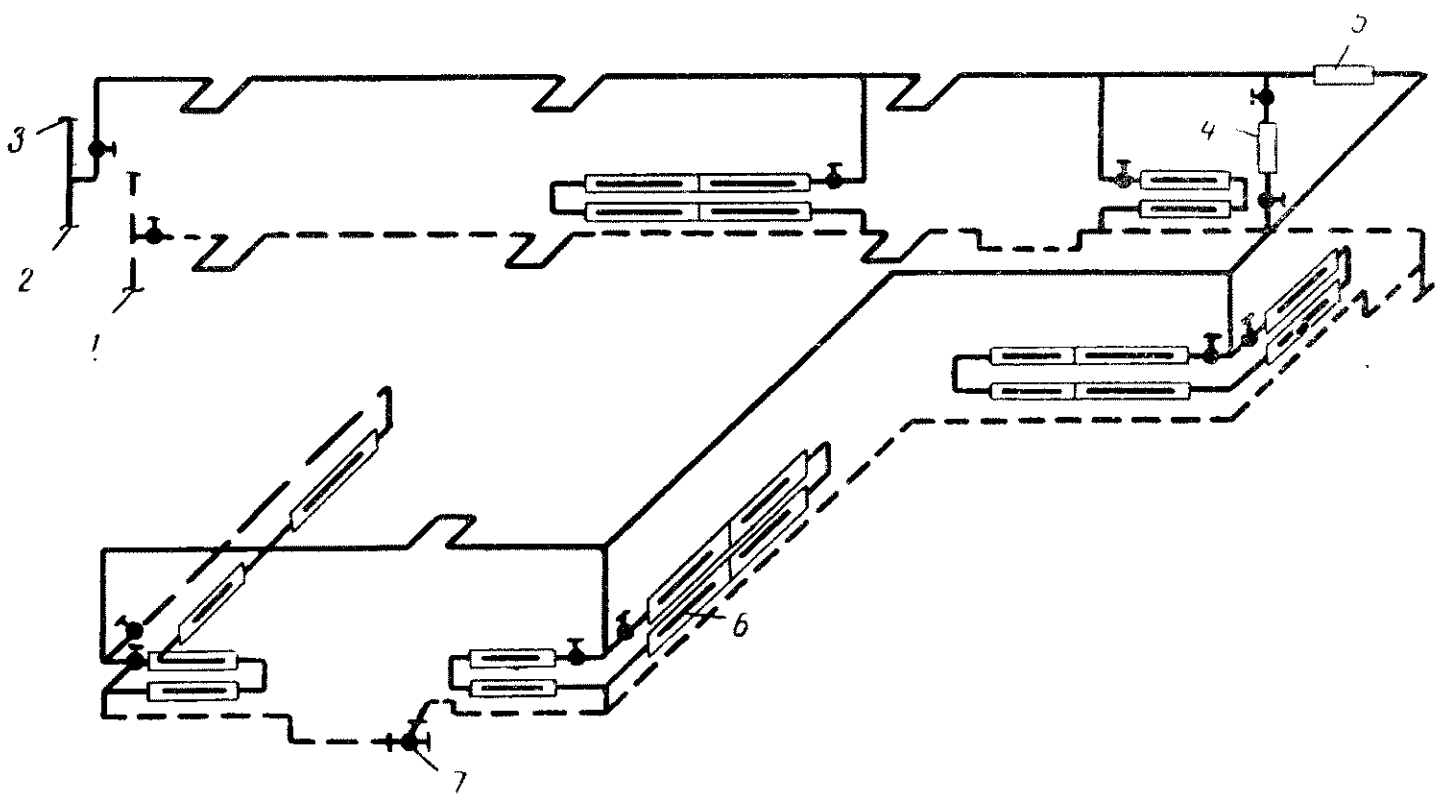


Рис. 24. Схема отопления компрессорного цеха, в котором используется вода «горячего цикла» охлаждения компрессоров.

1 — к компрессору; *2* — от компрессора; *3* — к калориферам вентиляции; *4* — подогреватель душа; *5* — воздухосборник; *6* — нагревательные приборы — ребристые трубы; *7* — тройник с пробкой.

При обходе наружной двери обратная линия проложена в подпольном канале. Для предохранения от замерзания трубопровод покрыт тепловой изоляцией. Чаще всего для теплоизоляции отопительных трубопроводов применяют минераловатные маты, с покрытием наружной поверхности слоем асбестоцементной штукатурки толщиной 10 *мм*. Общая толщина изоляционного слоя 30—40 *мм*.

На рис. 24 приведена схема отопления компрессорного цеха одного из нефтепромыслов в Башкирии. В этом здании вода так называемого «горячего цикла», т. е. вода, подогретая в охлаждающих рубашках компрессоров, подведена к нагревательным приборам отопления. Эта же вода используется и для душевой установки.

Необходимая циркуляция воды в трубопроводах местной отопительной системы создается циркуляционными насосами системы охлаждения компрессоров. Хотя температурный перепад, т. е. разность между температурами подающей и обратной воды, в системах

«горячего цикла» относительно небольшой, этот перепад во многих случаях бывает достаточным для обогрева помещений.

Системы отопления с использованием низкопотенциального тепла подобно теплу «горячего цикла» целесообразнее всего применять

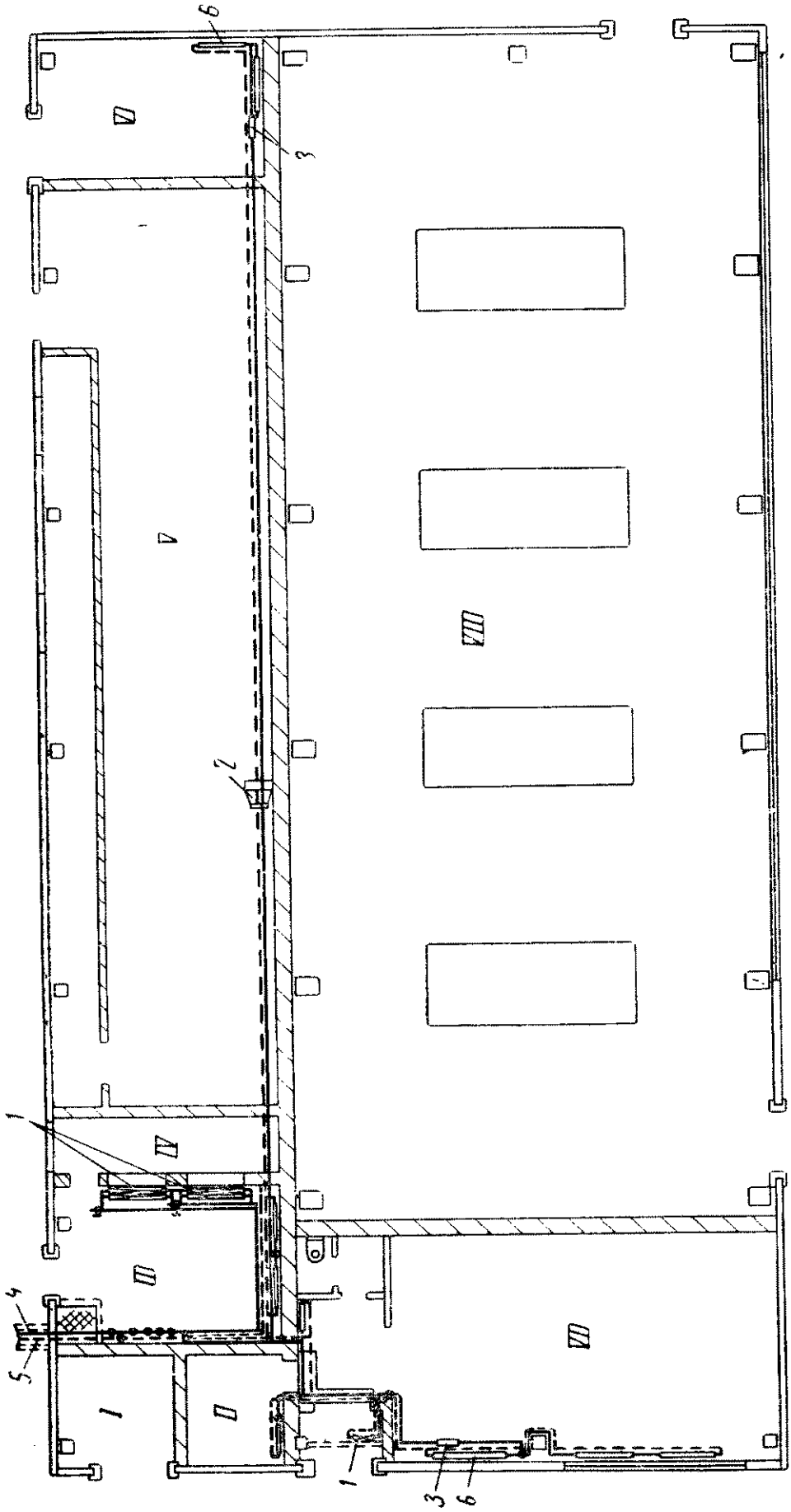


Рис. 25. План отопления промежуточной насосной станции магистрального нефтепровода.
I — трансформаторная; *II* — щитовая ($t_в \geqslant 5°$ С); *III* — приточная камера ($t_в \geqslant 10°$ С); *IV* — воздухозаборная камера; *V* — камера воздушного охлаждения ($t_в \geqslant 10°$ С); *VI*—вытяжная камера ($t_в \geqslant 10°$ С); *VII* — операторная ($t_в \geqslant 18°$ С); *VIII* — насосный зал ($t_в \geqslant 10°$ С).
1 — калориферы; *2* — отопительный агрегат; *3* — воздухосборник; *4* — ввод из теплосети; *5* — вывод в теплосеть; *6* — нагревательный прибор — радиатор.

в районах с «теплыми» зимами — при расчетной наружной температуре —15° С и выше.

В здании типовой перекачивающей насосной станции магистрального нефтепровода (рис. 25) запроектирована смешанная система отопления. В насосном зале — отопление воздушное, совмещенное

с вентиляцией. Камера агрегатов воздушного охлаждения электродвигателей обогревается отопительно-рециркуляционным агрегатом. В операторной и вытяжной вентиляционной камере отопление местное — радиаторами М-140. В щитовой в качестве нагревательных приборов приняты регистры из гладких стальных труб.

В помещении приточной камеры положительная температура поддерживается за счет тепловыделений от калориферов, трубопроводов и арматуры узла управления местной системой.

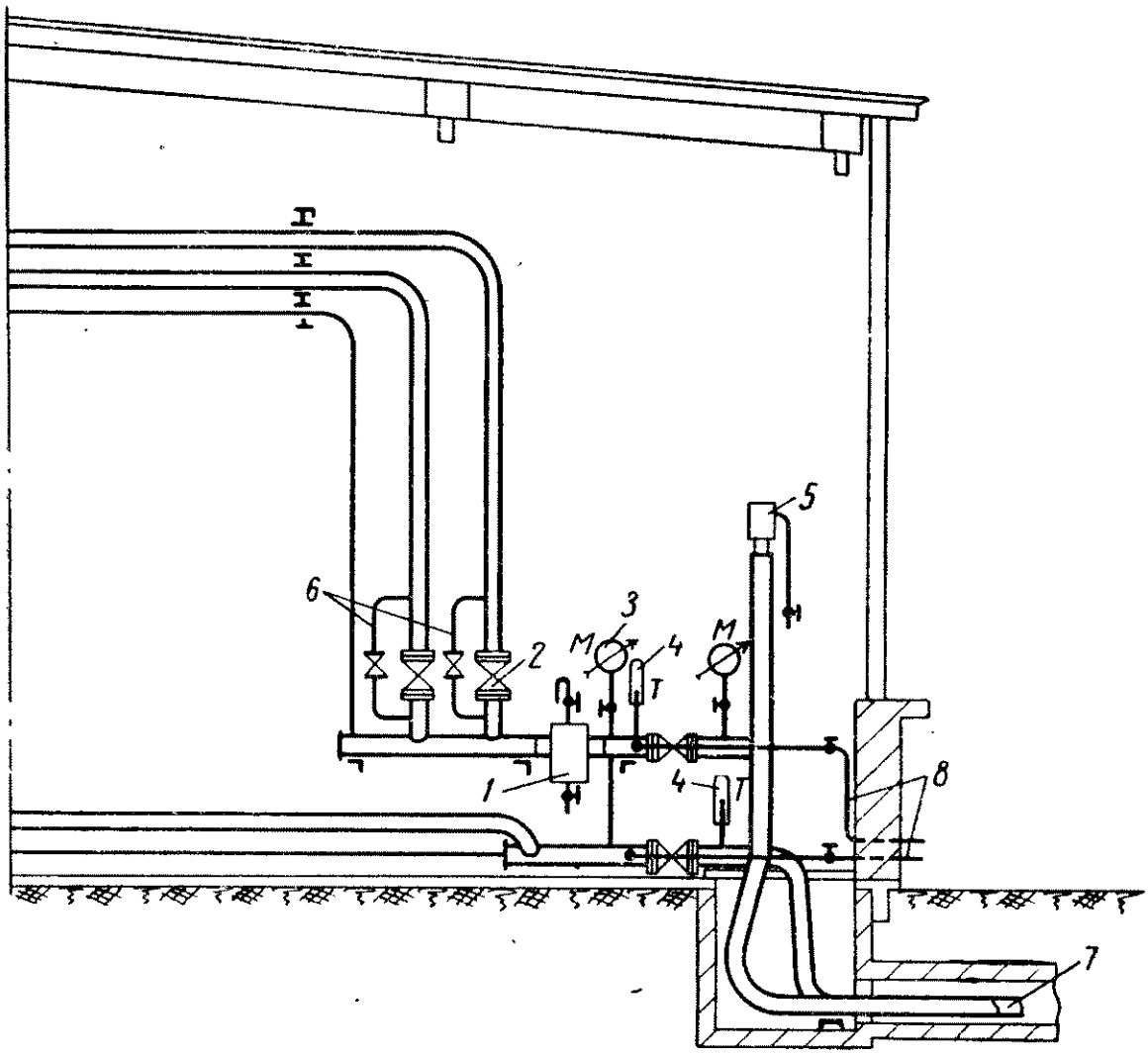


Рис. 26. Узел управления системой отопления.

1 — грязевик; *2* — электроприводная задвижка; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — воздухосборник; *6* — обводная линия с вентилем; *7* — ввод из наружной сети; *8* — спускные линии.

При вводе в здание перегретой воды предусмотрен узел управления системой отопления (рис. 26), в котором сосредоточены основная запорно-регулирующая арматура и контрольно-измерительные приборы. Для улавливания оставшейся в трубопроводах грязи установлен грязевик *1*. Давление в местной системе измеряется манометром *3*. Температуру воды в подающей и обратной линиях определяют при помощи термометров *4*. Воздух из системы удаляется через воздухосборник *5* на главном стояке.

Промежуточная перекачивающая насосная станция эксплуатируется круглосуточно. Работа насосов и электродвигателей контролируется автоматическими контрольно-измерительными приборами, установленными на щите в операторной. Также дистанционно

включаются и отключаются калориферы приточной вентиляции и системы охлаждения электродвигателей. Для этой цели в узле управления установлены запорные задвижки *2* с электромагнитным приводом.

В местах прохода трубопроводов через стены образуются неплотности, через которые возможно проникновение взрывоопасных газов. Чтобы предотвратить это нежелательное явление, трубы в этих местах снабжаются специальным герметичным устройством (рис. 27).

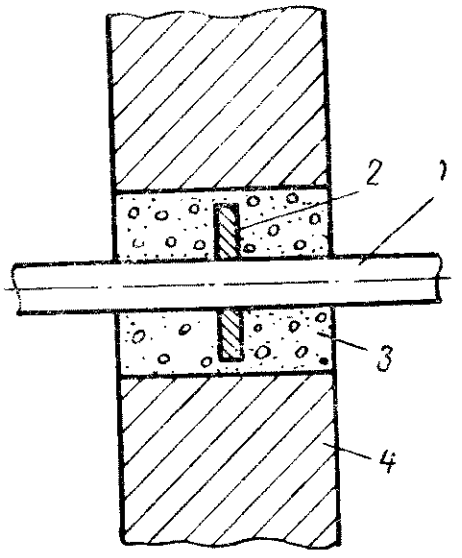


Рис. 27. Герметизация прохода труб через стены.

1 — стальная труба; *2* — фланец из листовой стали; *3* — заделка цементным раствором; *4* — стена.

В последнее время на некоторых технологических установках нефтеперерабатывающих заводов начали «раскрывать» насосные, т. е. располагать их открыто вне зданий. В первую очередь открыто стали устанавливать центробежные насосы для перекачки незастывающих нефтепродуктов.

Открытая установка насосов наряду с бесспорными положительными моментами имеет отрицательные. К последним прежде всего следует отнести значительное усложнение условий эксплуатации в зимнее время. Чтобы облегчить обслуживание, дать возможность произвести мелкий ремонт (подтянуть болты и др.) при отрицательных наружных температурах, на некоторых

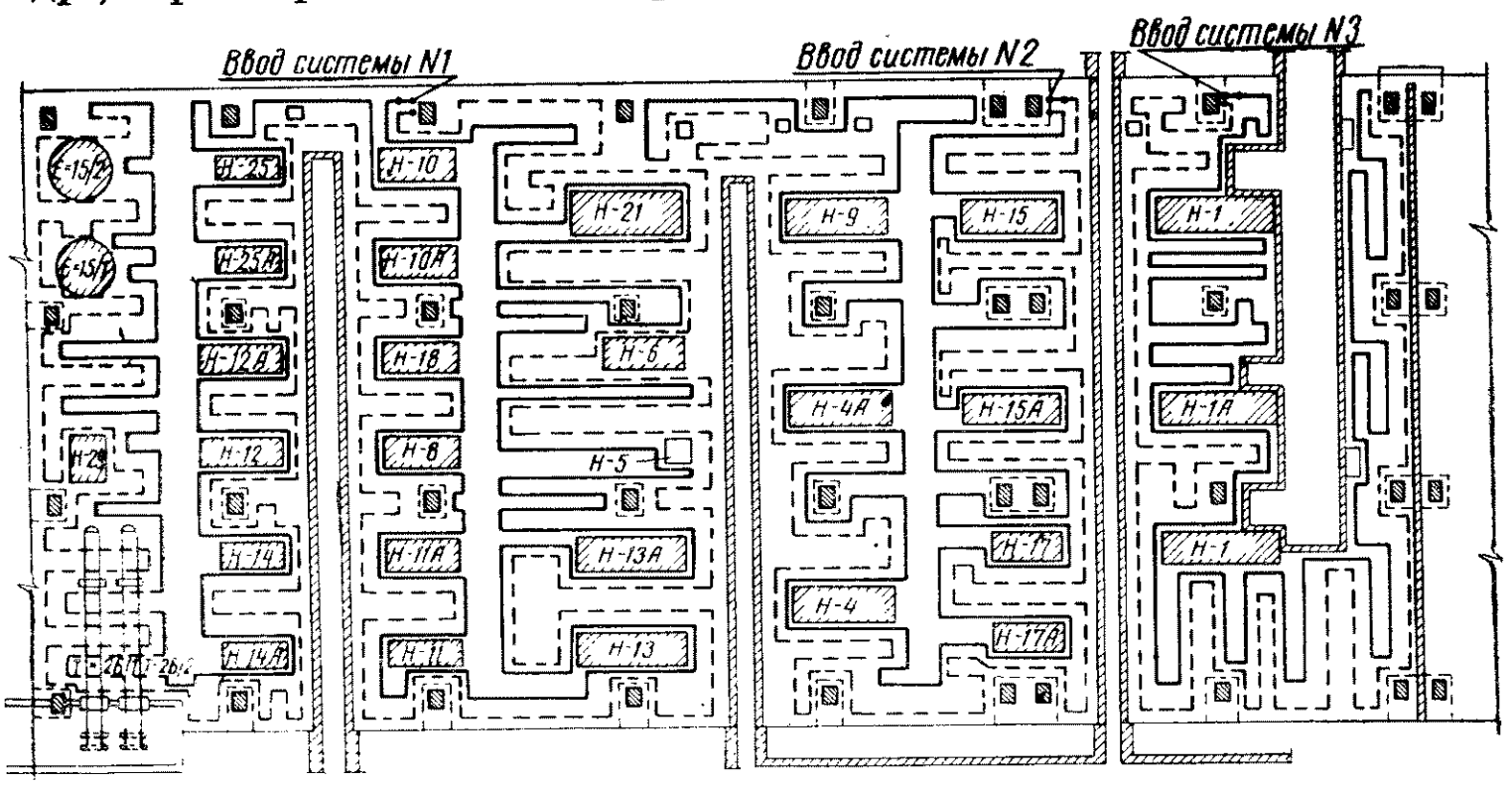


Рис. 28. План обогревающих трубопроводов в полу открытой насосной установки атмосферной трубчатки АТ-6.

установках применили обогрев пола между насосами (установка АТ-3 на Ново-Ярославском НПЗ и др.). Принятая схема обогрева обеспечивает поддержание на поверхности пола положительной температуры не ниже 5° С даже в самые суровые морозы.

Для примера рассмотрим обогрев пола открытой насосной на атмосферной трубчатке АТ-6, одной из наиболее крупных установок прямой гонки. На рис. 28 показан план насосной с системой обогревающих труб, уложенных в толще бетонного пола на расстоянии 500 *мм* (по осям) одна от другой.

Нагревательные трубы укладывают на выровненную поверхность строго горизонтально, после чего заливают сверху бетоном (рис. 29). Для стока дождевых вод и тающего снега пол делают с уклоном к трапу промышленно-ливневой канализации. Теплоносителем в обогревающей системе служит горячая вода с температурой на входе 130° С и на выходе 70 °С.

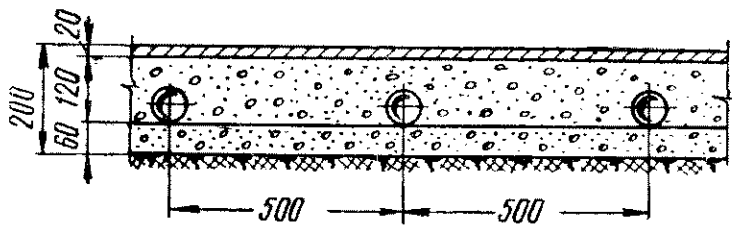


Рис. 29. Деталь заделки обогревающих труб в полу насосной. Труба 57 × × 3,5 *мм* для $t_н = -20$ и $-30°$ С. Труба 76 × 3,5 *мм* для $t_н = -40°$ С.

Чтобы обеспечить естественное линейное расширение обогревающих трубопроводов, при укладке труб принимают длину прямых участков не более 10 *м*.

Если установку размещают в южных и центральных районах страны (Грозный, Рязань, Куйбышев, Уфа и др.), диаметр обогревающих труб принимают равным 57 × 3,5 *мм*, для установок в северных районах, Зауралье, Сибири (Ухта, Омск, Иркутск)— 76 × 3,5 *мм*.

Для расчетов можно принимать следующий ориентировочный удельный тепловой поток на обогрев 1 $м^2$ пола открытых насосных, в зависимости от температуры наружного воздуха

Наружная температура, °С	−20	−30	−40
Удельный тепловой поток:			
ккал/($м^2 \cdot ч$)	350	480	600
вт/$м^2$	410	560	700

ОБОГРЕВ ИМПУЛЬСНЫХ ЛИНИЙ, ШКАФОВ И СОСУДОВ КИП

Многие приборы, такие как диафрагмы, разделительные сосуды и датчики, а также линии отбора с застывающей жидкостью, называемые импульсными линиями, требуют соответствующего обогрева.

Диафрагмы и разделительные сосуды обогреваются спиральными змеевиками (рис. 30). Для обогрева импульсных линий параллельно с ними в одном пучке прокладывают тепловые спутники, представляющие собой трубу, по которой протекает теплоноситель.

Датчики, при их размещении вне отапливаемых помещений, обычно устанавливают в закрытых металлических шкафах, в нижней части которых прокладывают обогревающие змеевики из стальных труб. В качестве теплоносителя для змеевиков и обогревающих спутников применяют как перегретую воду, так и пар, в зависимости от местных условий.

В виде примера рассмотрим систему обогревающих устройств для контрольно-измерительных приборов и импульсных линий на АТ-6, оснащенной современными средствами контроля и автоматизации.

На АТ-6 применены два вида теплоносителя: контрольно-измерительные приборы блока колонн (рис. 31, 32), печей и теплообменных аппаратов (рис. 33, 34) обогревают паром, приборы открытой насосной — перегретой водой (рис. 35).

В системах, обогреваемых паром, конденсат после конденсатоотводчика спускают в сборную конденсатную линию. Если вблизи системы обогрева нет конденсатопровода, а расход конденсата невелик, его сбрасывают в канализационный колодец.

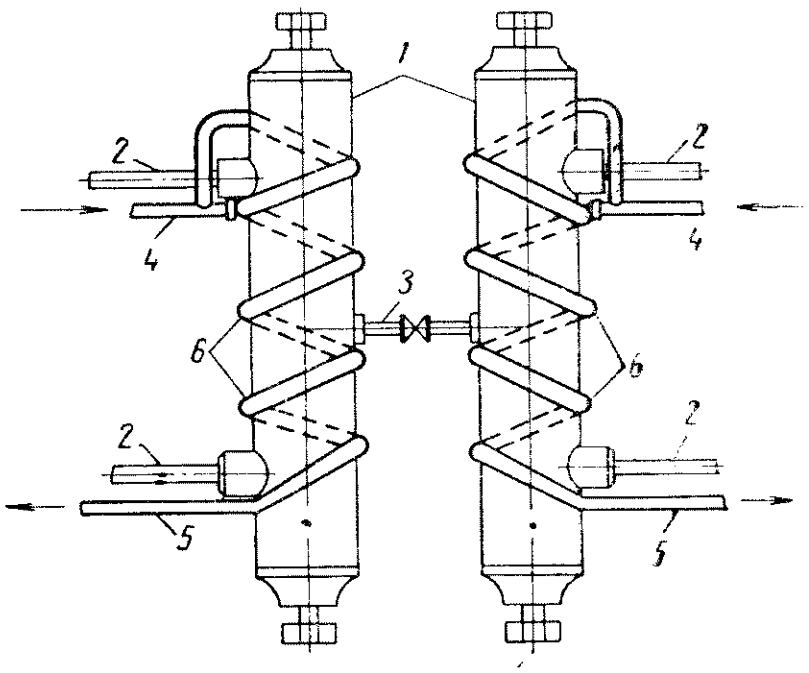


Рис. 30. Обогревающие змеевики разделительных сосудов (труба 14 × 2,5 *мм*).

1 — разделительные сосуды; *2* — отборная линия; *3* — соединительная линия; *4* — подвод теплоносителя; *5* — отвод теплоносителя; *6* — змеевик.

Тепловые спутники импульсных линий, а также линий, подводящих теплоноситель к спутникам, выполняют из стальных бесшовных труб диаметром 34 × 2,5 *мм*, обогревающие змеевики для

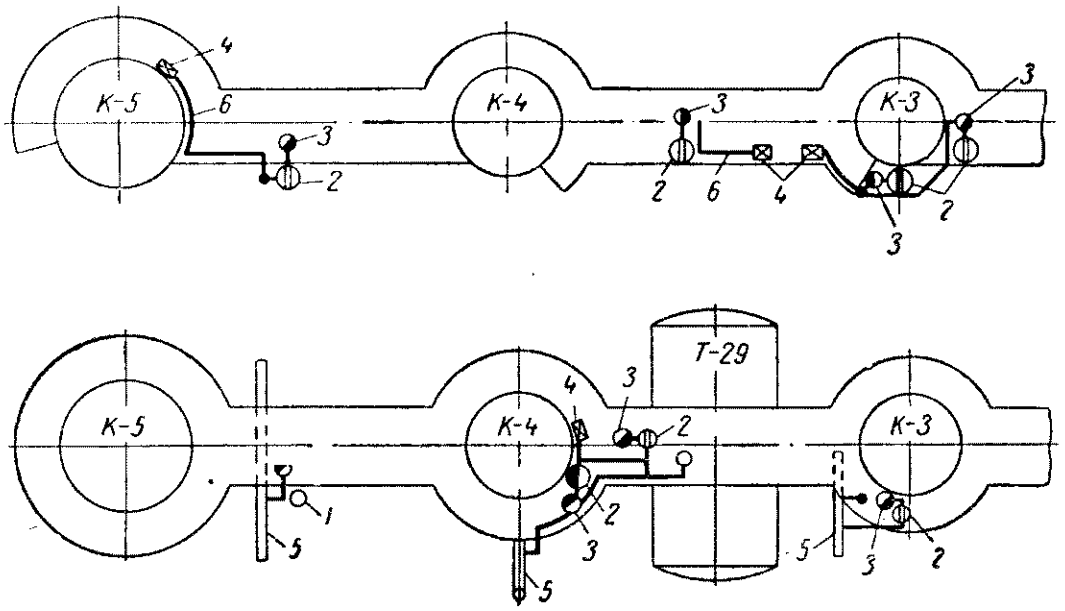


Рис. 31. Обогрев приборов КИП блока колонн паром.

1 — продуктопровод; *2* — диафрагма; *3* — разделительный сосуд; *4* — шкаф для датчика; *5* — технологический паропровод; *6* — обогревающий паропровод; К-3, К-4 и К-5 — технологические аппараты (колонны).

разделительных сосудов — соответственно из труб диаметром 14 × × 2,5 *мм*.

Температура перегретой воды на входе в тепловой спутник 130° С, на выходе 70° С. Воздух удаляют из змеевиков и подводящих труб через воздухосборники и воздушные краны.

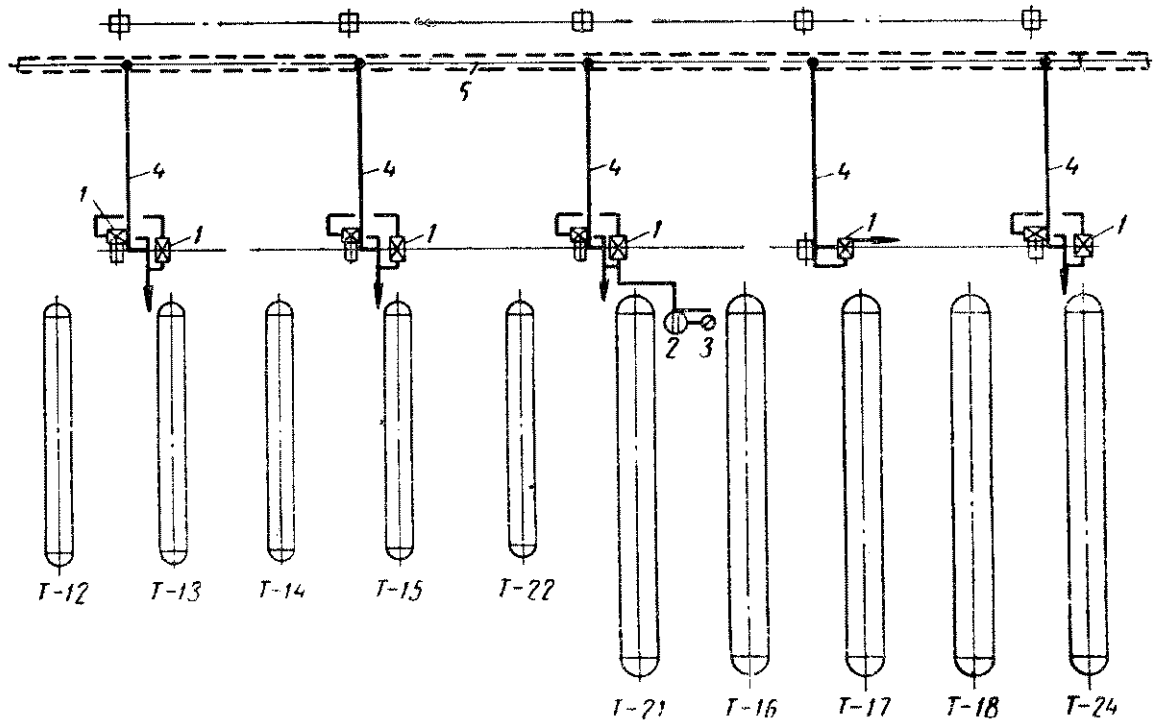


Рис. 32. Обогрев приборов КИП блока теплообменников паром.

1 — шкаф для датчика; *2* — диафрагма; *3* — разделительный сосуд; *4*— подводящий паропровод; *5*— производственный паропровод; Т-12, Т-13 и т. д. — теплообменники.

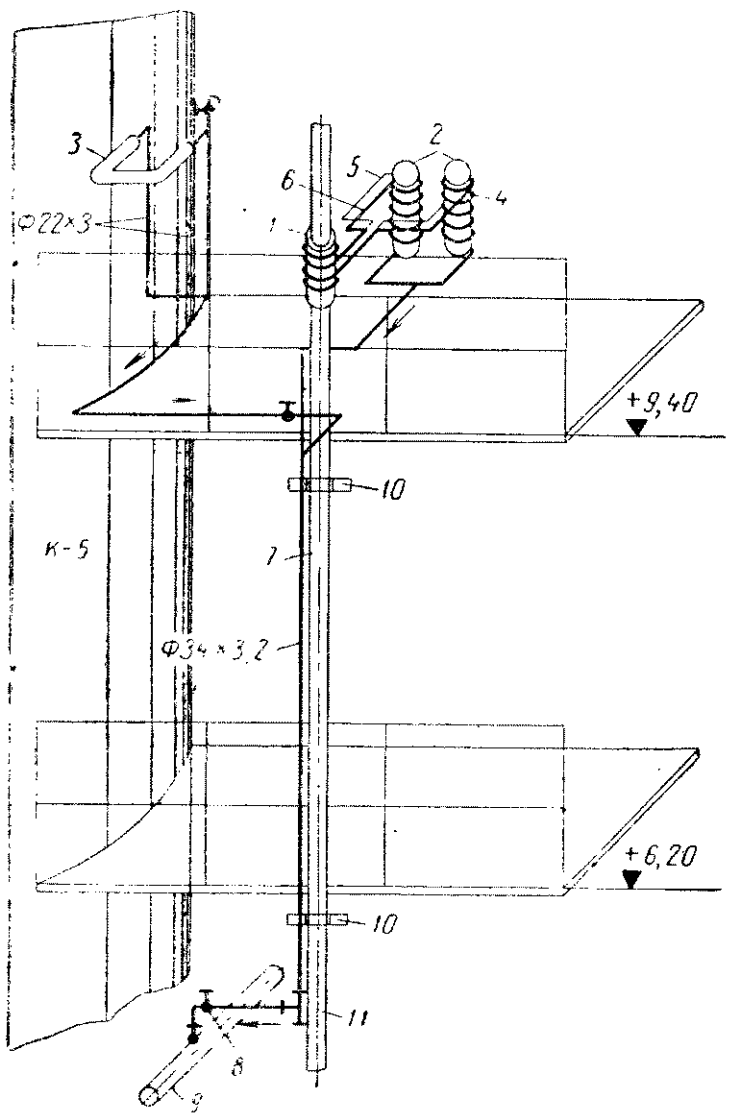


Рис. 33. Схема обогрева КИП одной из колонн паром.

1 — диафрагма; *2* — разделительный сосуд; *3* — змеевик шкафа; *4* — змеевик сосуда; *5* —отборная линия; *6* — тепловой спутник; *7* — подводящий паропровод; *8* — вентиль; *9* —производственный паропровод; *10* — крепление паропровода; *11* — технологический трубопровод.

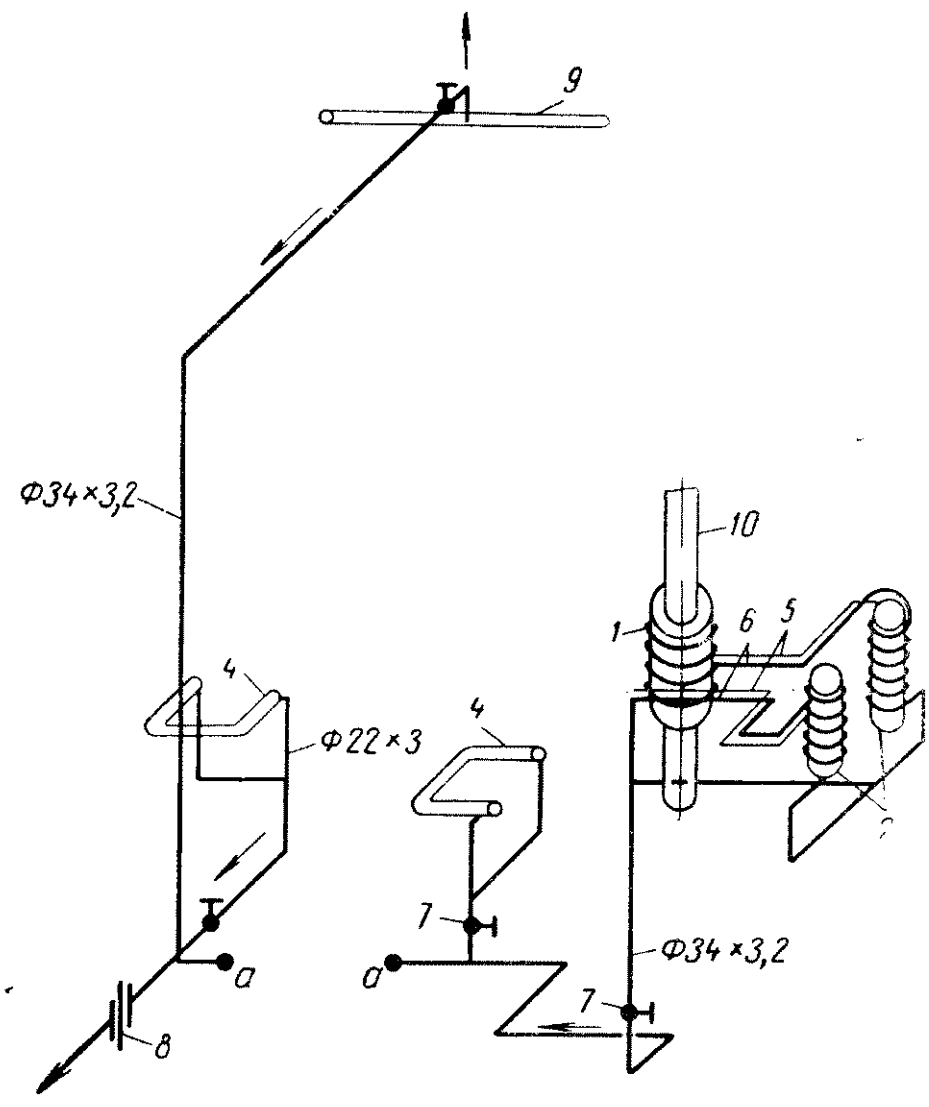


Рис. 34. Схема обогрева КИП у теплообменников Т-21, Т-22 паром.

1 — диафрагма; *2* — разделительный сосуд; *3* — змеевик; *4* — змеевик шкафа; *5* — отборная (импульсная) линия; *6* — тепловой спутник; *7* — вентиль; *8* — конденсатоотводчик — подпорная шайба; *9* — производственный паропровод; *10* — продуктопровод.

Для уменьшения потерь тепла все подводящие участки тепло- и паропроводов, тепловые спутники с импульсными линиями и разделительные сосуды покрывают изоляцией из минераловатных матов.

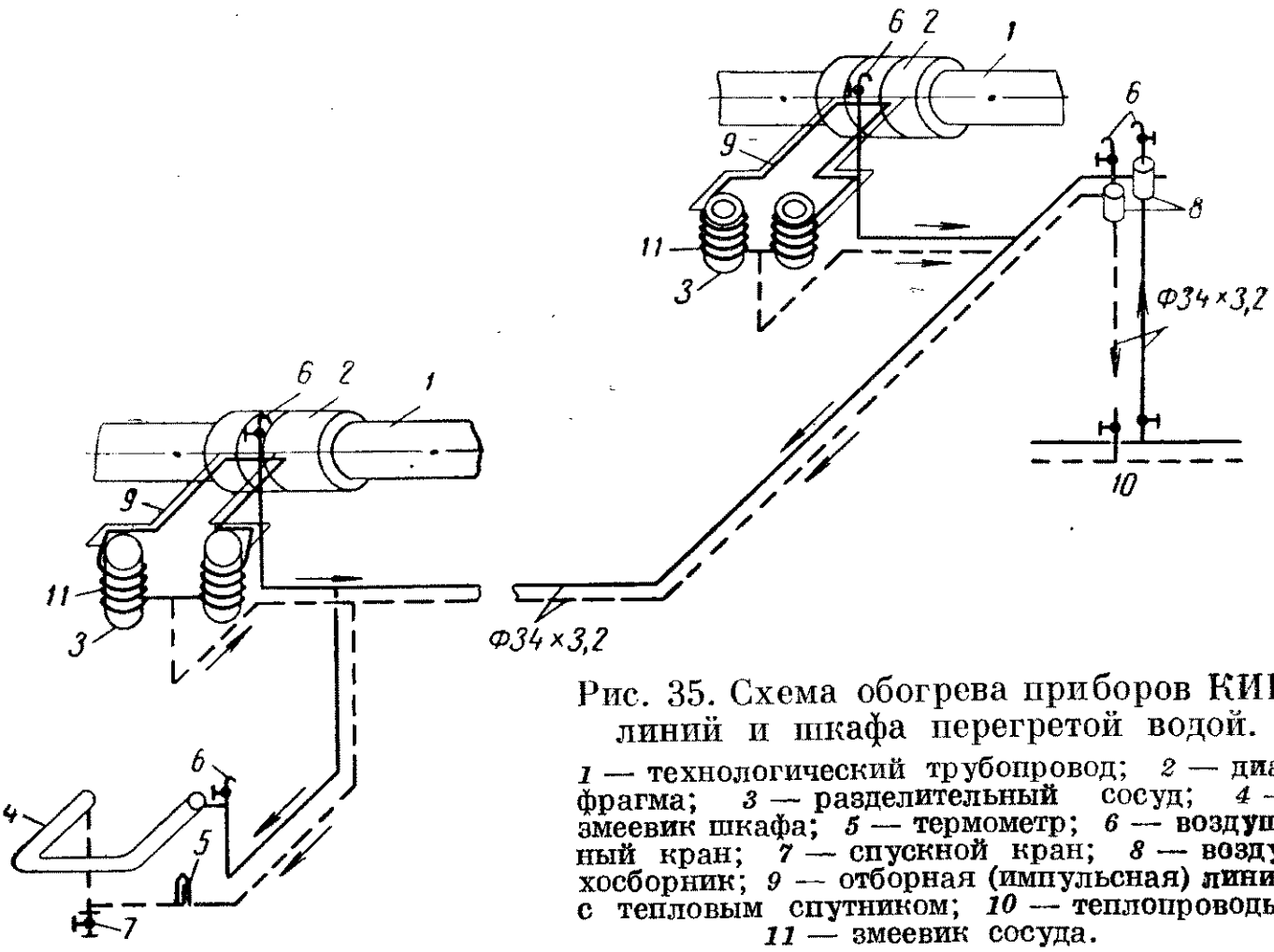


Рис. 35. Схема обогрева приборов КИП линий и шкафа перегретой водой.

1 — технологический трубопровод; *2* — диафрагма; *3* — разделительный сосуд; *4* — змеевик шкафа; *5* — термометр; *6* — воздушный кран; *7* — спускной кран; *8* — воздухосборник; *9* — отборная (импульсная) линия с тепловым спутником; *10* — теплопроводы; *11* — змеевик сосуда.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗДАНИЙ

Исходным при выборе оборудования для отопления зданий является расчет тепловых потерь сквозь наружные строительные ограждения здания — стены, перекрытия, покрытия, полы и проемы (окна, фонари, двери и ворота). При этом учитывают расход тепла на подогрев наружного воздуха, поступающего через поры строительных материалов и щели притворов проемов и врывающегося в помещение при открывании дверей и ворот. От правильно проведенного расчета тепловых потерь зданий зависят как капитальные затраты при строительстве, так и расходы на эксплуатацию отопительной системы и ее вспомогательного оборудования.

Во всяком отапливаемом здании горячий теплоноситель (вода, пар, воздух), циркулирующий в нагревательных приборах, сообщает тепло внутреннему воздуху зданий, который в свою очередь при наличии разности температур между ним и наружным воздухом передает последнему тепло сквозь ограждающие конструкции здания.

Тепловой поток (или мощность теплового потока) Ф (в *вт*) [1], т. е. количество тепла, передаваемое в единицу времени сквозь любую поверхность, в общем случае, прямо пропорционален площади

[1] Ранее определялся в *ккал/ч*.

этой поверхности и разности температур нагревающей и нагреваемой среды

$$\Phi = kF\,(t_1 - t_2) = \frac{1}{R}F\,(t_1 - t_2), \qquad (2)$$

где F — площадь теплопередающей поверхности в $м^2$;

t_1 — температура нагревающей среды в °С;

t_2 — температура нагреваемой среды в °С;

k — коэффициент пропорциональности в уравнении (2), называемый коэффициентом теплопередачи, в $вт/(м^2 \cdot град)$ [1], и означающий тепловой поток в $вт$ сквозь поверхность площадью в 1 $м^2$ при разности температур нагревающей и нагреваемой среды, между которыми происходит теплообмен, в 1 $град$;

R — термическое сопротивление теплопередаче в $м^2 \cdot град/вт$;

$$k = \frac{1}{R}, \qquad (2а)$$

т. е. R — обратная величина коэффициента теплопередачи k.

Для сохранения в отапливаемом помещении неизменной температуры тепловой поток, проходящий сквозь поверхность нагревательных приборов к внутреннему воздуху, должен быть равен тепловому потоку сквозь внешние строительные ограждения к наружному воздуху. Если тепловой поток к внутреннему воздуху больше теплового потока к наружному воздуху, то температура воздуха в здании будет повышаться, в противном случае — понижаться.

Тепловой поток сквозь внешние строительные ограждения в общем случае состоит из основного и добавочного тепловых потоков.

Основной тепловой поток можно определить суммированием тепловых потоков через отдельные ограждающие поверхности. подсчитываемых по формуле (3), аналогичной (2),

$$\Phi = \frac{1}{R_0}F_0\,(t_в - t_н), \qquad (3)$$

где $t_в$ — температура внутреннего воздуха (на уровне 2 $м$ от пола) в °С, зависящая для производственных помещений от их назначения и особенностей технологического процесса и определяемая по санитарным нормам СН 245-63 (табл. 4). Для жилых и общественных зданий температура внутреннего воздуха определяется по строительным нормам и правилам СНиП-62, зависит от вида здания и составляет 15—25° С для жилых зданий, 14—25° С для бытовых помещений, 16—18° С для помещений культурно-бытового обслуживания, 5—20° С для гаражей и 5—18° С для пожарных депо; во избежание замораживания коммуникаций, материалов и оборудования температура воздуха помещения в нерабочее время не должна понижаться ниже 5° С;

---

[1] Ранее k выражали в $ккал/(ч \cdot м^2 \cdot град)$.

$t_н$ — температура наружного воздуха в °С, принимается по СНиП6-62 (табл. 5). В этой таблице приведены: расчетная температура наружного воздуха $t_н$, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки для данной местности и используемая при расчете тепловых потерь по формуле (3); средняя температура наиболее холодных суток $t_{х.с}$, средняя температура отопительного периода $t_{ср.о.п}$, средняя зимняя вентиляционная температура $t_{вен}$, продолжительность отопительного периода в сутках;

F_0 — поверхность наружных ограждений в $м^2$, подсчитываемая в соответствии с рис. 36;

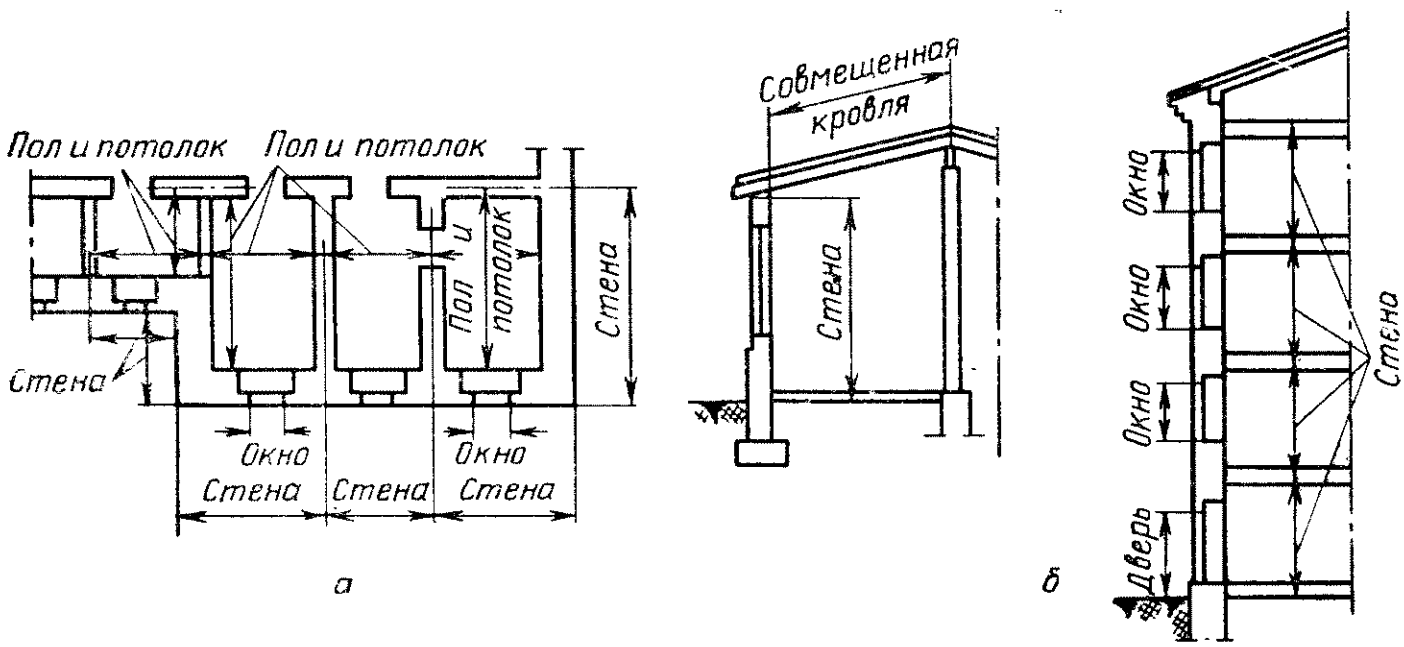


Рис. 36. Правила обмера поверхности ограждения при расчете тепловых потерь.

а — в плане; *б* — в разрезах.

R_0 — термическое сопротивление теплопередаче ограждения в $м^2 \cdot град/вт$, характеризующее теплозащитные качества строительных конструкций наружного ограждения (табл. 6).

В общем случае R_0 многослойного ограждения с воздушной прослойкой можно определить как сумму термических сопротивлений по формуле

$$R_0 = R_в + R_1 + R_2 + \ldots + R_{в.п} + R_н, \qquad (4)$$

где $R_в$ — термическое сопротивление тепловосприятию у внутренней поверхности ограждения в $м^2 \cdot град/вт$ ($R_в$ в среднем составляет 0,12 $м^2 \cdot град/вт$);

$R_н$ — термическое сопротивление теплоотдаче у наружной поверхности ограждения в $м^2 \cdot град/вт$ (0,043 для наружных стен, бесчердачных покрытий; 0,123 для покрытий при передаче тепла снизу вверх и 0,172 $м^2 \cdot град/вт$ при передаче тепла сверху вниз);

Таблица 4

Температура воздуха $t_в$ (°С) в производственном помещении в холодный и переходный периоды года ($t_н < 10°$ С) по СН 245-63

Характеристика помещения	Категория работы	$t_в$, °С		
		на рабочих местах		вне рабочих мест, допускаемая
		оптимальная	допускаемая	
Помещения с незначительными избытками явного тепла [$\leqslant 23$ *вт/м³* = $= 20$ *ккал/(ч·м³)*]	Легкая	18—21	17—22	15—20
	Средней тяжести	16—18	15—17	13—15
	Тяжелая	14—16	13—15	12—14
Помещения со значительными избытками явного тепла [> 23 *вт/м³* = $= 20$ *ккал/(ч·м³)*]	Легкая	18—21	17—24	15—26
	Средней тяжести	16—18	17—22	15—24
	Тяжелая	14—16	14—17	12—19

Примечание. Оптимальная относительная влажность воздуха 60—40%, допускаемая не более 75%.

R_1, R_2 и т. д. — термические сопротивления отдельных слоев ограждений в $м^2 \cdot град/вт$:

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \qquad (4а)$$

δ_1 — толщина ограждения в *м*;

λ_1 — коэффициент теплопроводности ограждения в $вт/(м \cdot град)$;

$\lambda_1 = 0{,}8$ — для обыкновенного кирпича; 0,87 для силикатного кирпича; 0,58 для дырчатого кирпича; 0,29 для ячеистых газо- и пенобетонных блоков; 0,17 для деревянной стены; 0,13—0,23 для бесчердачных покрытий; 0,21—0,29 $вт/(м \cdot град)$ — для чердачных перекрытий;

$R_{в.п}$ — термическое сопротивление воздушной прослойки в $м^2 \cdot град/вт$; значение $R_{в.п}$ зависит от толщины прослойки, места расположения и направления движения теплового потока (табл. 7).

Основные потери тепла зданием за отопительный период Q (в *дж*) определяют по формуле, аналогичной (3), суммированием потерь тепла за z суток отопительного периода по всем ограждающим поверхностям здания

$$Q = 86\,400z \sum \frac{1}{R_o} F (t_в - t_{ср.о.п}), \qquad (5)$$

где $t_{ср.о.п}$ — средняя температура наружного воздуха в отопительный период в °С (см. табл. 5);

z — отопительный период в сутках;

86 400 — число секунд, содержащихся в одних сутках;

$\sum$ — знак суммирования.

Таблица 5

Расчетные температуры наружного воздуха (по СНиП VI-А, 6-62)

Пункт	Расчетные температуры, °С				Продолжительность отопительного периода z, сутки
	средняя наиболее холодной пятидневки $t_н$	средняя наиболее холодных суток $t_{х.с}$	средняя отопительного периода $t_{ср.о.п}$	вентиляционная зимняя $t_{вен}$	
Актюбинск	—29	—32	—7,1	—21	206
Алма-Ата	—24	—25	—3,0	—13	179
Архангельск	—32	—34	—4,7	—17	254
Астрахань	—22	—27	—2,0	—11	171
Ашхабад	—11	—14	4,9	—6	111
Баку	— 3	— 5	4,8	—1	110
Батуми	0	— 2	6,8	1	75
Вильнюс	—21	—26	—0,7	—9	201
Волгоград	—25	—30	—3,6	—14	178
Горький	—28	—33	—4,9	—17	217
Грозный	—16	—19	0,3	—8	156
Гурьев	—23	—31	—3,6	—15	181
Иркутск	—35	—38	—8,8	—23	243
Казань	—29	—34	—5,9	—18	217
Калинин	—25	—31	—3,3	—14	218
Киев	—21	—26	—1,2	—10	191
Краснодар	—17	—22	1,3	—6	149
Куйбышев	—29	—35	—5,8	—18	208
Красноярск	—37	—39	—7,5	—22	231
Ленинград	—24	—28	—2	—12	223
Львов	—16	—24	0,2	—7	185
Махачкала	—13	—20	2,4	—4	152
Минск	—22	—27	—1,4	—10	206
Москва	—26	—31	—3,7	—15	212
Мурманск	—26	—31	—3,2	—14	281
Новороссийск	—12	—17	4,1	—4	125
Одесса	—15	—23	1,1	—7	160
Омск	—36	—41	—8,9	—24	227
Оренбург	—28	—37	—6,8	—20	204
Павлодар	—35	—35	—8,9	—23	212
Пермь	—31	—37	—6,4	—20	226
Полоцк	—22	—27	—1,6	—11	209
Полтава	—23	—28	—2,1	—11	189
Рига	—19	—24	—0,4	—8	212
Рязань	—27	—32	—4,0	—15	209
Саратов	—28	—33	—4,5	—17	196
Симферополь	—15	—20	1,2	—7	161
Смоленск	—24	—29	—2,6	—13	213
Стерлитамак	—32	—37	—6,7	—20	215
Таллин	—21	—26	—0,6	—10	224
Ташкент	—13	—16	2,0	4	131
Тюмень	—33	—39	—7,2	—22	226
Ужгород	—15	—23	0,5	—6	162
Уфа	—31	—36	—6,2	—19	218
Фергана	—15	—17	1,1	—6	131
Хабаровск	—33	—35	—9,3	—25	220
Харьков	—23	—28	—2,5	—11	190
Южно-Сахалинск	—22	—24	—4,2	—14	235
Ярославль	—27	—32	—3,8	—15	219

Таблица 6

Термическое сопротивление теплопередаче R_0 ($м^2 \cdot град/вт$) для наружных ограждений

Конструкция	Толщина, *мм*		R_0
I. Стены			
Сплошная кладка из обыкновенного кирпича (ГОСТ 530—54) на тяжелом растворе	380	*	0,62
	510	*	0,88
	640	*	0,94
То же из силикатного кирпича	380	*	0,59
	510	*	0,73
	640	*	0,89
То же из дырчатого кирпича (60 отверстий)	380	*	0,81
	510	*	1,03
	640	*	1,25
Кладка из ячеистых газо- и пенобетонных блоков, $\rho = 800$ *кг/м³*; $\lambda = 0{,}29$ *вт/(м · град)*	300	*	1,12
	400	*	1,48
Стены индустриальных конструкций		*	0,72—0,90
II. Бесчердачные покрытия			
Из сборных железобетонных многопустотных плит с утеплителями или засыпкой (керамзитом или доменным шлаком)	80	**	0,57—0,86
	120	**	0,74—1,17
	160	**	0,92—1,48
	200	**	1,15—1,79
III. Чердачные перекрытия			
Деревянные с накатом из пластин, известковой штукатуркой с утеплителем	40	**	0,87
	100	**	1,14
	150	**	1,62
Из сборных многопустотных железобетонных панелей и утеплителей	60	**	0,58
	100	**	0,72
	200	**	1,06
IV. Оконные и дверные проемы в деревянных переплетах			
Одинарный переплет:			
одинарное остекление			0,17
двойное остекление			0,28—0,34
Двойной переплет			0,34—0,51
Тройной переплет			0,51—0,56
Двери из стекла:			
одинарные			0,15
двойные			0,26
Наружные двери и ворота деревянные:			
одинарные			0,21
двойные			0,43
Внутренние двери одинарные			0,34

* Толщина стены.
** Толщина утеплителя.

Таблица 7

Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек $R_{в.п}$, в $м^2 \cdot град/вт$

Прослойка	Толщина прослойки, *см*				
	1	3	5	10—15	20—30
Вертикальная и горизонтальная при потоке снизу вверх	0,146	0,163	0,172	0,180	0,190
Горизонтальная при потоке сверху вниз	0,155	0,206	0,224	0,236	0,240

По санитарным нормам началом отопительного периода в жилых зданиях следует считать время, когда среднесуточная температура наружного воздуха в течение трех суток снижается ниже 10° С, а его концом — время, когда среднесуточная температура наружного воздуха повышается в течение трех суток выше 10° С.

Добавочные потери тепла сквозь ограждающие поверхности исчисляют в процентах к основным, найденным по формуле (3), в зависимости от местных условий: потери на ориентацию здания на страны света (ограждения, обращенные на юг и юго-запад, находятся в более благоприятных условиях, чем ограждения, ориентированные иначе), на проникновение (инфильтрацию) наружного воздуха через щели открывающихся проемов, на подогрев холодного наружного воздуха, врывающегося в помещение через наружные двери, и на высоту помещения в общественных зданиях. Добавочные потери составляют 5—20% основных потерь (в среднем 16%).

Определения тепловых потоков и потерь тепла сквозь ограждающие поверхности по формулам (3) и (5) весьма громоздки в связи с тем, что необходимо производить расчеты для отдельных ограждающих поверхностей здания с различными термическими сопротивлениями R_0 и различными разностями температур внутреннего и наружного воздуха.

Ориентировочно тепловые потери можно подсчитать по упрощенной формуле введением в расчеты укрупненного измерителя — удельной тепловой характеристики здания, представляющей собой тепловой поток в ваттах (*вт*), приходящийся на 1 $м^3$ здания (по наружному обмеру) при разности температур внутреннего и наружного воздуха в один градус.

Удельная тепловая характеристика здания q в $вт/(м^3 \cdot град)$ зависит от его назначения, объема и формы здания (в плане и профиле) и приводится в табл. 8. С увеличением объема здания и уменьшением периметра его наружных стен q уменьшается. Так, для жилых зданий q = 0,30—0,50; для общественных зданий 0,20—0,50; для производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий 0,17—0,75 $вт/(м^3 \cdot град)$.

Потери тепла за отопительный период Q (в *дж*) определяют по упрощенной формуле

$$Q = 86\,400\, zqV\,(t_в - t_{ср.\,о.\,п}). \qquad (6)$$

Средний тепловой поток (за отопительный период) сквозь наружные ограждения

$$Ф = qV\,(t_в - t_{ср.\,о.\,п}), \qquad (6а)$$

где Ф — тепловой поток, средний за отопительный период, в *вт*;

q — удельная тепловая характеристика в $вт/(м^3 \cdot град)$;

V — объем отапливаемого здания (по наружному обмеру) в $м^3$.

Пример 1. Определить коэффициент теплопередачи и термическое сопротивление теплопередаче наружной стены, состоящей из двух слоев — кирпичной кладки из обыкновенного кирпича на тяжелом растворе, если толщина стенки $\delta_{ст} = 380$ *мм*, коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст} = 0{,}8$ $вт/(м \cdot град)$, и известковой штукатурки $\delta_{шт} = 20$ *мм*, $\lambda_{шт} = 0{,}8$ $вт/(м \cdot град)$.

Р е ш е н и е 1. Термическое сопротивление кирпичной стены по формуле (4а)

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = \frac{0{,}38}{0{,}8} = 0{,}475\ м^2 \cdot град/вт.$$

2. Термическое сопротивление слоя штукатурки по формуле (4а)

$$R_{шт} = \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} = \frac{0{,}02}{0{,}8} = 0{,}025\ м^2 \cdot град/вт.$$

3. Термическое сопротивление тепловосприятию у внутренней стенки

$R_в = 0{,}12\ м^2 \cdot град/вт$ (см. стр. 37).

4. Термическое сопротивление теплоотдаче у наружной стенки

$R_н = 0{,}043$ (см. стр. 37).

5. Полное термическое сопротивление теплопередаче по формуле (4)

$$R_0 = R_в + R_{ст} + R_{шт} + R_н = 0{,}12 + 0{,}475 + 0{,}025 + 0{,}043 = 0{,}663\ м^2 \cdot град/вт$$

или в прежних единицах $R_0 = 0{,}663 \cdot 1{,}163 = 0{,}77$ $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$.

6. Коэффициент теплопередачи наружной стенки по формуле (2а)

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0{,}663} = 1{,}51\ вт/(м^2 \cdot град)$$

или в прежних единицах $k_0 = 1{,}51 \cdot 0{,}86 = 1{,}3$ $ккал/(м^2 \cdot град)$.

Пример 2. Определить расчетный для отопления тепловой поток сквозь наружную стенку с площадью $F_0 = 20$ $м^2$ для г. Горького, если температура внутри помещения $t_в = 18°$ С, для условий, приведенных в примере 1.

Р е ш е н и е. 1. Расчетная наружная температура воздуха $t_{н.\,р} = -28°$ С (по табл. 5).

2. Тепловой поток сквозь стену по формуле (3)

$$Ф = \frac{1}{R_0} F_0\,(t_в - t_н) = \frac{1}{0{,}663} \cdot 20 \cdot [18 - (-28)] = \frac{20 \cdot 46}{0{,}663} = 1390\ вт \text{ (или } 1{,}39\ квт)$$

или в прежних единицах: $1390 \cdot 0{,}86 = 1200$ $ккал/ч$.

Пример 3. Определить для условий, приведенных в примерах 1 и 2, потери тепла за отопительный период.

Таблица 8

Удельные тепловые характеристики отапливаемых зданий

Здания и сооружения	Объем здания по наружному обмеру V, тыс. $м^3$	Удельная тепловая характеристика здания q, $вт/(м^3 \cdot град)$	
		для отопления	для вентиляции
Жилые здания	До 3	0,49	—
	» 5	0,44	—
	» 10	0,38	—
	» 20	0,34	—
	» 25	0,33	—
	» 30	0,32	—
	Более 30	0,30	—
Административные здания, главные конторы	До 5	0,51	0,105
	» 10	0,44	0,095
	» 15	0,41	0,08
	Более 15	0,37	0,075
Лаборатории	До 5	0,42	1,165
	» 10	0,41	1,10
	Более 10	0,35	1,05
Пожарные депо	До 2	0,56	0,165
	» 5	0,53	0,105
	Более 5	0,52	0,105
Гаражи	До 2	0,81	—
	» 3	0,70	—
	» 5	0,64	0,81
	Более 5	0,58	0,76
Механические мастерские	5—10	0,64—0,52	0,46—0,29
	10—50	0,52—0,47	0,29—0,18
	50—100	0,47—0,44	0,18—0,14
	100—200	0,44—0,41	0,14—0,09
Ремонтные мастерские	5—10	0,70—0,58	0,23—0,18
	10—20	0,58—0,52	0,18—0,12
Бытовые и административно-вспомогательные помещения	0,5—1	0,70—0,52	—
	1—2	0,52—0,47	—
	2—5	0,47—0,38	0,17—0,14
	5—10	0,38—0,35	0,14—0,13
	10—20	0,35—0,29	0,13—0,12
Термические	До 10	0,47—0,35	1,5—1,4
	10—20	0,35—0,29	1,4—1,17
	20—30	0,29—0,23	1,17—0,70
Насосные:			
внутризаводских перекачек . .		0,9	
товарные		1,05	
оборотного водоснабжения . . .		0,70	
Компрессорные:			
малые		0,80	
большие		0,60	
Санпропускник этило-смесительной установки (ЭСУ)		0,80	

Р е ш е н и е. 1. Продолжительность отопительного периода (табл. 5) $z = 217$ суток (для г. Горького).

2. Средняя температура наружного воздуха в отопительный период (табл. 5)

$$t_{\text{ср. о. п}} = -4{,}9^\circ\ \text{С}.$$

3. Потери тепла за отопительный период по формуле (5)

$$Q = \frac{86\,400 z F_0 (t_{\text{в}} - t_{\text{ср. о. п}})}{R_0} = \frac{86\,400 \cdot 217 \cdot 20\,[18 - (-4{,}9)]}{0{,}663} =$$

$$= \frac{86\,400 \cdot 217 \cdot 20 \cdot 22{,}9}{0{,}663} = 11{,}2 \cdot 10^9\ дж = 11{,}2\ Гдж$$

или в прежних единицах $11{,}2 \cdot 0{,}24 = 2{,}7$ *Гкал*.

Пример 4. Определить потери тепла за отопительный период по упрощенной формуле для г. Грозного, если объем здания по наружному обмеру составляет 7000 $м^3$. Расчетная температура внутри здания $t_{\text{в}} = 16^\circ$ С. Удельная тепловая характеристика здания $q = 0{,}35$ $вт/(м^3 \cdot град)$.

Р е ш е н и е. 1. Средняя температура отопительного периода (табл. 5)

$$t_{\text{ср. о. п}} = 0{,}3^\circ\ \text{С}.$$

2. Продолжительность отопительного периода (табл. 5)

$$z = 156 \text{ суток}.$$

3. Потери тепла за отопительный период по формуле (6)

$$Q = 86\,400 z q V (t_{\text{в}} - t_{\text{ср. о. п}}) = 86\,400 \cdot 156 \cdot 0{,}35 \cdot 7000\,(16 - 0{,}3) =$$

$$= 526 \cdot 10^9\ дж = 526\ Гдж$$

или в прежних единицах $526 \cdot 0{,}24 = 127$ *Гкал*.

При отоплении промышленных зданий нужно учитывать внутренние тепловыделения в цехах, возникающие при эксплуатации тепловых двигателей (паровых и газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания, паровых машин), насосов, компрессоров, электродвигателей, печей, теплообменных аппаратов, паропроводов.

Так, в среднем 90% расходуемой электрической энергии и до 20—25% эффективной работы тепловых двигателей превращается в эквивалентное количество тепла.

Тепловой поток, расходуемый на отопление зданий, $\Phi_{\text{от}}$ (в *вт*) с учетом внутренних тепловыделений, определяют по формуле

$$\Phi_{\text{от}} = \Phi - \Phi_{\text{вн}}, \qquad (7)$$

где Φ — тепловой поток сквозь внешние строительные ограждения здания в *вт*;

$\Phi_{\text{вн}}$ — поток внутренних тепловыделений в *вт*.

Для жилых зданий принимают, что $\Phi_{\text{вн}} = 0$, так как тепловыделения в них относительно невелики.

Поток внутренних тепловыделений $\Phi_{\text{вн}}$ (в *вт*) в общем случае определяют по уравнению

$$\Phi_{\text{вн}} = \alpha F (t_{\text{об}} - t_{\text{в}}), \qquad (8)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности теплоотдающих объектов к воздуху помещений в $вт/(м^2 \cdot град)$; $\alpha \approx 12$ $вт/(м^2 \cdot град)$;

F — площадь поверхностей теплоотдающих объектов в $м^2$;
$t_{об}$ — температура наружной поверхности теплоотдающих объектов в °С;
$t_в$ — температура внутреннего воздуха в °С.

Тепловыделение трубчатых печей с огневым нагревом на жидком и газообразном топливе $Ф_{вн}$ (в *вт*)

$$Ф_{вн} = aBQ^р_н, \qquad (9)$$

где a — относительное тепловыделение (в долях единицы); $a = 0{,}05—0{,}15$ для трубчатых печей обычной конструкции и 0,02—0,05 для трубчатых печей беспламенного горения;
B — расход топлива в *кг/сек* (для газообразного топлива в $м^3/сек$);
$Q^р_н$ — низшая теплота сгорания рабочего топлива в *дж/кг* (для газообразного топлива в $дж/м^3$).

Тепловыделение паровых поршневых насосов составляет 0,10—0,30 (10—30%) гидравлической мощности насоса в зависимости от температуры продукта, типа и мощности насоса (меньшие цифры относятся к насосам большой мощности).

Тепловой поток от электродвигателей составляет 0,1—0,3 (10—30%) номинальной мощности, а для компрессоров (без электродвигателей) с водяным охлаждением 0,05—0,1 (5—10%) и с воздушным охлаждением 0,2—0,3 (20—30%) их эффективной мощности.

В нерабочее время, когда технологическое оборудование не выделяет тепла, тепловой поток от системы отопления должен обеспечить в производственных цехах температуру не ниже 5° С, если в это время не требуется по производственным и санитарным условиям более высокая температура.

Расход тепла на отопление здания за отопительный период (с учетом внутренних тепловыделений) в *дж* составляет

$$Q_{от} = 86\,400 z Ф_{от}, \qquad (9а)$$

где z — продолжительность отопительного периода в сутках;
$Ф_{от}$ — тепловой поток на отопление здания в *вт*.

Тепловой поток от изолированных и неизолированных трубопроводов можно определить по формуле, аналогичной (8), подстановкой для наружной поверхности трубопровода F в $м^2$

$$F = \pi dl, \qquad (10)$$

где d — наружный диаметр неизолированного трубопровода или наружный диаметр изоляции изолированного трубопровода в *м*;
l — длина трубопровода в *м*.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубопровода или изоляции α в $вт/(м^2 \cdot град)$ определяют по формуле

$$\alpha = 9{,}4 + 0{,}047\,\Delta t, \qquad (10а)$$

где Δt — перепад температур между стенкой трубопровода (или наружным слоем изоляции) и окружающим воздухом. Для неизолированного трубопровода Δt принимают равным разности температур теплоносителя и воздуха помещений.

Пример 5. Определить внутренние суточные тепловыделения от трубчатой печи с огневым нагревом, работающей на газообразном топливе, если известно, что в ней сжигается природный газ Шебелинского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q^{р}_{н} = 8470$ *ккал/м³* (35,2 *Мдж/м³*). Расход топлива в печи $B = 1000$ *м³/ч* (0,28 *м³/сек*); относительное тепловыделение $a = 0{,}15$.

Р е ш е н и е. 1. Тепловой поток от внутренних тепловыделений печи по формуле (9)

$$Ф = aBQ^{р}_{н} = 0{,}15 \cdot 0{,}28 \cdot 35{,}2 \cdot 10^6 = 1{,}47 \cdot 10^6\ вт = 1{,}47\ Мвт$$

или в прежних единицах $1{,}47 \cdot 10^6 \cdot 0{,}86 = 1\,260\,000$ *ккал/ч* $= 1{,}26$ *Гкал/ч*.

2. Суточные тепловыделения печи

$$Q = 86\,400 \cdot 1{,}47 \cdot 10^6 = 127 \cdot 10^9\ дж/сутки = 127\ Гдж/сутки$$

или в прежних единицах $127 \cdot 0{,}24 = 30{,}2$ *Гкал/сутки*.

П р о в е р к а: $1{,}26 \cdot 24 = 30{,}2$ *Гкал/сутки*.

Пример 6. Определить тепловой поток от неизолированного трубопровода, если известно, что длина трубопровода $l = 100$ *м*, наружный диаметр трубопровода $d = 159$ *мм* (0,159 *м*); температура наружной поверхности трубопровода, примерно, равна температуре теплоносителя (пара) $t_{об} = 300°$ С, температура воздуха помещения $t_в = 14°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Определяем наружную поверхность трубопровода по формуле (10)

$$F = \pi d l = 3{,}14 \cdot 0{,}159 \cdot 100 = 56{,}6\ м^2.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи по формуле (10а)

$$\alpha = 9{,}4 + 0{,}047\,\Delta t = 9{,}4 + 0{,}047\,(300 - 14) = 22{,}7\ вт/(м^2 \cdot град).$$

3. Определяем тепловой поток по формуле (8)

$$Ф_{вн} = \alpha F\,(t_{об} - t_в) = 22{,}7 \cdot 56{,}9\,(300 - 14) = 324\,000\ вт =$$

$$= 324\ квт\ (\text{или } 324\,000 \cdot 0{,}86 = 272\,000\ ккал/ч).$$

РАСХОД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ОТОПИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

Расход теплоносителя (горячей воды, пара или воздуха) в отопительной установке определяют из уравнения

$$D = \frac{Ф_{от}}{i_1 - i_2}, \qquad (11)$$

где $\Phi_{от}$ — тепловой поток, расходуемый на отопление здания, в *вт*;
i_1 и i_2 — начальное и конечное значения удельной энтальпии[1] теплоносителя в *дж/кг*;
D — расход теплоносителя в *кг/сек*.

Расход теплоносителя за отопительный период m (в *кг*) определяют по формуле, аналогичной (11)

$$m = \frac{Q_{от}}{i_1 - i_2}, \qquad (12)$$

где $Q_{от}$ — расход тепла на отопление здания за отопительный период в *дж*.

В табл. 9 и 10 приведены значения удельной энтальпии воды и сухого насыщенного водяного пара, а в табл. 11 — сухого воздуха.

Таблица 9

Термодинамические свойства воды

Температура t, °С	Плотность ρ, *кг/м³*	Удельная энтальпия i, *кдж/кг*	Температура t, °С	Плотность ρ, *кг/м³*	Удельная энтальпия i, *кдж/кг*
0	999,9	0,000	75	974,9	314,0
5	1000,0	21,1	80	971,8	334,9
10	999,4	42,0	85	968,6	356,0
15	999,7	63,0	90	965,3	377,1
20	998,2	83,9	95	961,9	398,0
			100	958,4	419,1
25	997,1	104,8	105	954,7	440,2
30	995,7	125,7	110	950,8	461,3
35	994,1	146,6	115	947,1	482,5
40	992,2	167,5	120	943,1	503,7
45	989,2	188,4			
			125	939,2	525,0
50	988,1	209,3	130	934,8	546,4
55	985,9	230,2	135	930,6	567,7
60	983,2	251,1	140	926,1	589,1
65	9 0,6	272,1	145	921,7	610,4
70	977,8	293,0	150	916,9	632,2

Пример 7. Подсчитать расход горячей воды на отопление цеха газобензинового завода, если тепловой поток, подводимый к зданию для нужд отопления, составляет $\Phi_{от} = 1{,}5$ *Гкал/ч* ($\approx 1{,}75$ *Мвт*). Начальная температура воды $t_1 = 130°$ С; конечная температура воды $t_2 = 70°$ С.

---

[1] Ранее называлась теплосодержанием. Удельной энтальпией воды, пара или воздуха называется количество теплоты, которое необходимо сообщить при постоянном давлении 1 *кг* воды, пара или воздуха с начальной температурой 0° С для доведения до данного состояния.

Таблица 10

Термодинамические свойства сухого насыщенного водяного пара

Абсолютное давление $p_{абс}$, *бар*	Температура насыщения $t_н$, °С	Удельный объем, *м³/кг*		Удельная энтальпия, *кдж/кг*		Удельная теплота парообразования r, *кдж/кг*
		кипящей воды	сухого насыщенного пара	кипящей воды i'	сухого насыщенного пара i''	
1,0	99,6	0,00104	1,70	417,5	2675	2258
1,2	104,8	0,00105	1,43	439,3	2683	2244
1,4	109,3	0,00105	1,24	458,4	2690	2232
1,6	113,3	0,00105	1,09	475,4	2696	2221
1,8	116,9	0,00106	0,978	490,7	2702	2211
2,0	120,2	0,00106	0,886	504,7	2707	2202
2,2	123,3	0,00106	0,810	517,7	2711	2193
2,4	126,1	0,00107	0,747	529,9	2715	2185
2,6	128,7	0,00107	0,693	541,2	2719	2178
2,8	131,2	0,00107	0,646	551,7	2722	2171
3,0	133,5	0,00107	0,606	561,7	2726	2164
3,5	138,9	0,00108	0,524	584,4	2732	2148
4,0	143,6	0,00108	0,462	604,6	2739	2134
4,5	147,9	0,00109	0,414	623,0	2744	2121
5,0	151,8	0,00109	0,375	640,1	2749	2109
6,0	158,8	0,00110	0,316	670,6	2757	2086

Таблица 11

Термодинамические свойства сухого воздуха

Температура t, °С	Удельная энтальпия i, *кдж/кг*	Температура t, °С	Удельная энтальпия i, *кдж/кг*	Температура t, °С	Удельная энтальпия i, *кдж/кг*
—10	—10,0	20	20,1	50	50,2
—5	—5,0	25	25,1	60	60,3
0	0,0	30	30,1	70	70,4
5	5,0	35	35,2	80	80,4
10	10,0	40	40,2	90	90,5
15	15,1	45	45,2	100	100,6

Р е ш е н и е. 1. Удельная энтальпия горячей воды (табл. 9)

$$i_1 = 546{,}4 \text{ кдж/кг} \text{ (при } 130^\circ \text{ С)}.$$

2. Удельная энтальпия обратной воды (табл. 9)

$$i_2 = 293{,}0 \text{ кдж/кг} \text{ (при } 70^\circ \text{ С)}.$$

3. Расход горячей воды на отопление по формуле (11)

$$D = \frac{\Phi_{от}}{i_1 - i_2} = \frac{1{,}75 \cdot 10^6}{(546{,}4 - 293{,}0)\,10^3} = 6{,}9 \text{ кг/сек}$$

$$(\text{или } 6{,}9 \cdot 3600 = 24\,800 \text{ кг/ч}).$$

Пример 8. Определить годовой расход горячей воды на отопление компрессорной в г. Уфе по упрощенной формуле. Объем здания (по наружному обмеру) $V = 7200$ *м*^{3}; отопительная характеристика $q = 0{,}33$ *ккал/(м*$^3 \cdot$ *ч* $\cdot$ *град)* или 0,38 *вт/(м*$^3 \cdot$ *град)*; поток внутренних тепловыделений $\Phi_{вн} = 25\,000$ *ккал/ч* (или 29,0 *квт*). Температура воздуха внутри помещения $t_в = 14°$ С. Температура горячей воды, применяемой для отопления, $t_1 = 150°$ С; температура обратной воды $t_2 = 90°$ С.

Решение. 1. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период (табл. 5)

$$t_{ср.\,о.\,п} = -6{,}2° \text{ С}.$$

2. Продолжительность отопительного периода (табл. 5)

$$z = 218 \text{ суток}.$$

3. Тепловой поток сквозь наружные ограждения по формуле (6а)

$$\Phi = qV\,(t_в - t_{ср.\,о.\,п}) = 0{,}38 \cdot 7200\,[\,14 - (-6{,}2)] =$$

$$= 0{,}38 \cdot 7200 \cdot 20{,}2 = 55{,}3 \cdot 10^3 \text{ вт} = 55{,}3 \text{ квт}.$$

4. Тепловой поток, расходуемый на отопление здания, по формуле (7)

$$\Phi_{от} = \Phi - \Phi_{вн} = 55{,}3 - 29{,}0 = 26{,}3 \text{ квт} = 26{,}3 \cdot 10^3 \text{ вт}$$

(в прежних единицах $26{,}3 \cdot 10^3 \cdot 0{,}86 = 22\,600$ *ккал/ч*).

5. Расход тепла на отопление цеха за отопительный период по формуле (9а)

$$Q_{от} = 86\,400 z \Phi_{от} = 86\,400 \cdot 218 \cdot 26{,}3 \cdot 10^3 = 495 \cdot 10^9 \text{ дж} = 495 \text{ Гдж}$$

или в прежних единицах $495 \cdot 0{,}24 = 119$ *Гкал*.

6. Удельная энтальпия горячей воды (табл. 9)

$$i_1 = 632{,}2 \text{ кдж/кг} \text{ (при } t_1 = 150° \text{ С)}.$$

7. Удельная энтальпия холодной воды (табл. 9)

$$i_2 = 377{,}1 \text{ кдж/кг} \text{ (при } t_2 = 90° \text{ С)}.$$

8. Расход горячей воды на отопление здания за отопительный период по формуле (12)

$$m = \frac{Q_{от}}{i_1 - i_2} = \frac{495 \cdot 10^9}{(632{,}2 - 377{,}1)\,10^3} = \frac{495 \cdot 10^9}{255{,}1 \cdot 10^3} = 1{,}94 \cdot 10^6 \text{ кг} \text{ (или } 1940 \text{ т}).$$

Пример 9. Для условий примера 8 определить средний часовой и расчетный часовой расход воды (для расчетной температуры наружного воздуха).

Решение. 1. Средний часовой расход воды

$$D_{ср} = \frac{m}{24z} = \frac{1{,}94 \cdot 10^6}{24 \cdot 218} = 371 \text{ кг/ч}.$$

2. Расчетный часовой расход воды больше среднего часового расхода в связи с тем, что расчетная наружная температура воздуха (для Уфы $t_{н.р} = -31°$ С (по табл. 5), ниже средней температуры воздуха за отопительный период (для Уфы $t_{ср.\,о.\,п} = -6{,}2$ (по табл. 5)

$$D_р = D_{ср} \frac{(t_в - t_н)}{(t_в - t_{ср.\,о.\,п})} = 371 \frac{14 - (-31)}{14 - (-6{,}2)} = \frac{371 \cdot 45}{20{,}2} = 826 \text{ кг/ч}.$$

Пример 10. Для условий примера 8 определить расход сухого насыщенного пара (при паровом отоплении) за отопительный период. Абсолютное давление пара 2,8 *бар* ($\approx 2{,}8$ *ат*). Конденсация пара в отопительной системе полная.

Р е ш е н и е. 1. Удельная энтальпия пара, поступающего в отопительный прибор, (табл. 10),

$$i_1 = 2722 \text{ кдж/кг} \text{ (при } p = 2{,}8 \text{ бар}).$$

2. Удельная энтальпия конденсата на выходе из отопительного прибора (табл. 10)

$$i_2 = 551{,}7 \text{ кдж/кг} \text{ (при } p = 2{,}8 \text{ бар и } t = 131{,}2^\circ \text{ С}).$$

3. Расход пара на отопление здания за отопительный период по формуле (12)

$$m = \frac{Q_{от}}{i_1 - i_2} = \frac{495 \cdot 10^9}{(2722 - 551{,}7)\, 10^3} = \frac{495 \cdot 10^9}{2170{,}3 \cdot 10^3} = 228 \cdot 10^3 \text{ кг} \text{ (или } 228 \text{ т}).$$

Пример 11. Для условий примеров 8 и 10 определить расход влажного насыщенного пара (при паровом отоплении) за отопительный период, если сухость пара при поступлении в отопительный прибор составляет $x_1 = 0{,}96$, а паросодержание конденсата при выходе из прибора составляет $x_2 = 0{,}05$ (или 5%).

Р е ш е н и е. 1. Удельная энтальпия пара, поступающего в отопительный прибор (табл. 10),

$$i_1 = x_1 i'' + (1 - x_1)\, i' = 0{,}96 \cdot 2722 + 0{,}04 \cdot 551{,}7 = 2635 \text{ кдж/кг}.$$

2. Удельная энтальпия конденсата на выходе из отопительного прибора (табл. 10)

$$i_2 = x_2 i'' + (1 - x_2)\, i' = 0{,}05 \cdot 2722 + 0{,}95 \cdot 551{,}7 = 688 \text{ кдж/кг}.$$

3. Расход пара за отопительный период по формуле (12)

$$m = \frac{Q_{от}}{i_1 - i_2} = \frac{495 \cdot 10^9}{(2635 - 688)\, 10^3} = \frac{495 \cdot 10^9}{1947 \cdot 10^3} = 254 \cdot 10^3 \text{ кг} \text{ (или } 254 \text{ т}).$$

Пример 12. Определить для условий примера 8 расход сухого воздуха (при воздушном отоплении) за отопительный период, начальная температура воздуха $t_1 = 40^\circ$ С, а конечная $t_2 = 24^\circ$ С. Подсчитать средний часовой расход воздуха.

Р е ш е н и е. 1. Удельная энтальпия горячего воздуха (табл. 11)

$$i_1 = 40{,}2 \text{ кдж/кг} \text{ (при } t_1 = 40^\circ \text{ С}).$$

2. Удельная энтальпия охлажденного воздуха (табл. 11)

$$i_2 = 14{,}1 \text{ кдж/кг} \text{ (при } t_2 = 14^\circ \text{ С}).$$

3. Расход воздуха за отопительный период по формуле (12)

$$m = \frac{Q_{от}}{i_1 - i_2} = \frac{495 \cdot 10^9}{(40{,}2 - 24{,}1) \cdot 10^3} = \frac{495 \cdot 10^9}{16{,}1 \cdot 10^3} = 30{,}7 \cdot 10^6 \text{ кг} \quad (30\,700 \text{ т}).$$

4. То же, в объемных единицах

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{30{,}7 \cdot 10^6}{1{,}293} = 23{,}8 \cdot 10^6 \text{ м}^3$$

(ρ — плотность воздуха при 0° С и $p \approx 1{,}01$ *бар*).

5. Средний часовой расход воздуха

$$D = \frac{m}{24z} = \frac{30{,}7 \cdot 10^6}{24 \cdot 218} = 5870 \text{ кг/ч}.$$

$$V_ч = \frac{V}{24z} = \frac{23{,}8 \cdot 10^6}{24 \cdot 218} = 4550 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Тепловой поток на отопление (от нагревательного прибора к воздуху помещения) $\Phi_{от}$ (в *вт*) определяют по формуле, аналогичной (2),

$$\Phi_{от} = k_{пр} F_{пр} (t_т - t_в), \qquad (13)$$

где $k_{пр}$ — коэффициент теплопередачи от теплоносителя к воздуху помещения через стенку нагревательного прибора в *вт/(м² · град)*;

$F_{пр}$ — поверхность нагревательного прибора в *м²*;

$t_т$ — средняя температура теплоносителя в приборе в °С.

При водяной системе отопления

$$t_т = \frac{t'_т + t''_т}{2}, \qquad (13а)$$

где $t'_т$ и $t''_т$ — температура воды, поступающей в прибор и выходящей из прибора, в °С;

$t_в$ — температура внутреннего воздуха в помещении в °С.

В системах парового отопления при избыточном давлении до 0,2 *бар* ($\approx$ 0,2 *ат*) средняя температура теплоносителя принимается равной 100° С, при более же высоком давлении — равной температуре насыщенного пара соответствующего давления (см. табл. 10).

Из уравнения (13) можно получить формулу для подсчета поверхности нагревательного прибора

$$F_{пр} = \frac{\Phi_{от}}{k_{пр} (t_т - t_в)}. \qquad (13б)$$

Эквивалентную поверхность $F_э$ (в *м²*) нагревательного прибора определяют по формуле

$$F_э = \frac{\Phi_{от}}{q_э}, \qquad (14)$$

где $q_э$ — плотность теплового потока, отнесенная к 1 *м²* эквивалентной поверхности, в *вт/м²* (табл. 12).

Таблица 12

Плотность теплового потока $q_э$, отнесенная к 1 *м²* эквивалентной поверхности

Разность температур теплоносителя и внутреннего воздуха $t_г - t_в$, *град*	50	60	64,5	70	80	90	100	110	120
Плотность теплового потока, отнесенная к 1 *м²* эквивалентной поверхности $q_э$, *вт/м²*	372	465	508	560	650	745	837	930	1020

Пример 13. Определить количество секций радиатора М-140, необходимое для установки в конторе цеха, если тепловой поток на отопление $Ф_{от}$ составляет 1550 *ккал/ч* (1,80 *квт*). Отопление — водяное с установкой двух радиаторов. Температура воды при поступлении в радиатор $t'_т = 130°$ С, а при выходе $t''_т = 70°$ С. Расчетная температура воздуха внутри помещения $t_в = 18°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Средняя температура воды в радиаторе

$$t_т = \frac{t'_т + t''_т}{2} = \frac{130 + 70}{2} = 100° \text{ С}.$$

2. Средняя разность температур воды и воздуха

$$\Delta t = t_т - t_в = 100 - 18 = 82 \text{ } град.$$

По табл. 1 находим для радиатора М-140 при средней разности температур $\Delta t = 82$ *град*, коэффициент теплопередачи $k_{пр} = 10{,}0$ *вт/(м²·град)*.

3. Поверхность нагрева радиаторов $F_{пр}$ по формуле (13б)

$$F_{пр} = \frac{Ф_{от}}{k_{пр}(t_т - t_в)} = \frac{1800}{10{,}0 \cdot 82} = 2{,}2 \text{ } м^2.$$

4. Количество секций. Так как поверхность одной секции радиатора М-140 $F_1 = 0{,}254$ *м²* (табл. 2), то количество секций, необходимых к установке двух радиаторов, будет:

$$n = \frac{F_{пр}}{F_1} = \frac{2{,}2}{0{,}254} = 9.$$

Количество секций в каждом радиаторе

$$n_1 = \frac{9}{2} \approx 5.$$

5. Эквивалентная поверхность радиаторов по формуле (14) и табл. 12

$$F_э = \frac{Ф_{от}}{q_э} = \frac{1800}{669} = 2{,}7 \text{ } м^2.$$

П р о в е р к а. Коэффициент пересчета поверхности нагрева в эквивалентную $k_э = \frac{F_э}{F_{пр}} = \frac{2{,}7}{2{,}2} = 1{,}23$, что мало отличается от приведенного в табл. 2 значения $k_э = 1{,}22$.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

В задачу гидродинамического расчета любого трубопровода входит определение:

диаметра;

падения давления в трубопроводе (или на любом его участке);

давления в различных точках трубопровода и у потребителей;

пропускной способности трубопровода по допустимому падению давления.

Определение диаметра трубопровода

Внутренний расчетный диаметр трубопровода может быть определен в зависимости от расхода жидкости, пара или газа и допускаемой массовой или линейной скорости потока.

Под массовой скоростью потока u в *кг/(сек·м²)* понимается частное от деления массового секундного расхода жидкости, газа или пара $m_{сек}$ (в *кг/сек*) на сечение потока f в *м²*

$$u = \frac{m_{сек}}{f}. \tag{15}$$

Под линейной (или объемной) скоростью потока v (в *м/сек*) понимается частное от деления объемного секундного расхода жидкости, газа или пара $V_{сек}$ (в *м³/сек*) на сечение потока f

$$v = \frac{V_{сек}}{f}. \tag{16}$$

Соотношение между массовой и линейной скоростью можно получить в результате почленного деления выражения (15) на (16)

$$\frac{u}{v} = \frac{m_{сек}}{V_{сек}} = \rho, \tag{17}$$

или

$$u = v\rho; \tag{17а}$$

$$v = \frac{u}{\rho}, \tag{17б}$$

где ρ – плотность жидкости, газа или пара в *кг/м³*.

Для трубопровода

$$f = 0{,}785d^2, \tag{18}$$

где d – внутренний диаметр трубопровода в *м*.

После подстановки в формулу (15) выражения (18) для сечения трубопровода имеем

$$u = \frac{m_{сек}}{0{,}785d^2}. \tag{19}$$

Из выражения (19) получаем расчетную формулу для определения внутреннего диаметра трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{m_{сек}}{0{,}785u}}. \tag{20}$$

Массовую скорость потока предварительно оценивают (табл. 13) или определяют по формуле (17а) по допускаемой линейной скорости и плотности.

Чем выше принимают скорость потока, тем меньше получается внутренний диаметр трубопровода, а следовательно, тем меньше его стоимость и затраты изоляционных материалов. Кроме того, с уменьшением диаметра снижаются тепловые потери от охлаждения вследствие сокращения поверхности охлаждения; однако при этом увеличиваются потери давления в трубопроводе.

После определения по формуле (20) расчетного внутреннего диаметра трубопровода подбирают ближайший (по ГОСТ 3262—62 или ГОСТ 8732—58) стандартный диаметр (табл. 14) и в соответствии

Таблица 13

Массовая скорость потока в отопительно-вентиляционных установках

Трубопровод	Массовая скорость u, $кг/(м^2 \cdot сек)$	
	Главная магистраль	Ответвления
Для горячей воды	1000—2000	600—1200
Для обратной воды	500—1000	400—700
Для насыщенного пара ($p_{абс} \leqslant 6$ *бар*)	40—60	20—30
Для конденсата	400—800	300—500
Для воздуха:		
всасывающий	2—4	1—2
напорный	4—6	3—4

с ним подсчитывают по формуле (19) массовую и по формуле (17б) линейную скорость потока и падение давления в трубопроводе или на одном из его участков.

Таблица 14

Стальные трубы для воды и пара

Условный проход, *мм*	Наружный диаметр, *мм*	Внутренний диаметр, *мм*	Теоретическая масса 1 *м*, *кг*	ГОСТ
25	32	27	1,76	8734—58
32	40	35	2,31	
40	45	40	2,62	
50	57	50	4,62	8732—58
70	76	69	6,26	
80	89	82	7,38	
100	108	100	10,26	
125	133	125	12,73	
150	159	150	17,15	
175	194	182	27,82	
200	219	207	31,52	
250	273	259	45,52	
300	325	319	62,54	

Падение давления в трубопроводе

Полное падение давления Δp (в $н/м^2$) в трубопроводе (или на одном из его участков постоянного диаметра и неизменного расхода жидкости, газа или пара) в общем случае представляет собою сумму линейных потерь давления $\Delta p_л$ (в $н/м^2$), т. е. сопротивления трения на всем протяжении трубопровода, и потерь давления в местных сопротивлениях $\Delta p_м$ (в $н/м^2$) (в арматуре — вентилях, кранах, задвижках, в коленах, отводах, шайбах, переходах и т. д.)

$$\Delta p = \Delta p_л + \Delta p_м. \qquad (21)$$

Линейные, местные и полные потери давления могут быть подсчитаны по формуле Дарси:

$$\Delta p_л = \lambda \frac{u^2}{2} \frac{l_г}{d\rho}; \qquad (21а)$$

$$\Delta p_м = \lambda \frac{u^2}{2} \frac{l_э}{d\rho}; \qquad (21б)$$

$$\Delta p = \lambda \frac{u^2}{2} \frac{l}{d\rho} \qquad (21в)$$

где λ — безразмерный коэффициент трения, равный 0,02—0,04 (средние значения $\lambda = 0{,}025$), зависящий в основном от материала и способа изготовления труб и от состояния поверхности его стенок, наличием коррозии стенок, осадков и отложений в процессе продолжительной эксплуатации трубопровода;

$l_г$ — геометрическая длина трубопровода в *м*;

$l_э$ — эквивалентная длина местных сопротивлений трубопровода в *м*, представляющая такую условную длину прямолинейного трубопровода того же диаметра, которой соответствует такое же падение давления, как и в местных сопротивлениях.

$$l_э = \sum \varepsilon \frac{d}{\lambda}, \qquad (21г)$$

где ε — безразмерный коэффициент местного сопротивления, зависящий от вида сопротивления (вентиль нормальный, вентиль прямоточный, клапан, кран, водоотделитель, радиатор, компенсатор и т. д.) и от скорости в нем (табл. 15);

l — полная расчетная длина трубопровода, равная сумме геометрической и эквивалентной длин, в *м*.

Из формулы (21г) следует, что эквивалентная длина местных сопротивлений пропорциональна внутреннему диаметру трубопровода и сумме коэффициентов местных сопротивлений и обратно пропорциональна коэффициенту трения трубопровода.

Полная длина трубопровода может быть подсчитана по формуле

$$l = l_г + l_э = l_г(1 + C), \qquad (22)$$

где C — коэффициент местных потерь, равный отношению эквивалентной длины местных сопротивлений к геометрической длине трубопровода;

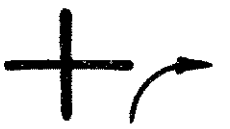
$$C = \frac{l_э}{l_г}. \qquad (22а)$$

В зависимости от схемы трубопровода, его длины и загруженности местными сопротивлениями $C = 0{,}2—0{,}8$. В коротких и сильно загруженных арматурой трубопровода C достигает значения 1,5.

После подстановки в формулу (21в) значения массовой скорости u из выражения (19) получим следующую расчетную формулу для

Таблица 15

Коэффициенты местных сопротивлений для систем водяного и парового отопления

Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления ε
Радиаторы двухколонные	2
Котлы:	
чугунные (относятся к скорости теплоносителя в подводящих трубах)	2,5
стальные (относятся к скорости теплоносителя в подводящих трубах)	2
Внезапное расширение (относятся к большей скорости)	1
Внезапное сужение (относятся к большей скорости)	1
Отступы	0,5
Тройники:	
проходные 	1
поворотные 	1,5
Тройники на противотоке 	3
Штанообразные тройники на противотоке	1,5
Крестовины:	
проходные 	2
поворотные 	3
Компенсаторы П-образные и лирообразные	2
Компенсаторы сальниковые	0,5

Продолжение табл. 15

Местное сопротивление	ε при условном диаметре труб $d_у$, *мм*					
	13	19	25	32	38	50 и более
Вентиль обыкновенный	16	10	9	9	8	7
Кран:						
проходной	4	2	2	2	—	—
двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4	2	2	2	—	—
Вентиль «Косва»	3	3	3	2,5	2,5	2
Параллельные задвижки	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Продолжение табл. 15

Местное сопротивление	ε при условном диаметре труб $d_у$, *мм*					
	13	19	25	32	38	50 и более
Угольник	2	2	1,5	1,5	1	1
Отвод 90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Скоба	3	2	2	2	2	2
Отвод:						
двойной узкий	2	2	2	2	2	2
широкий	1	1	1	1	1	1

определения полного падения давления в трубопроводе Δp (в $н/м^2$):

$$\Delta p = 0{,}811\lambda \frac{m_{сек}}{\rho} \frac{l}{d^5}. \qquad (23)$$

Из уравнения (23) следует, что полное падение давления в трубопроводе (при постоянном значении λ) прямо пропорционально квадрату массового расхода и полной длине трубопровода и обратно пропорционально средней плотности потока и внутреннему диаметру трубы в пятой степени.

Это значит, что при уменьшении внутреннего диаметра в 1,25; 1,5; 1,75 и 2 раза падение давления в трубопроводе соответственно увеличится в 3; 7,6; 16,4 и 32 раза.

При увеличении массового расхода в 1,25; 1,5; 1,75 и 2 раза падение давления соответственно увеличится в 1,56; 2,25; 3,06 и 4 раза.

При увеличении плотности текущей среды соответственно уменьшится падение давления. Так, если по одному трубопроводу перемещается горячая вода со средней плотностью 992 $кг/м^3$, а по другому трубопроводу такого же диаметра — водяной пар со средней плотностью 1,25 $кг/м^3$, то при одном и том же массовом расходе воды и пара и одной и той же длине обоих трубопроводов падение давления в трубопроводе для воды будет меньше, чем в трубопроводе для пара, в 992 : 1,25 = 794 раза.

На рис. 37 и 38 представлены две номограммы для расчета трубопроводов, составленные Л. Р. Стоцким [11].

Номограмма состоит из четырех параллельных линий: на крайней слева отложены внутренние диаметры трубопровода d (от 20 до 600 *мм*), на следующей — часовые расходы жидкости, пара или газа $m_ч$ в *кг/ч*, на третьей линии слева — массовые скорости u в $кг/(м^2 \cdot сек)$ и на последней — удельные падения давления $\frac{\Delta p}{l}\rho$ в $н/м^2$ на 1 *м* длины трубопровода при плотности потока $\rho = 1$ $кг/м^3$.

Эти номограммы дают возможность легко и быстро решать следующие задачи:

определять скорость, устанавливающуюся в трубопроводе, и полное падение давления в нем, если известны расход, внутренний диаметр трубопровода и плотность потока (пример 14);

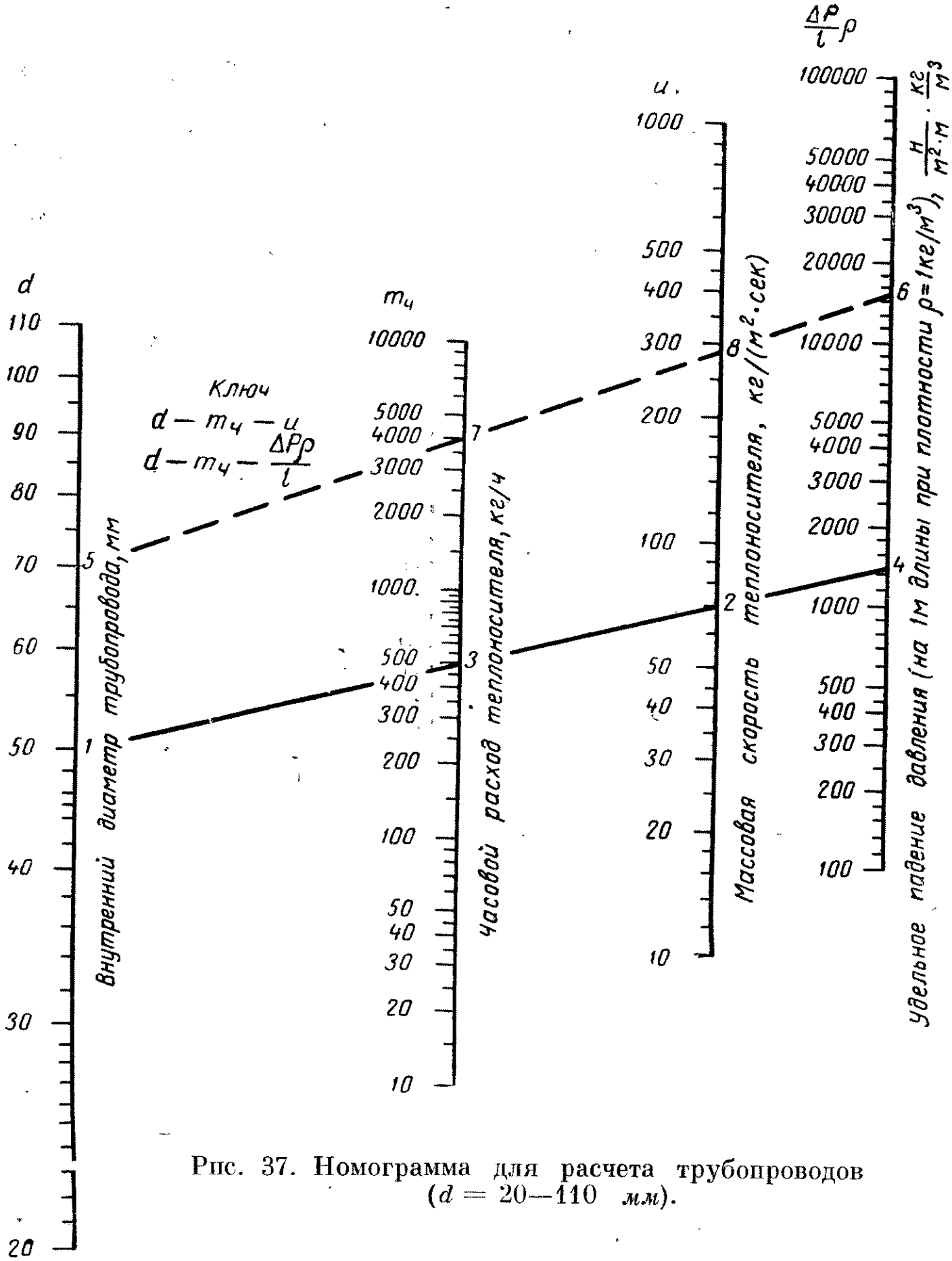


Рис. 37. Номограмма для расчета трубопроводов ($d = 20—110$ *мм*).

определять необходимый диаметр трубопровода и скорость в нем, если известны расход и допускаемое падение давления в нем (пример 15);

определять расход и падение давления в трубопроводе, если известны его диаметр и скорость (пример 16);

определять пропускную способность трубопровода и соответствующую скорость, если известны диаметр и допускаемое падение давления в нем (пример 17).

Пример 14. Расход сухого насыщенного пара в паропроводе с внутренним диаметром $d_{вн} = 50$ *мм*, составляет $m_ч = 500$ *кг/ч*. Полная длина паропровода (включая и эквивалентную длину местных сопротивлений) составляет

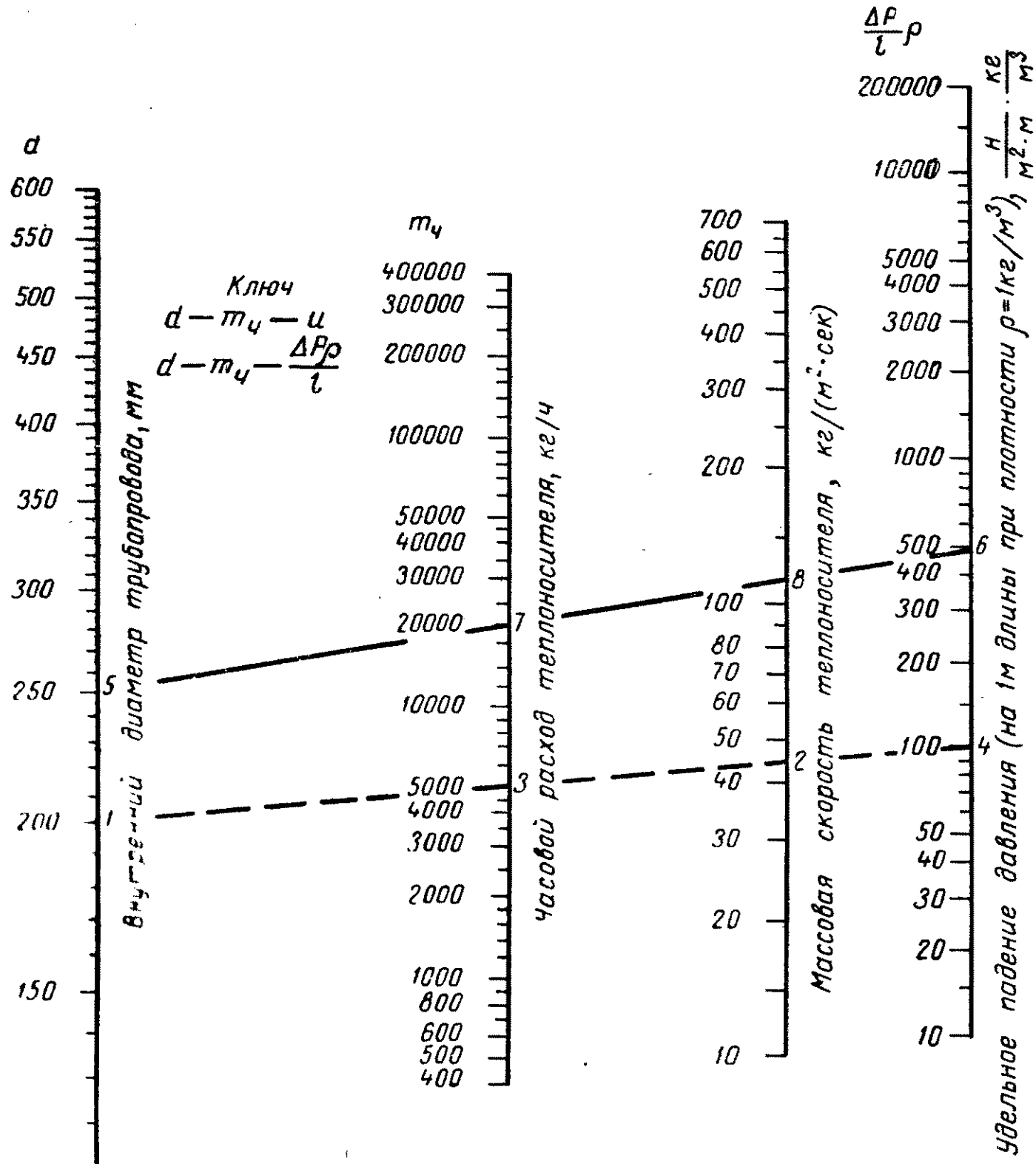


Рис. 38. Номограмма для расчета трубопроводов ($d = 100$—600 *мм*).

$l = 80$ *м*. Среднее абсолютное давление пара $p_{ср} = 2{,}5$ *бар* ($\approx 2{,}5$ *ат*). Определить скорость пара и падение давления в паропроводе.

Р е ш е н и е. 1. Плотность пара (табл. 10)

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{1}{0{,}720} = 1{,}39 \text{ кг/м}^3$$

(удельный объем сухого насыщенного пара при $p = 2{,}5$ *бар* $V = 0{,}720$ *м³/кг*).

2. Соединяем линейкой на рис. 37 точку *1*, соответствующую внутреннему диаметру $d = 50$ *мм*, с точкой *3*, соответствующей часовому расходу пара $m_ч = 500$ *кг/ч*. Получаем точку *2*, соответствующую массовой скорости $u = 70$ *кг/(м²·сек)*, и точку *4*, соответствующую удельному падению давления $\frac{\Delta p}{l}\rho = 1420$ *н/(м²·м)·кг/м³*.

3. Линейная скорость пара по формуле (17б)

$$v = \frac{u}{\rho} = \frac{70}{1{,}39} = 50 \text{ м/сек}.$$

4. Подсчитываем падение давления в паропроводе по формуле

$$\Delta p = \left(\frac{\Delta p}{l}\rho\right)\cdot\left(\frac{l}{\rho}\right) = \frac{1420\cdot 80}{1{,}39} = 81\,700 \text{ н/м}^2 =$$

$$= 0{,}82 \text{ бар или в прежних единицах} \approx 0{,}82 \text{ ат}.$$

Ответ: $u = 70$ *кг/(м²·сек)*; $v = 50$ *м/сек*; $\Delta p = 0{,}82$ *бар*.

Пример 15. Расход горячей воды с температурой $t = 150°$ С в трубопроводе составляет $m_ч = 4000$ *кг/ч*. Полная длина трубопровода (включая и эквивалентную длину фасонных частей) равна $l = 1280$ *м*. Допускаемое падение давления $\Delta p = 0{,}2$ *бар*. Определить диаметр трубы d и скорость воды в трубопроводе (массовую и линейную).

Решение. 1. Плотность воды (табл. 9)

$$\rho = 916{,}9 \text{ кг/м}^3 \text{ (при } t = 150° \text{ С)}.$$

2. Удельное падение давления подсчитываем по формуле:

$$\frac{\Delta p}{l}\rho = \frac{0{,}2\cdot 10^5\cdot 916{,}9}{1280} = 14\,300 \text{ н/(м}^2\cdot\text{м)}\cdot\text{кг/м}^3.$$

3. Соединяем на рис. 37 линейкой точку *7*, соответствующую часовому расходу воды $m_ч = 4000$ *кг/ч*, с точкой *6*, соответствующей удельному падению давления $\frac{\Delta p}{l}\rho = 14\,300$ *н/(м²·м)·кг/м³*. Получаем точку *5*, соответствующую внутреннему диаметру трубопровода $d = 70$ *мм*, и точку *8*, соответствующую массовой скорости $u = 288$ *кг/(м²·сек)*.

4. Линейная скорость воды по формуле (17б)

$$v = \frac{u}{\rho} = \frac{288}{916{,}9} = 0{,}3 \text{ м/сек}.$$

5. Выбираем по ГОСТ 8732—58 стальную трубу с условным проходом 70 *мм*, наружным диаметром 76 *мм* и внутренним диаметром 69 *мм* (т. е. с толщиной стенки 3,5 *мм*).

Ответ: $d = 70$ *мм*; $u = 288$ *кг/(м²·сек)*; $v = 0{,}3$ *м/сек*.

Пример 16. При испытании паропровода с внутренним диаметром $d = 200$ *мм* и длиною $l = 300$ *м* установлено, что линейная скорость пара равна $v = 20{,}3$ *м/сек*. Абсолютное давление пара $p_{абс} = 4{,}0$ *бар*. Определить расход пара, массовую скорость и падение давления в паропроводе.

Решение. 1. Плотность пара (табл. 10)

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{1}{0{,}462} = 2{,}17 \text{ кг/м}^3.$$

2. Массовая скорость пара по формуле (17а)

$$u = v\rho = 20{,}3\cdot 2{,}17 = 44 \text{ кг/м}^2\cdot\text{сек}.$$

3. На рис. 38 соединяем линейкой точку *1*, соответствующую внутреннему диаметру $d = 200$ *мм*, с точкой *2*, соответствующей массовой скорости $u = 44$ *кг/(м²·сек)*. Получаем точку *3*, соответствующую часовому расходу $m_ч = 4980$ *кг/ч*, и точку *4*, соответствующую удельному падению давления $\frac{\Delta p}{l}\rho = 99$ *н/(м²·м)·кг/м³*.

4. Падение давления в паропроводе

$$\Delta p = \left(\frac{\Delta p}{l}\rho\right)\cdot\frac{l}{\rho} = \frac{99\cdot 300}{2{,}17} = 14\,000\ н/м^2 = 0{,}14\ бар\ (\text{или}\approx 0{,}14\ ат).$$

Ответ: $m_ч = 4980$ *кг/ч*; $u = 44$ *кг/(м²·ч)*; $\Delta p = 0{,}14$ *бар*.

Пример 17. Определить пропускную способность магистрали обратной воды, если внутренний диаметр ее $d = 250$ *мм* и полная длина $l = 2000$ *м*. Определить также скорость воды, если допускаемое падение давления в магистрали $\Delta p = 0{,}01$ *бар*. Температура обратной воды $t = 70°$ С.

Решение. 1. Плотность воды (табл. 9)

$$\rho = 977{,}8\ кг/м^3\ (\text{при}\ t = 70°\ \text{С}).$$

2. Удельное падение давления

$$\frac{\Delta p}{l}\rho = \frac{0{,}01\cdot 10^5\cdot 977{,}8}{2000} = 490\ н/(м^2\cdot м)\cdot кг/м^3.$$

3. Соединяем на рис. 38 точку *5*, соответствующую внутреннему диаметру $d = 250$ *мм*, с точкой *6*, соответствующей удельному падению давления $\frac{\Delta p}{l}\rho = 490$ *н/(м²·м)·кг/м³*. Получаем точку *7*, соответствующую часовому расходу $m_ч = 20\,000$ *кг/ч*, и точку *8*, соответствующую массовой скорости $u = 113$ *кг/(м²·сек)*.

4. Линейная скорость по формуле (17б)

$$v = \frac{u}{\rho} = \frac{113}{977{,}8} = 0{,}12\ м/сек.$$

Ответ: $m_ч = 20\,000$ *кг/ч*; $u = 113$ *кг/(м²·сек)*; $v = 0{,}12$ *м/сек*.

КОМПЕНСАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ УДЛИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Длина смонтированного трубопровода в эксплуатационных условиях увеличивается при увеличении его температуры.

Удлинение трубопровода Δl (в *м*) вследствие увеличения температуры его стенок можно определить по формуле

$$\Delta l = \alpha l\,\Delta t, \qquad (24)$$

где l — длина трубопровода при 0° С в *м*;

Δt — изменение температуры стенок трубы в *град*;

α — коэффициент линейного расширения трубопровода, равный $(12-18)\cdot 10^{-6}$ *град*$^{-1}$, что означает, что при нагреве на 100 *град* длина 1 *м* трубопровода увеличивается на 1,2—1,8 *мм*.

Компенсация тепловых удлинений теплопровода может происходить естественно за счет его изгибов (самокомпенсация) или применения специальных компенсирующих устройств.

Самокомпенсация очень надежна и получила широкое распространение. Другим способом компенсации является использование гнутых компенсаторов, из которых наиболее распространены П-образные компенсаторы.

Кроме этого для компенсации тепловых удлинений служат сальниковые и линзовые компенсаторы.

На рис. 39 дана схема П-образного компенсатора, а в табл. 16 приведена компенсирующая способность для трубопроводов с условным проходом 50—400 *мм*. Устанавливать П-образные компенсаторы следует в горизонтальной плоскости на прямолинейных участках строго по оси теплопровода. Компенсатор располагают между двумя опорами, которые неподвижно закрепляют трубопровод. Места, неподвижно закрепляющие трубопровод, носят название «мертвых» точек (рис. 40). Для возможности свободного перемещения труб при удлинении от нагревания их устанавливают на скользящих опорах, опорах на катках или пружинных подвесках (рис. 41), располагаемых между «мертвыми» точками.

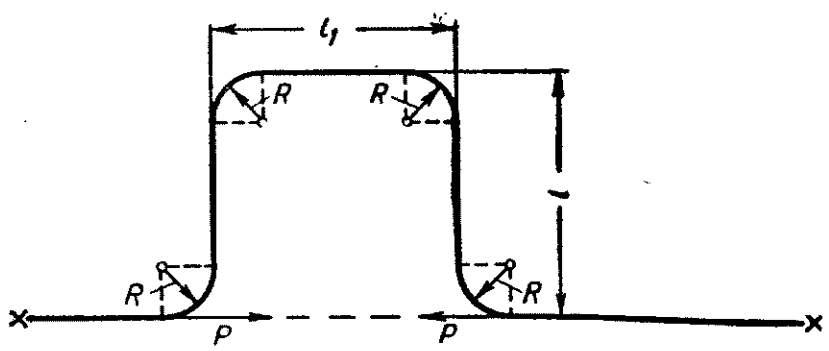


Рис. 39. Схема П-образного компенсатора.

На рис. 42 приведена схема сальниковых компенсаторов (неразгруженного и разгруженного).

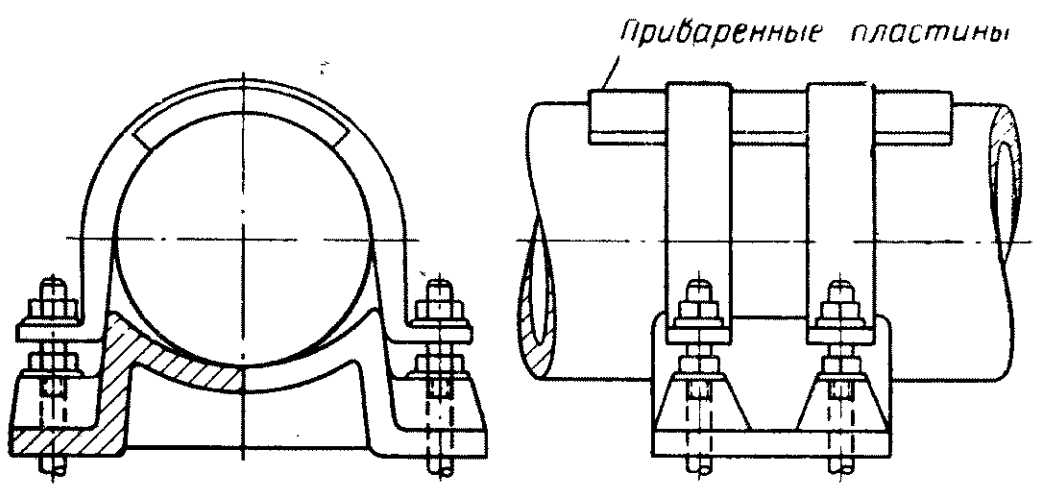


Рис. 40. Неподвижная опора.

Сальниковый компенсатор состоит из чугунного или стального стакана (ныряла) *1*, входящего в расширенную часть корпуса *2*. Зазор между корпусом и стаканом заполняют обычно асбестовыми прографиченными кольцами квадратного сечения, представляющими собой сальниковое уплотнение *3*. Сальниковую набивку зажимают между упорным кольцом *4* и грундбуксой *5*. Сальниковый компенсатор присоединяют к трубопроводу при помощи сварного соединения или фланцев. При увеличении температуры стакан начинает перемещаться вдоль корпуса, компенсируя изменение длины трубопровода.

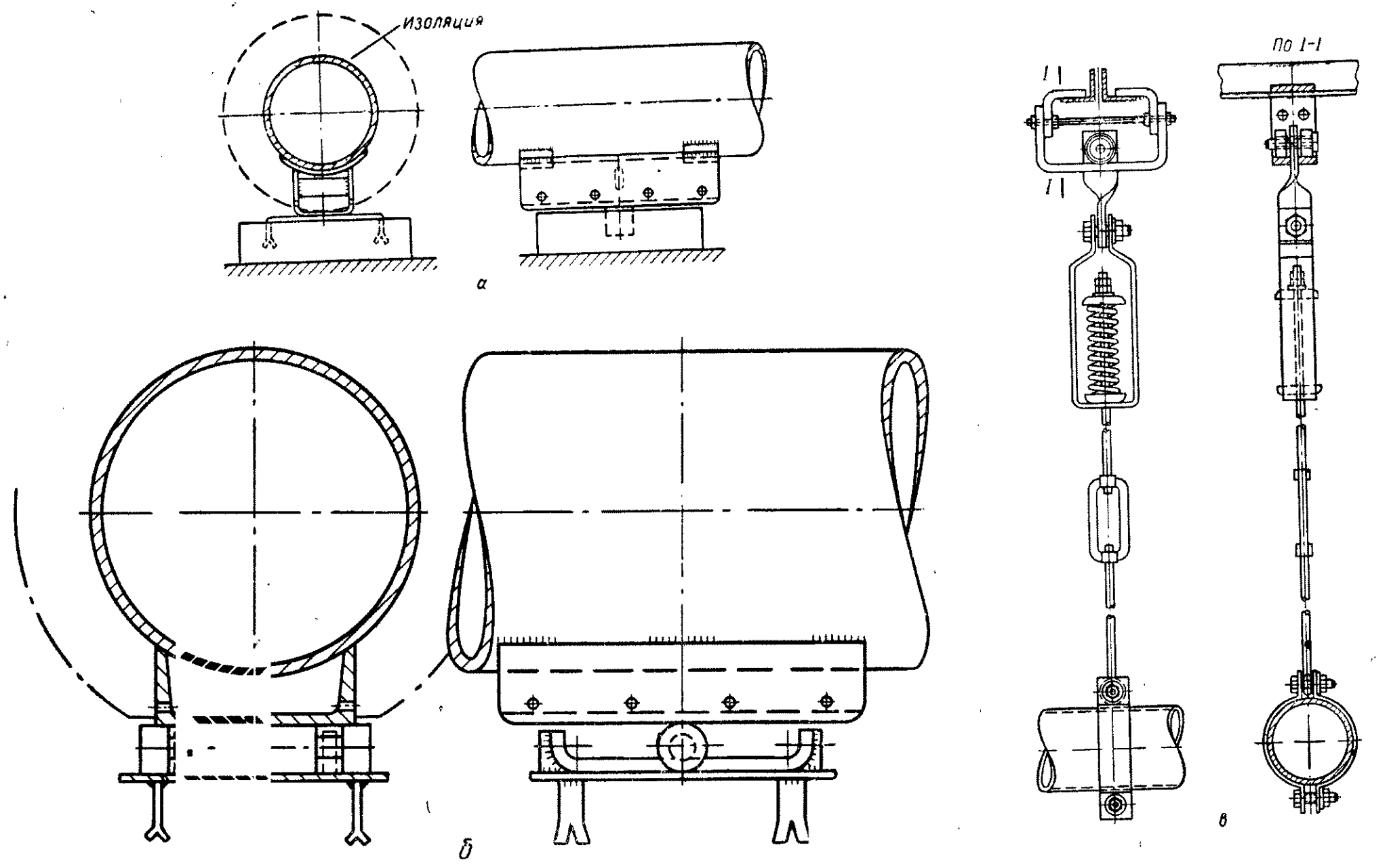


Рис. 41. Подвижные (свободные) опоры.

а — скользящая опора; *б* — опора на катках; *в* — пружинная подвеска.

Таблица 16

Компенсирующая способность П-образных компенсаторов в *мм*
(при предварительной растяжке, равной половине теплового удлинения трубопровода)

Условный проход $d_у$, *мм*	Наружный диаметр d, *мм*	$\frac{l_1}{l}$	Компенсирующая способность в *мм* при вылете l			
			$8d$	$12d$	$16d$	$24d$
50	57	0,5	—	—	53	108
		1,0	18	38	69	147
		2,0	26	56	100	214
		4,0	42	91	162	345
100	108	0,5	—	—	104	210
		1,0	40	80	128	265
		2,0	52	106	176	378
		4,0	77	162	266	600
200	216	0,5	—	—	208	395
		1,0	82	158	250	495
		2,0	104	205	336	685
		4,0	148	305	510	1080
300	325	0,5	—	—	340	645
		1,0	136	258	400	770
		2,0	167	325	515	1040
		4,0	225	455	750	1550
400	427	0,5	—	—	417	735
		1,0	170	306	475	875
		2,0	200	374	600	1170
		4,0	260	510	840	1710

Примечания. 1. Радиус кривизны R колен равен четырем наружным диаметрам трубы d, т. е. $R=4d$.

2. l_1 — створ компенсатора, l — вылет компенсатора.

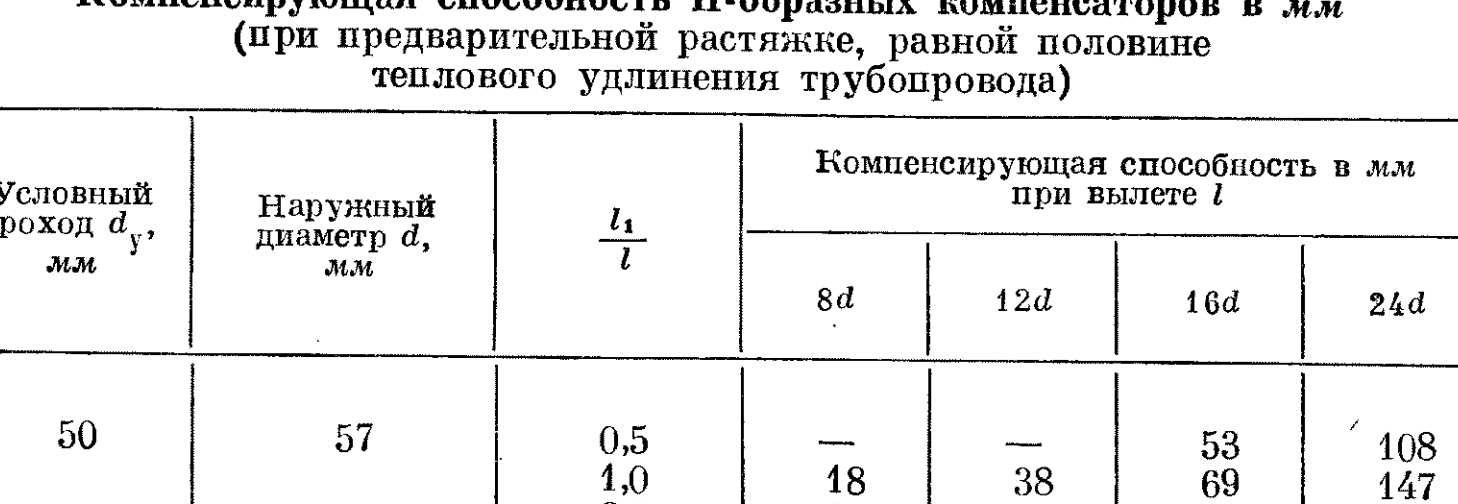


Рис. 42. Сальниковые компенсаторы.
а — неразгруженный; *б* — разгруженный.

Преимущества неразгруженных сальниковых компенсаторов — простота устройства и изготовления, небольшие габариты и незначительное гидравлическое сопротивление. Однако они передают на неподвижные опоры (мертвые точки) значительные усилия, стремящиеся вырвать ныряло из корпуса компенсатора. Разгруженные сальниковые компенсаторы свободны от этого недостатка.

Компенсирующая способность сальниковых компенсаторов 200—300 *мм*. Они требуют систематического ухода и наблюдения за набивкой сальников, а также (при их замене) выключения трубопровода. Сальниковые компенсаторы устанавливают на строго горизонтальных участках трубопровода с давлением до 16 *бар*.

Для обслуживания сальниковых компенсаторов при подземных прокладках делают специальные камеры, а при надземной — специальные площадки обслуживания с лестницами.

Преимущества гнутых и естественных компенсаторов перед сальниковыми заключаются в отсутствии необходимости их обслуживания, а также в отсутствии опасности утечек теплоносителя через компенсаторы.

Сальниковые компенсаторы понижают надежность трубопровода в эксплуатационных условиях.

Рекомендуется максимально использовать компенсирующую способность всех естественных поворотов и изгибов трубопроводов и предусматривать установку компенсирующих устройств только в тех случаях, когда невозможно использовать метод самокомпенсации, например, на длинных прямолинейных участках.

ПОДБОР ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА И ДВИГАТЕЛЯ К НЕМУ

В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией в обратную магистраль включают центробежные или крыльчатые насосы, приводимые в движение электродвигателями.

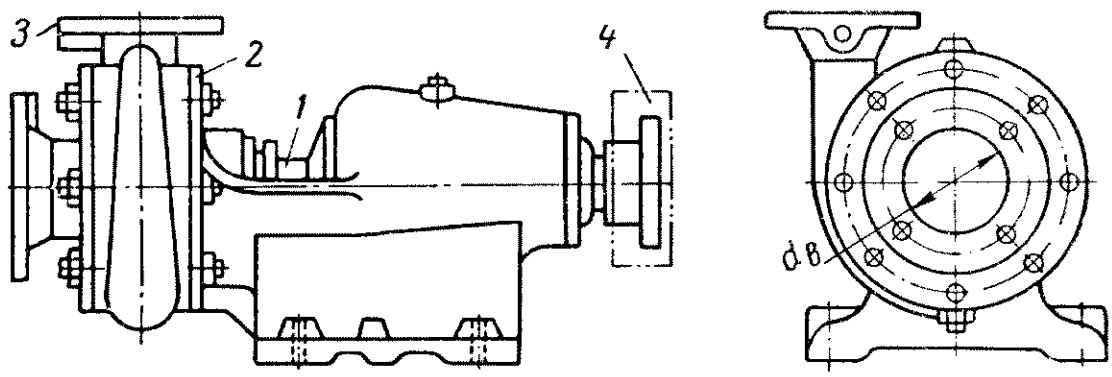


Рис. 43. Схема установки центробежного насоса с электродвигателем.

Центробежные насосы (рис. 43) нагнетают воду под действием центробежной силы, развиваемой рабочими колесами насоса при их вращении электродвигателем *4*.

Насос состоит из вала *1*, на котором закреплены одно или несколько рабочих колес с изогнутыми лопатками. Рабочие колеса вращаются внутри корпуса *2*, имеющего улиткообразную форму, с частотой вращения 1450 *об/мин* и более.

Вода по всасывающей трубе *3* поступает к центральной части рабочего колеса, захватывается и отбрасывается центробежной силой вдоль лопаток от центра к периферии (стенкам) корпуса, в результате

чего в центре насоса образуется разрежение. В это разреженное пространство засасываются все новые и новые порции воды, тут же отбрасываемые к стенкам корпуса. Под действием центробежной силы вода на выходе из насоса приобретает необходимое повышенное давление.

В рабочем состоянии центробежный насос должен быть заполнен водой. Для этого на всасывающей трубе устанавливают обратный клапан, автоматически садящийся на седло после остановки насоса и предотвращающий таким образом утечку воды из насоса. Кроме того, на нагнетательной линии устанавливают воронку с вентилем, через которую насос заливают водой при его пуске в ход. Место прохождения вала через корпус насоса уплотняют слегка затянутыми сальниками (нужно учесть, что чрезмерная затяжка может вызвать нагрев, заедание и износ вала).

Основными параметрами центробежного насоса являются его подача, развиваемый напор, частота вращения и мощность.

Выбор центробежного насоса производят по объемной подаче (объему подаваемой жидкости в единицу времени) и развиваемому напору H (в *м*), определяемому из соотношения

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g}, \tag{25}$$

где Δp — развиваемое насосом давление в $н/м^2$, равное разности давлений в нагнетательной и всасывающей линиях насоса (приведенных к его оси);

ρ — плотность жидкости в $кг/м^3$;

g — ускорение свободного падения, приближенно равное 9,8 $м/сек^2$.

Между объемной подачей Q, напором H и частотой вращения n (в *об/мин*) для центробежных насосов существуют следующие приближенные соотношения.

1. Объемная подача прямо пропорциональна частоте вращения насоса

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}. \tag{26}$$

2. Напор, развиваемый насосом, прямо пропорционален квадрату частоты вращения

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \tag{27}$$

3. Мощность насоса прямо пропорциональна частоте вращения в кубе

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \tag{28}$$

Из формулы (26) следует, что увеличить подачу насоса до значения Q_2, если это требуется, можно увеличением частоты вращения до значения n_2:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1}. \tag{29}$$

При значительном изменении подачи насоса уменьшается его коэффициент полезного действия, и, как это следует из формул (27) и (28), значительно изменяется развиваемое давление и мощность насоса.

Мощность насоса $N_н$ (в *вт*) определяют по формуле

$$N_н = Q\,\Delta p, \tag{30}$$

где Q — подача насоса в *м³/сек*;

Δp — развиваемое давление в *н/м²*.

Мощность электродвигателя для привода насоса

$$N_{э.д} = \frac{aN_н}{\eta_н}, \tag{31}$$

где a — коэффициент запаса ($a = 2$ — при мощности до 1 *квт*; $a = 1{,}3$ — при мощности более 1 *квт*);

$\eta_н$ — к. п. д. насоса (значения $\eta_н$ принимают по каталогу или справочнику).

Пример 18. Определить мощность центробежного насоса и электродвигателя к нему, если подача его при частоте вращения $n = 2980$ *об/мин* составляет $Q = 12$ *л/сек*; развиваемый напор $H = 12{,}4$ *м*; к. п. д. насоса $\eta_н = 0{,}6$. Насосом подается вода с температурой $t = 50°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Плотность воды (табл. 9)

$$\rho = 988{,}1 \text{ кг/м}^3 \text{ (при } t = 50° \text{ С)}.$$

2. Давление, развиваемое насосом, по формуле (25)

$$\Delta p = H\rho g = 12{,}4 \cdot 988{,}1 \cdot 9{,}8 = 121 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2 = 1{,}21 \text{ бар}.$$

3. Мощность насоса по формуле (30)

$$N_н = Q \cdot \Delta p = 12 \cdot 10^{-3} \cdot 121 \cdot 10^3 = 1450 \text{ вт} = 1{,}45 \text{ квт}.$$

4. Мощность электродвигателя для привода насоса по формуле (31)

$$N_{э.д} = \frac{aN_н}{\eta_н} = \frac{1{,}3 \cdot 1{,}45}{0{,}6} = 3 \text{ квт}.$$

Пример 19. Определить для условий примера 18 подачу, напор и мощность насоса при уменьшении его частоты вращения до $n = 2000$ *об/мин*.

Р е ш е н и е. 1. Подача по формуле (26)

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = \frac{12 \cdot 2000}{2980} = 8 \text{ л/сек}.$$

2. Развиваемый напор по формуле (27)

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 12{,}4 \left(\frac{2000}{2980}\right)^2 = 5{,}5 \text{ м}.$$

3. Потребляемая мощность насоса по формуле (28)

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = 1{,}45 \left(\frac{2000}{2980}\right)^3 = 0{,}46 \text{ квт}.$$

НАЛАДКА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Для обеспечения нормальной эксплуатации системы отопления большую роль играет ее наладка как при пуске впервые после монтажа отопительной системы, так и после ремонта, проводимого в летний период. Каждая вновь вводимая в действие отопительная система должна быть подвергнута гидравлическому испытанию на плотность и испытанию на прогрев. Прежде чем приступить к этим испытаниям, удостоверяются, что монтаж произведен в соответствии с проектом, так как даже незначительные отклонения от него могут снизить эффективность действия системы.

Кроме того, необходимо удостовериться в том, что:

отсутствуют прогибы трубопровода и обратные уклоны труб;

трубы плотно лежат на своих опорах и «мертвые» точки надежно закреплены;

стыки трубопровода окончательно сварены;

прокладки у фланцев поставлены, гайки у болтов затянуты;

воздушные и спускные краны установлены на своих местах;

отростки для измерительной аппаратуры снабжены кранами и заглушками.

Спускные устройства должны обеспечивать быстрое удаление воды из сети за пределы каналов и колодцев.

Газовые трубы изолируют после отладки системы отопления с тем, чтобы по окончании отладки можно было проверять прогрев труб на отдельных участках. Для бесшовных труб разрешается проводить наружный осмотр и гидравлическое испытание с наложенной изоляцией при условии, чтобы не были изолированы сварные стыки и фланцевые соединения. Для сварных трубопроводов изоляцию накладывают после гидравлического испытания.

Гидравлическое испытание на плотность в соответствии с нормами Госгортехнадзора СССР проводят после заполнения системы водой; сначала испытывают наружные сети при отключенных внутренних сетях зданий. Согласно этим правилам гидравлическое испытание трубопровода необходимо производить пробным давлением, равным 1,25 рабочего давления. Сосуды, являющиеся неотъемлемой частью трубопровода, испытывают тем же давлением, что и трубопроводы. Пробное давление при гидравлическом испытании трубопровода должно поддерживаться в течение 5 *мин*, после чего оно должно быть снижено до рабочего. При рабочем давлении осматривают трубопровод и обстукивают сварные швы молотком массой 1,5 *кг*. Результаты гидравлического испытания считаются удовлетворительными, если во время испытания манометр не показал падения давления, а в сварных швах, трубах, корпусах арматуры и т. п. не обнаружено признаков разрыва, течи и запотевания.

Компенсаторы, отводы и другие фасонные части должны подвергаться гидравлическому испытанию по ГОСТ 356—59 до установки их на место.

Испытание системы удобно проводить по отдельным участкам. По окончании испытания неизолированные участки трубопровода изолируют, изоляцию подсушивают, после чего канал для труб закрывают.

Особо тщательно необходимо проводить пуск наружных сетей при температуре воздуха ниже 0° С. В этом случае систему наполняют горячей водой по отдельным участкам, в первую очередь ближайший участок к ТЭЦ. До начала заполнения нужно отключить все местные системы участка, закрыть задвижки в конце участка и открыть перемычки, подающие горячую воду на участок и отводящие ее.

Для проведения пуска и своевременного обнаружения дефектов рабочие должны находиться у каждого фланцевого соединения и воздушного крана.

Для обеспечения циркуляции воды на участке в конце его перед задвижками должна быть установлена перемычка с запорным вентилем, соединяющая подающую магистраль с обратной.

Для возможности скорейшего спуска воды из сети необходимо установить на время испытания дополнительно, кроме указанных в проекте, спускные краны в наиболее низких точках. Для отключения на время испытания наружной сети от трубопроводов устанавливают временные задвижки на подающей и обратной магистралях и соединяют их временной перемычкой с краном. После испытания наружных сетей временные устройства подлежат снятию. Для выхода воздуха из теплопроводов при заполнении их горячей водой ослабляют фланец обратной магистрали. Его следует снова затянуть тогда, когда во фланце появится течь, и продолжать заполнение водой до тех пор, пока вода не появится в верхних воздушных краниках.

При появлении воды в верхних краниках теплопровода процесс заполнения считается законченным, воздушные краники закрывают, открывают задвижки на обратных теплопроводах и включают в действие циркуляционный насос. Температуру воды, циркулирующую в теплопроводе, поддерживают в пределах 60—65° С. При незначительной течи продолжают прогрев участка, пока не прогреются каналы для трубопроводов. При значительной течи в испытуемых теплопроводах прекращают наполнение их водой, быстро открывают спускные краны, и спускают воду из испытуемого участка, для чего отключают данный теплопровод от ранее пущенных, не прекращая в них циркуляции.

На участки, не изолированные и выдержавшие испытания, следует тут же наложить тепловую изоляцию. После пуска всей сети, ее пополняют водой, проверяют наличие воды в расширительном сосуде и осматривают наружную сеть под полным рабочим давлением. Затем приступают к последовательному наполнению внутренних сетей зданий.

Внутренние сети системы наполняют водой снизу через обратные трубы. Поднимаясь, вода будет вытеснять воздух через стояки

в расширительный сосуд. Чтобы воздух мог выходить из радиаторов, краны двойной регулировки должны быть открыты. Наполнение водой системы следует производить как можно медленней, в противном случае стояки будут заполнены водой раньше, чем радиаторы. Это приведет к тому, что вода в радиаторы начнет поступать и сверху, и снизу, вследствие чего воздух не будет иметь возможности выйти из них.

Особые трудности представляет наполнение системы водой в зимнее время. В этом случае выполняют следующие действия:

проверяют тщательность заделки оконных проемов здания, пригонки и утепления наружных дверей и ворот, а также утепления перекрытий;

утепляют места выхода каналов из здания;

закрывают клапаны во всех приточных и вытяжных вентиляционных каналах;

при верхней разводке магистралей закрывают слуховые окна на чердаке;

при незаконченной установке системы вентиляции закрывают вытяжные каналы, выходящие на чердак;

тщательно проверяют исправность арматуры, выключающей отдельные части системы, и в случае обнаружения неисправностей для выключения производят разборку труб, устанавливая заглушки в разъединенные концы;

проверяют правильность уклонов трубопроводов, так как неправильные уклоны приводят к застою воды и ее замерзанию;

отключают стояки и приборы помещений, сообщающихся с наружным воздухом;

в помещениях, где требуется утепление труб (чердаки, холодные подвалы и т. д.) заготовляют материалы для временной изоляции (минеральный войлок, асбестовый шнур);

очищают поверхности трубопроводов и нагревательных приборов от льда и снега;

для спуска воздуха объединяют воздушные линии временной установкой дополнительных бачков или кранов;

утепляют водопроводные трубы, проходящие по холодным помещениям.

Циркуляционные насосы и электродвигатели должны быть опробованы при непрерывной работе вхолостую в течение не менее 4 *ч*.

Наполнение системы водой должно происходить под контролем обслуживающего персонала. Чем большее количество стояков одновременно заполняется водой, тем больше рабочих требуется для осмотра и ремонта. Циркуляция воды в системе при одновременном наполнении всех стояков начинается позднее, чем при частичном ее заполнении, вследствие чего может произойти замерзание трубопроводов. Учитывая это, зимой предпочтительнее пускают систему частями, используя для отключения краны и вентили. Наполнение производят исключительно горячей водой.

Если во время пуска обнаруживаются мелкие течи в газовых муфтах или соединениях радиаторных секций, то для их устранения места небольших утечек туго обматывают изоляционной лентой, на трещинах в трубах обычно ставят хомуты с резиновыми прокладками и туго завинчивают гайки на хомутах. Места течи отмечают краской и делают об этом запись в ремонтном журнале для дальнейшего окончательного ремонта. Если в стояке обнаружена сильная течь, то, не прекращая наполнения остальной части системы, отключают вентилями неисправный стояк, спускают из него воду и ремонтируют места течи.

После гидравлического испытания проводят промывку и тепловое регулирование системы, в результате чего в помещениях должны быть установлены температуры воздуха, предусмотренные проектом.

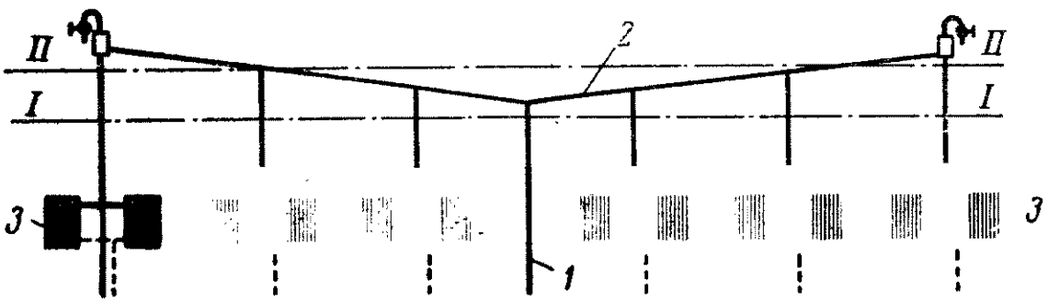


Рис. 44. Недостаточное заполнение водой системы отопления с верхней разводкой.

1 — главный стояк; *2* — разводящая магистраль; *3* — отопительные приборы.

Испытание системы на прогрев выполняют для выявления возможного непрогрева ее отдельных участков или всей системы в целом. В ходе испытаний проводят также тепловое регулирование системы. Непрогревы систем водяного отопления могут быть вызваны одновременно несколькими причинами, поэтому работы по их устранению следует начинать только после тщательной проверки всей системы, так как лишь в этом случае возможно установить их истинные причины.

Недостаточный уровень воды в стояках и разводящих магистральных линиях системы отопления приводит в системе с верхней разводкой (рис. 44) — к полному прекращению циркуляции воды во всех приборах в том случае, если вода не заполняет разводящих магистралей (уровень I—I) или к прекращению циркуляции воды в отдаленных стояках, если вода заполняет разводящие магистрали частично (уровень II—II); в системе с нижней разводкой (рис. 45) — к прекращению циркуляции воды в приборах верхнего этажа стояков *1* и *7*.

Уровень воды в системе проверяют, открывая кран на контрольной трубе расширителя. Сначала из крана может стекать вода, оставшаяся в трубе от предыдущей проверки. Чтобы убедиться, что по контрольной трубе течет вода из расширителя, надо держать кран открытым до тех пор, пока из него не потечет теплая вода.

При проверке циркуляционного насоса следует учитывать, что правильно подобранный насос может не обеспечивать требуемые подачу и давление, при следующих условиях: колесо циркуляционного насоса вращается не в ту сторону, что происходит при неправильном включении приводного электродвигателя в электросеть; приводной двигатель не обеспечивает требуемой частоты вращения насоса; неправильно рассчитано соотношение диаметров шкивов приводного двигателя и насоса, или слабо натянут ремень в случае клиноременной передачи; задвижки, отключающие резервный насос,

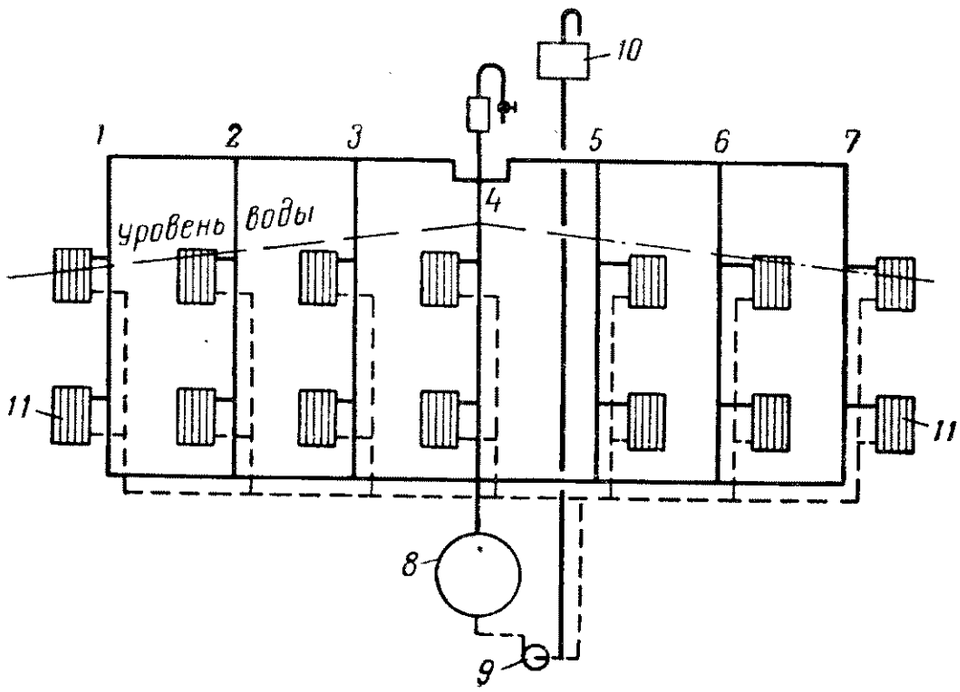


Рис. 45. Недостаточное заполнение водой системы отопления с нижней разводкой.

1—7 — стояки; *8* — котел; *9* — насос; *10* — расширитель; *11* — отопительные приборы.

и задвижка на обводном трубопроводе неплотно закрыты или негерметичны: в этом случае часть горячей воды пойдет, минуя нагревательные приборы.

На практике часто наблюдаются случаи соединения горячей и обратной магистрали вследствие ошибочного открытия тех или иных кранов. При этом часть горячей воды будет уходить в обратный коллектор, минуя нагревательные приборы.

Расширительный сосуд в системах отопления с искусственной циркуляцией нужно присоединять к обратному трубопроводу около всасывающего патрубка. Такое присоединение предотвращает нарушение циркуляции теплоносителя из-за подсоса воздуха в систему и вскипания воды.

Иногда расширительный сосуд *3* (рис. 46) неправильно подключают одновременно к подающему *2* и обратному *5* трубопроводам. В результате устанавливается интенсивная циркуляция по кольцу *1—2—3—4—6*, помимо нагревательных приборов *7*.

Запорно-регулирующая арматура обеспечивает равномерное распределение горячей воды по всей системе, а следовательно, равно-

мерный прогрев системы. Отсутствие регулировочного или запорного крана даже на одном приборе иногда нарушает работу нескольких стояков. Так, из-за отсутствия крана перед радиатором *5* стояка *1* (рис. 47) через этот прибор интенсивно циркулирует вода, что нарушает работу радиаторов, присоединенных к стоякам *2*, *3* и *4*. Установка запорно-регулирующей арматуры на каком-либо участке трубопровода не в соответствии с проектом может изменить гидравлическое сопротивление данного участка и нарушить циркуляцию воды в системе.

При монтаже насосной системы иногда ошибочно подключают горячий стояк к обратной магистрали, а обратный стояк к горячей

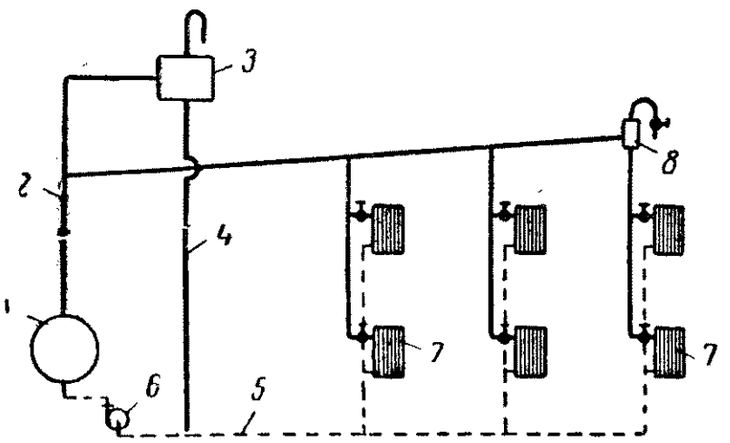


Рис. 46. Неправильное подключение расширительного сосуда.

1 — котел; *2* — подающий трубопровод; *3* — расширительный сосуд; *4* — присоединение расширительного сосуда к обратному трубопроводу; *5* — обратный трубопровод; *6* — насос; *7* — нагревательные приборы; *8* — воздухосборник.

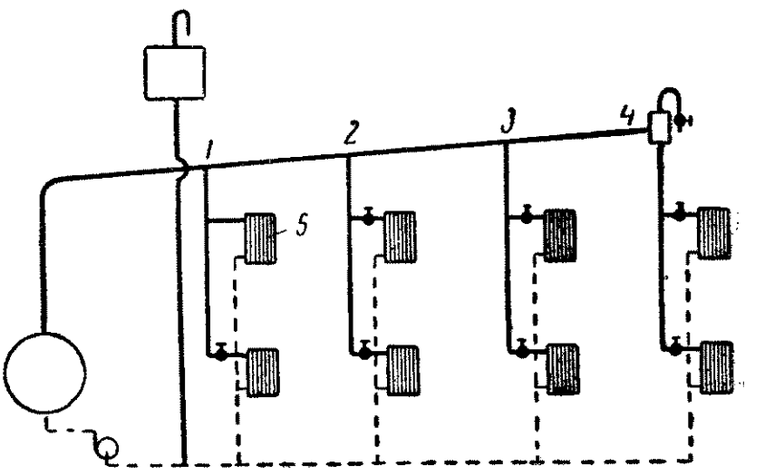


Рис. 47. Нарушение действия приборов при верхней разводке в результате отсутствия крана у прибора.

магистрали, в результате чего возникает так называемая «опрокинутая» циркуляция. Неправильное подсоединение стояков легко обнаружить наружным осмотром: в этом случае подающий стояк будет холоднее обратного, а горячая подводка к нагревательному прибору будет холоднее обратной.

Воздушные пробки и мешки, нарушая циркуляцию воды в системе, являются часто причиной непрогревов отдельных участков системы. Особенно опасны воздушные пробки в магистральных трубопроводах, в результате их образования может нарушаться циркуляция воды во многих стояках. Чтобы убедиться в отсутствии воздушных пробок и мешков внимательно осматривают все трубопроводы и в сомнительных местах проверяют уклоны труб ватерпасом. Затем тщательно проверяют действие всех воздухосборников и автоматических вантузов.

В системах с верхней разводкой при наличии воздухосборника на главном стояке часто наблюдаются случаи непрогрева удаленных стояков. В этом случае рационально устанавливать на удаленных стояках дополнительные воздухосборники.

Плохое качество тепловой изоляции трубопроводов, проходящих по холодным помещениям, часто является причиной недостаточного

прогрева удаленных стояков, так как вода поступает в эти стояки уже значительно охлажденной.

В системах водяного отопления с температурой воды до 100° С трубы обычно изолируют эффективными материалами с коэффициентом теплопроводности 0,06—0,12 *вт/(м·град)*, к которым относятся минеральная вата, минеральный войлок, пенобетон, асбестоцементные, асбестотрепельные и асбестомагнезиальные материалы и изделия из этих материалов, толщиной покрытия не менее 40—50 *мм*.

Утечка горячей воды из системы отопления в питающую водопроводную сеть и пополнение ее холодной водой приводят к понижению температуры теплоносителя, что влечет за собой непрогрев всей системы в целом. Такие утечки могут происходить при внезапном понижении давления в водопроводной сети. Во избежание этого устанавливают обратные клапаны на питающих водопроводных линиях.

Обычно при пуске неотрегулированной системы отопления одни отопительные приборы перегреваются, а другие недогреваются. Поэтому вновь смонтированная система нуждается в тепловой регулировке.

Непременным условием успешного проведения тепловой регулировки системы является поддержание температуры горячей воды в бойлере ТЭЦ или районной котельной в соответствии с температурой наружного воздуха. В противном случае регулировка системы не достигнет цели. При температуре воды в бойлере, не отличающейся от необходимой, систему отопления регулируют до тех пор, пока в помещении не установятся (на высоте 1,5 *м* от пола и на расстоянии 1 *м* от наружных стен) температуры воздуха, заданные проектом.

В помещениях, где обнаружен перегрев, уменьшают трехходовым краном или вентилем двойной регулировки расход теплоносителя, поступающего в нагревательные приборы данного помещения, не изменяя расхода в тех помещениях, где был обнаружен недогрев, так как уменьшение расхода воды в приборах первых помещений автоматически усилит поступление воды в приборы вторых.

Как показывает опыт, неудовлетворительная работа водяной отопительной системы часто вызывается ее засорением строительным мусором, песком, окалиной при монтаже. Поэтому при производстве монтажных работ необходимо очистить трубы и радиаторы от мусора и посторонних предметов. Особое внимание уделяют зачистке труб и деталей после сварки, так как в местах сварки часто остаются застывшие капли металла. Окалина может попасть в систему во время ремонта стояков или нагревательных приборов, и при пуске она уносится водой и застревает в суженных местах.

Для повышения качества сантехнических работ и уменьшения засоров рекомендуется проводить следующие мероприятия:

нагревательные приборы и трубы, предназначенные для монтажа и ремонта, укладывают на настилах в штабеля, чтобы предохранить их от попадания земли и мусора;

набивку труб для горячего гнутья производят речным песком, так как он при нагреве не прилипает к стенкам труб;

при монтаже труб и других частей с резьбовыми нарезками удаляют заусеницы, и намотку льна на резьбу производят так, чтобы он не закрывал отверстий;

перед пуском системы основательно промывают наружные теплопроводы (в особенности после ремонта или монтажа), чтобы грязь и окалина не попадали в систему. Промывку системы производят два или три раза путем наполнения ее и спуска воды.

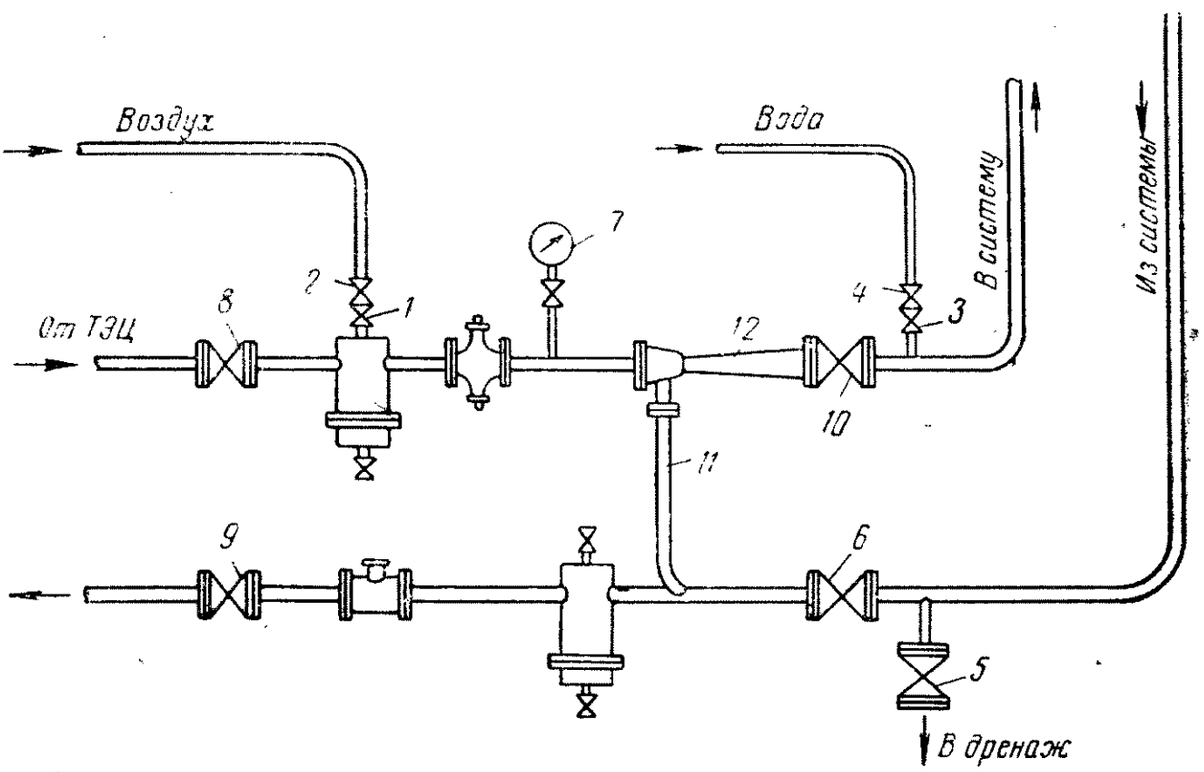


Рис. 48. Схема промывки отопительной системы при помощи сжатого воздуха.

Для того чтобы грязь, находящаяся в трубах, при спуске воды не осаждалась в них, спуск воды должен быть быстрым. Весьма эффективна промывка труб при помощи сжатого воздуха, применяемая в частности в Мосэнерго (рис. 48).

Сжатый воздух из передвижного компрессора подводится к крану *1* грязевика резиновым шлангом.

Для предотвращения попадания воды в ресивер компрессора устанавливают над краном *1* обратный клапан *2*. Водопровод присоединяют к крану *3*. На водопроводной линии также устанавливают обратный клапан *4*. Перемычку *11* у элеватора *12* отключают, для чего между фланцами устанавливают заглушку.

Для промывки систему заполняют водой, после чего включают воздух с непрерывной или периодической подачей. Избыточное давление воздуха (по манометру *7*) не должно превышать 3,5 *ат* (3,5 *бар*).

Воду из системы спускают в канализацию или водосток через обратную линию или через специально приваренный штуцер (диаметром не менее 38 *мм*) с краном *5*. При спуске через обратную линию

задвижку *6* отсоединяют, и к фланцу трубы прикрепляют дренажный шланг. Кран *5* открывают после включения воздуха. При этом задвижки *6*, *8*, *9* должны быть закрыты, а *10* — открыта.

Сжатый воздух заставляет воду интенсивно двигаться по трубам, благодаря чему система хорошо промывается от грязи. Промывку заканчивают, когда из крана *5* начинает поступать осветленная вода. Для улавливания грязи, оставшейся в системе отопления после промывки, перед насосом устанавливают грязевик.

При отыскании засоров в системе следует иметь в виду, что чаще всего они образуются в запорной арматуре и в кранах двойной регулировки, при переходе с большего диаметра на меньший, в крутых изгибах теплопровода, в крестовине, в ответвлении к радиатору от горячего стояка, в сгонах, если пряди льна для подмотки ниппеля частично или полностью загородили проход, в нижней части горячего стояка, где он оканчивается тройником, дающим ответвления к радиаторам при верхнем распределении горячей воды, и в особенности в радиаторах, так как скорость воды при поступлении в прибор с большим водяным объемом значительно уменьшается, что способствует выпадению находящихся в ней частиц грязи. Проверить все эти места при отыскании засоров весьма трудно, так как для этого пришлось бы разобрать бо́льшую часть отопительной системы, в связи с чем определяют наиболее вероятные места засоров.

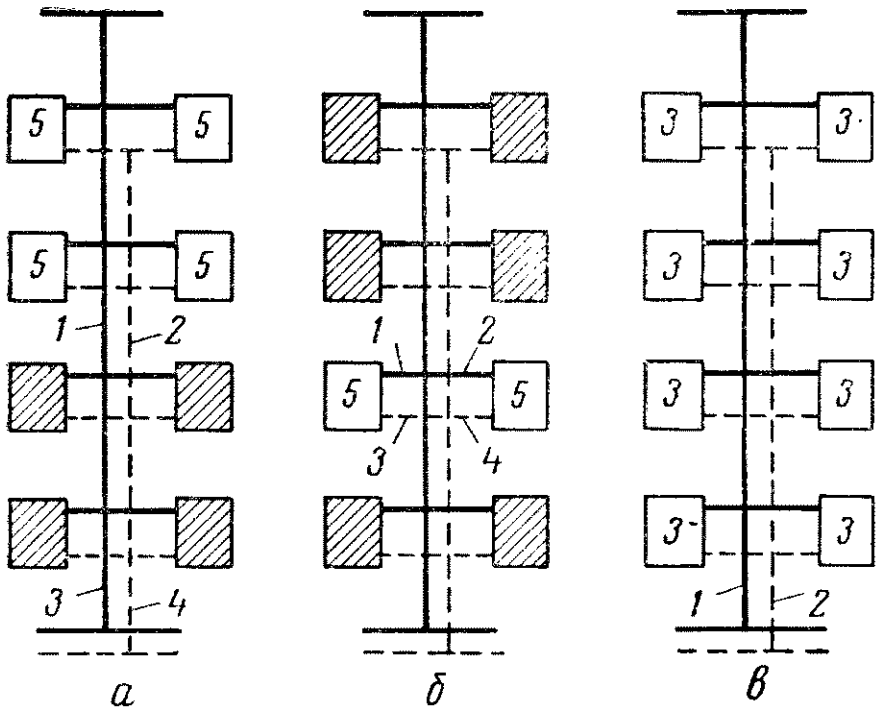


Рис. 49. Непрогрев нагревательных приборов при засорах в стояке двухтрубной системы с нижней разводкой.

Рассмотрим несколько конкретных примеров отыскания засоров в стояках двухтрубной системы с нижней разводкой (рис. 49).

Пусть приборы *5* двух верхних этажей не прогреваются (рис. 49, *а*). В этом случае засоры следует искать в горячем стояке на участке *1* и в обратном стояке на участке *2*, так как при наличии засора, хотя бы на одном из этих участков, циркуляция воды через приборы двух верхних этажей замедляется или совсем прекращается.

При частичном засоре на участках *3* или *4* расход воды уменьшился бы в стояке *1*, и все приборы оказались бы недостаточно нагретыми.

Пусть приборы во всех этажах, за исключением приборов *5* второго этажа, нормально прогреваются (рис. 49, *б*). Причина непрогрева второго этажа — засоры в подводках *1* и *2* или *3* и *4* к при-

борам. Если все приборы *3*, питающиеся от данного стояка, не прогреваются (рис. 49, *в*), то причину этого явления нужно искать в засорах труб на участке *1—2*.

На рис. 50 рассматривается непрогрев нагревательных приборов в результате засоров в двухтрубной системе с верхней разводкой. Пусть не прогреваются нагревательные приборы *4* двух нижних этажей (рис. 50, *а*); причина — вероятный засор на участке *1*. Если слабо нагреваются все приборы, подключенные к стояку, то причину надо искать в частичном засоре на участке *2* горячего стояка или на участке *3* обратного стояка.

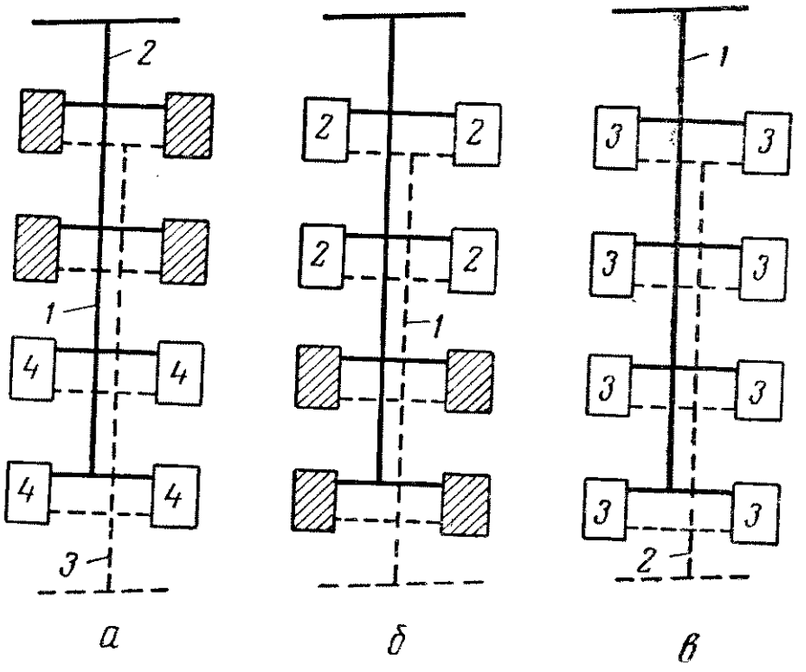


Рис. 50. Непрогрев нагревательных участков приборов при засорах в стояке двухтрубной системы с верхней разводкой.

При непрогреве приборов *2* двух верхних этажей (рис. 50, *б*) засор нужно искать на участке *1* обратного стояка. При слабом прогреве всех нагревательных приборов *3*, питающихся от стояка (рис. 50, *в*), засор нужно искать на участке *1* горячего стояка или на участке *2* обратного стояка.

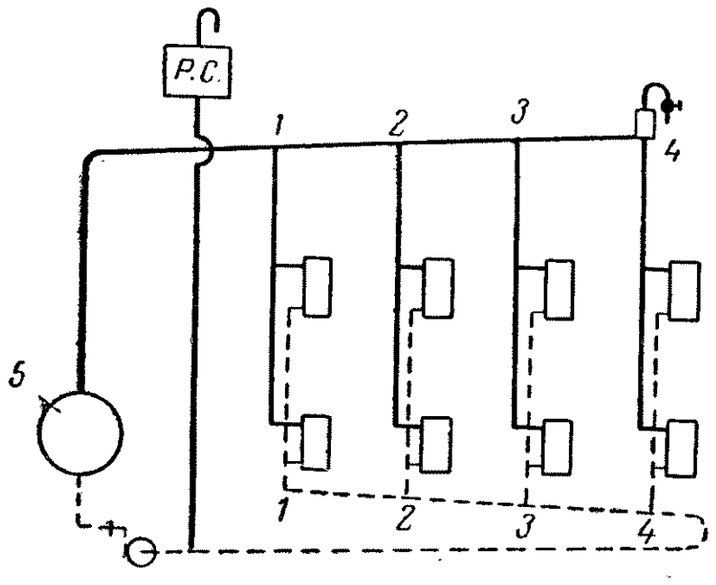


Рис. 51. К отысканию засоров в попутной системе при недостаточном прогреве всех стояков.

Если в системе отопления с попутным движением (рис. 51) недостаточно прогреваются все стояки *1*, *2*, *3*, *4* и нормально работает лишь верхняя часть нагревательных приборов (т. е. работа каждого стояка нарушена в равной степени), засор нужно искать на общих участках для всех стояков: на участке от котла *5* до стояка *1* и в обратной магистрали от стояка *4* до котла.

НАЛАДКА СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Каждая вновь смонтированная система парового отопления должна пройти гидравлическое испытание и испытание на прогрев.

Перед гидравлическим испытанием осматривают паровую систему по той же методике, что и систему водяного

отопления. Затем прогревают систему паром для выявления дефектов, образовавшихся в соединениях труб и приборов, под влиянием температурных изменений, выпускают воздух из системы в верхних точках через временные воздушные краны или путем ослабления фланцевых соединений (в противном случае при заполнении такой системы водой воздух будет скапливаться в верхних частях системы, препятствуя ее полному заполнению). Устанавливают временные опоры для трубопроводов больших диаметров в виде подставок, подвесок и т. п., так как паропровод при наполнении водой будет значительно тяжелее, чем это предусмотрено при наполнении его паром. В системах с насосной перекачкой конденсата снимают конденсатоотводчик, и в этих местах заглушают конденсатопроводы на время испытания.

Гидравлическое испытание паропроводов и конденсатопроводов производят так же, как и испытание трубопроводов систем водяного отопления, предварительно заполнив их водой. После гидравлического испытания систему два-три раза промывают.

Перед испытанием системы парового отопления на прогрев паром проверяют ее готовность к приему пара; затем плотно закрывают все задвижки на ответвлениях от прогреваемого участка, открывают все дренажные и воздушные краны для соединения паропровода с атмосферой, соединяют с атмосферой или выключают все дренажи и конденсатоотводчики, соединяющие паропровод с напорными конденсационными или дренажными линиями, и спускают всю воду из паропровода.

Прогрев производят по участкам, разделенным друг от друга задвижками. Сначала прогревают основную магистраль, потом ответвления. Во избежание гидравлических ударов вентиль для подачи пара на прогрев открывают плавно и медленно; при возникновении ударов уменьшают степень открытия вентиля. При значительных гидравлических ударах прекращают подачу пара и полностью удаляют воду из участка.

В процессе прогрева из дренажей сначала выходит смесь пара и воды. При появлении сухого пара дренажи закрывают. Прогрев паропровода считается законченным после появления сухого пара в низшей точке сети и в последнем по ходу пара дренаже.

При разрывах стыков, разрушениях арматуры и компенсаторов, срывах мертвых точек и других крупных дефектах подача пара должна быть немедленно прекращена и все дренажи конденсата полностью открыты. После ликвидации дефектов паропровод вновь прогревают и пускают в том же порядке, что и при первом пуске.

После прогрева паропровода доводят давление пара до рабочего, для чего полностью открывают задвижки на магистрали или ответвлениях, включают в нормальную работу конденсатоотводчики и выпускают воду (открывают дренажи). Затем включают потребителей, плавно и медленно открывая паровые задвижки на вводе. По мере появления сухого пара дренажи закрывают, открывают полностью задвижки на вводе и включают нормальный дренаж через конденсатоотводчики.

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Воздух закрытых помещений всегда более или менее отличается от атмосферного, состоящего из сухого воздуха и водяных паров. Сухой атмосферный воздух представляет собой смесь кислорода (20,9% по объему и 23,1% по массе) и так называемого атмосферного азота (79,1% по объему и 76,9% по массе), состоящего в основном из азота, углекислого газа и небольших количеств аргона, гелия, неона и криптона.

В результате протекания многих технологических процессов, работы машин, станков, аппаратов в воздух помещений выделяются тепло, вредные для здоровья газы, пары и пыль. Пребывание в помещениях людей также влечет за собою выделение ими в воздух помещений углекислого газа, водяных паров и тепла. Тепло и вредные примеси, так называемые в р е д н о с т и, делают воздух не удовлетворяющим санитарно-гигиеническим требованиям. К вредностям относятся вредные для здоровья газы, пыль, избыточные водяные пары и избыточное тепло. Присутствие некоторых вредностей в воздухе даже в незначительных количествах является опасным для здоровья человека. Максимально допустимые концентрации вредных примесей в рабочей зоне приведены в Строительных нормах и правилах (СНиП, II-Г, 7-62, табл. 3) [21].

Для поддержания в помещениях на рабочих местах состава и состояния воздуха, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим требованиям, и применяются вентиляционные установки.

Вентиляцию предусматривают во всех производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий, независимо от степени загрязнения воздуха.

В помещениях, где на одного работающего приходится менее 40 $м^3$ воздуха, обеспечивают организованный воздухообмен: не менее 20 $м^3/ч$, если на одного работающего приходится от 20 до 40 $м^3$ воздуха, и не менее 30 $м^3/ч$, если на одного работающего приходится менее 20 $м^3$ воздуха.

Для уменьшения первоначальных затрат на устройство вентиляции и удешевления стоимости ее эксплуатации нужно предусмотреть следующие мероприятия:

оборудование, приборы, трубопроводы, которые выделяют значительное количество тепла, покрывают тепловой изоляцией;

для защиты рабочих от теплового облучения применяют специальные приспособления: экраны, водяные завесы, щиты;

процессы и оборудование, являющиеся источником выделения влаги, пыли и вредных газов, герметизируют или снабжают местными отсосами;

для уменьшения пылеобразования при процессах дробления, шлифовки, обработки материалов и изделий их увлажняют, применяя мокрый помол, мокрую шлифовку.

Вентиляционные системы подразделяют на вытяжные с организованным удалением (вытяжкой) загрязненного воздуха из помещений, приточные (с организованной подачей свежего воздуха в помещения) и приточно-вытяжные, предназначенные для одновременного организованного притока свежего и вытяжки загрязненного воздуха из помещений.

По способу перемещения воздуха различают естественную и принудительную (или механическую) вентиляцию.

При естественной вентиляции перемещение воздуха происходит за счет разности плотностей наружного и внутреннего воздуха или под воздействием ветра. Естественная вентиляция, при которой имеется возможность управлять воздухообменом и регулировать его в соответствии с внешними и внутренними условиями, называется аэрацией. Аэрацию промышленных цехов осуществляют через окна в стенах и фонарях зданий.

Принудительной или механической называется такая вентиляция, в которой перемещение воздуха производится вентиляторами. По принципу организации воздухообмена вентиляция может быть общей, местной и смешанной.

Общая вентиляция поддерживает санитарно-гигиенические условия воздушной среды во всем объеме рабочей зоны помещения. Она применяется в тех случаях, когда расположение источников вредных выделений не фиксировано. Назначение общей вентиляции — разбавлять загрязненный воздух свежим с тем, чтобы содержание вредностей в нем не превышало допустимых концентраций.

Местную вентиляцию применяют в тех случаях, когда предоставляется возможность непосредственно с мест образования вредностей извлекать загрязненный воздух, не допуская его распространения по цеху.

При смешанной вентиляции приток в помещение свежего воздуха осуществляется механической системой вентиляции, а вытяжка — естественной системой, или приток свежего воздуха совмещается с воздушным отоплением. Часто в смешанной системе вентиляции используют комбинацию систем общей и местной вентиляции.

Вентиляция помещений, осуществляемая с применением автоматически действующей аппаратуры, поддерживающей количество

перемещаемого воздуха, температуру и влажность его в обслуживаемых помещениях на уровне заданных условий, независимо от изменяющейся метеорологической обстановки вне зданий, называется кондиционированием воздуха.

Соблюдение предельно допустимых концентраций вредностей в воздухе помещений должно достигаться не только устройством системы вентиляции, но в первую очередь соответствующей организацией технологических процессов и рационализацией оборудования, комплексной механизацией и автоматизацией производственных операций с автоматическим или дистанционным контролем и управлением, очисткой загрязненного воздуха и газов от аэрозолей и химически вредных веществ, а также очисткой промышленных сточных вод.

Особое внимание следует обращать на недопустимость концентрации в воздухе горючих газов, паров, пыли. Смеси воздуха с горючими веществами взрыво- и пожароопасны.

Каждая смесь имеет определенную температуру воспламенения или взрыва. Даже если температура только части этой смеси в силу каких-либо обстоятельств повысится до температуры воспламенения, то наступит воспламенение или взрыв всей смеси, при этом наступившая реакция распространится с огромной и возрастающей скоростью.

Для примера приводится нижний предел взрывоопасных концентраций в воздухе некоторых нефтепродуктов и нефтяного газа (в % к объему):

бензин с температурой кипения 105° С	2,4
бензин с температурой кипения 64—94° С	1,9
керосин	1,1
нефтяной газ	3,2

Более подробный перечень взрывоопасных концентраций для различных веществ приведен в СН 245-63 и НМ-024 [15, 17].

При определенной концентрации находящаяся в воздухе пыль, если она представляет собой вещество, способное гореть, образует взрывчатую среду. Так как при взрыве поднимается в воздух и пыль, лежавшая до этого на каких-либо поверхностях помещения, то она тоже примет участие в начавшемся взрыве и усилит его. В зависимости от способа воспламенения пылевых частиц меняется и минимальная взрывная концентрация пыли в воздухе.

Как уже было приведено, при общеобменной вентиляции свежий воздух смешивается с воздухом помещения, а загрязненный воздух удаляется. При этом масса воздуха, поступающего в помещение, равна массе воздуха, удаляемого из него (баланс воздухообмена).

Часовое количество воздуха (в $м^3$), подаваемого или извлекаемого из помещения, отнесенное к внутренней кубатуре (объему) помещения, носит название кратности воздухообмена.

Вентиляционные системы должны обеспечивать при расчетной зимней (см. табл. 5) и летней температурах наружного воздуха

кратность воздухообмена, а также условия в помещениях, соответствующие требованиям, предъявляемым к производственным зданиям промышленных предприятий санитарно-гигиеническими нормами (СНиП, II-Г, 7-62).

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вытяжная вентиляция

Системы вытяжной вентиляции бывают естественные и механические, общие и местные.

При механической вытяжной вентиляции из помещения организованно удаляется загрязненный воздух, причем приток свежего воздуха происходит неорганизованно за счет подсоса его через все неплотности строительных конструкций. При этом в помещение поступает в холодный период года значительное количество холодного воздуха, что вызывает охлаждение помещений, а при больших объемах — неприятное ощущение холодного дутья. Такая система вентиляции допускается при условии, что в холодный период года не последует снижение температуры в помещении ниже нормальной и кратность воздухообмена за счет поступающего воздуха не будет превышать единицы, а также при условии, что помещения не являются местом постоянного и длительного пребывания людей (независимо от объема сменяемого воздуха).

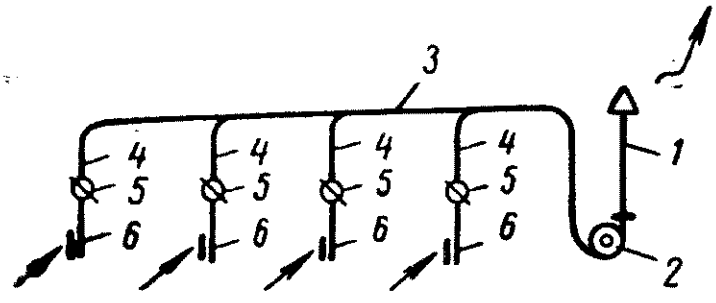


Рис. 52. Схема вытяжной механической вентиляционной установки.

Вытяжную вентиляцию применяют также в тех случаях, когда необходимо воспрепятствовать перемещению загрязненного воздуха из одних помещений в другие (например, из химических лабораторий, уборных, курительных) в соседние помещения.

Если выделение вредностей происходит на каких-то отдельных участках помещения, для предотвращения распространения их по всему помещению устраивают местную вытяжную вентиляцию.

Если воздух помещений сильно загрязнен вредными примесями, то его необходимо очищать перед выпуском в атмосферу, в противном случае он будет снова подсасываться в помещения и снижать таким образом эффект вентиляции.

На рис. 52 приведена схема вытяжной механической вентиляционной установки. Удаляемый из помещения загрязненный воздух поступает в воздухоприемные устройства *6*, поднимается по вертикальным участкам *4*, называемым опусками, далее поступает в магистральный воздуховод *3*, из которого отсасывается вентилятором *2*, нагнетающим загрязненный воздух в выпускную шахту *1*. Для регулирования количества воздуха, поступающего в отдельные опуска, на них установлены регулирующие устройства *5*.

Приточная вентиляция

Приточные системы вентиляции бывают сосредоточенные и рассредоточенные и устраиваются с механическим побуждением движения воздуха. При наличии только приточной вентиляции происходит неорганизованное удаление загрязненного воздуха из помещения. Приточную вентиляцию применяют в помещениях, где не происходит специфическое загрязнение воздуха или где необходимо создать незначительное повышенное давление.

Приточную систему вентиляции часто устраивают в коридорах и лестничных клетках, которые являются своего рода распределителями свежего воздуха по отдельным помещениям.

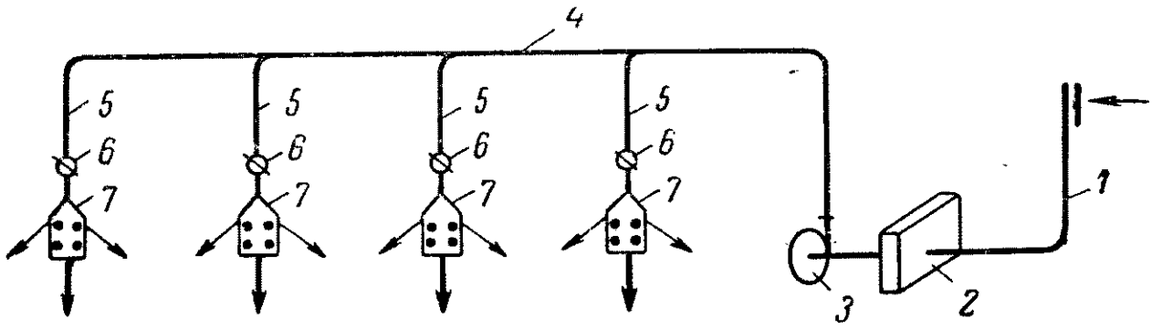


Рис. 53. Схема приточной механической вентиляционной установки.

На рис. 53 приведена схема приточной механической вентиляционной установки. Наружный воздух через специальные решетки засасывается в канал *1*, называемый воздухозаборной шахтой. В калорифере *2* в зимнее время он подогревается до требуемой температуры. Вентилятором *3* воздух нагнетается в магистральный воздуховод *4*, откуда он распределяется по опускам *5* с регулирующими устройствами *6* и далее направляется в вентилируемое помещение через воздуховыпускные устройства — насадки *7*, служащие для создания воздушному потоку необходимых направлений.

Комбинированная приточно-вытяжная вентиляция

В промышленных зданиях, в частности на компрессорных и насосных станциях нефтяной и газовой промышленности, в технологических цехах нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов со значительными выделениями вредных газов и паров, влаги и тепла широко применяют комбинированные приточно-вытяжные системы вентиляции. Они представляют собой комбинацию приточной и вытяжной вентиляции (см. рис. 52 и 53). Обычно вытяжка загрязненного воздуха производится из верхней зоны помещения, а свежий воздух подается в рабочую зону. Санитарные нормы СН 245-63 устанавливают места подачи свежего и отсоса загрязненного воздуха в зависимости от его плотности и рода производства.

Если выделение вредных газов и пыли сконцентрировано в определенном месте, наибольший эффект для их удаления дают местные отсосы, устанавливаемые в местах выделения вредностей с полным или частичным укрытием этих мест. Эти отсосы должны быть сконцентрированы так, чтобы при работе вредные газы и пыль не попадали в зону дыхания рабочего. Хорошие результаты для отсоса вредностей от источника, имеющего значительную длину и малую ширину, дают вертикально всасывающие панели. Они отсасывают нагретые газы, туман и пары и не допускают таким образом их попадание в зону дыхания рабочего. Для этой цели, в частности, могут быть использованы панели Чернобережского, конструктивно представляющие собой зонт, открытая часть которого состоит из ряда параллельных щелей, где скорость засоса воздуха в 4—8 раз превышает скорость засоса через открытое отверстие зонта (рис. 54).

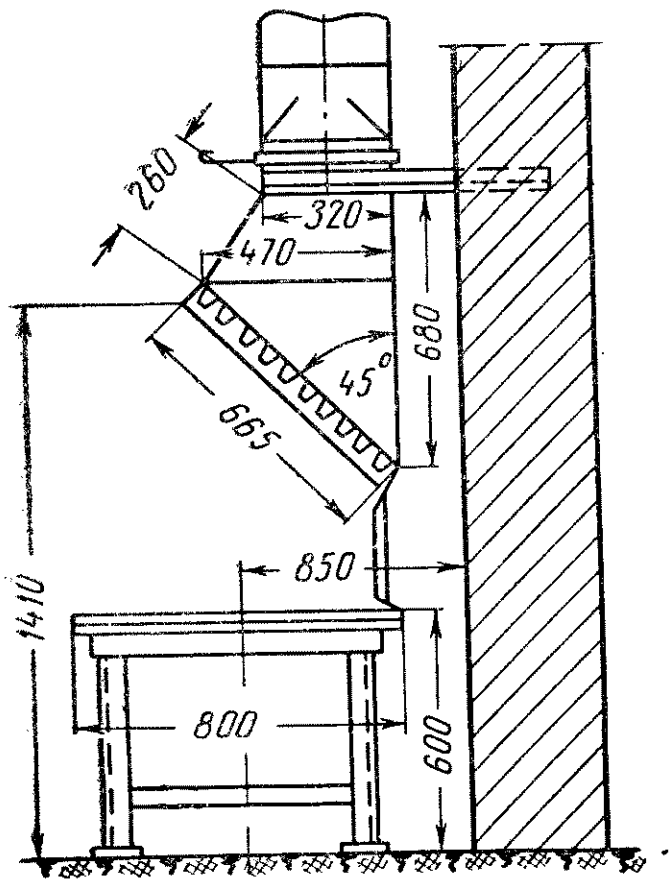


Рис. 54. Панель А. С. Чернобережского.

На рис. 55 изображена схема кондиционера-агрегата, предназначенного для автоматической подготовки воздуха, направляемого в вентилируемое помещение с целью поддержания в нем заданных параметров воздуха (температуры и влажности), независимо от

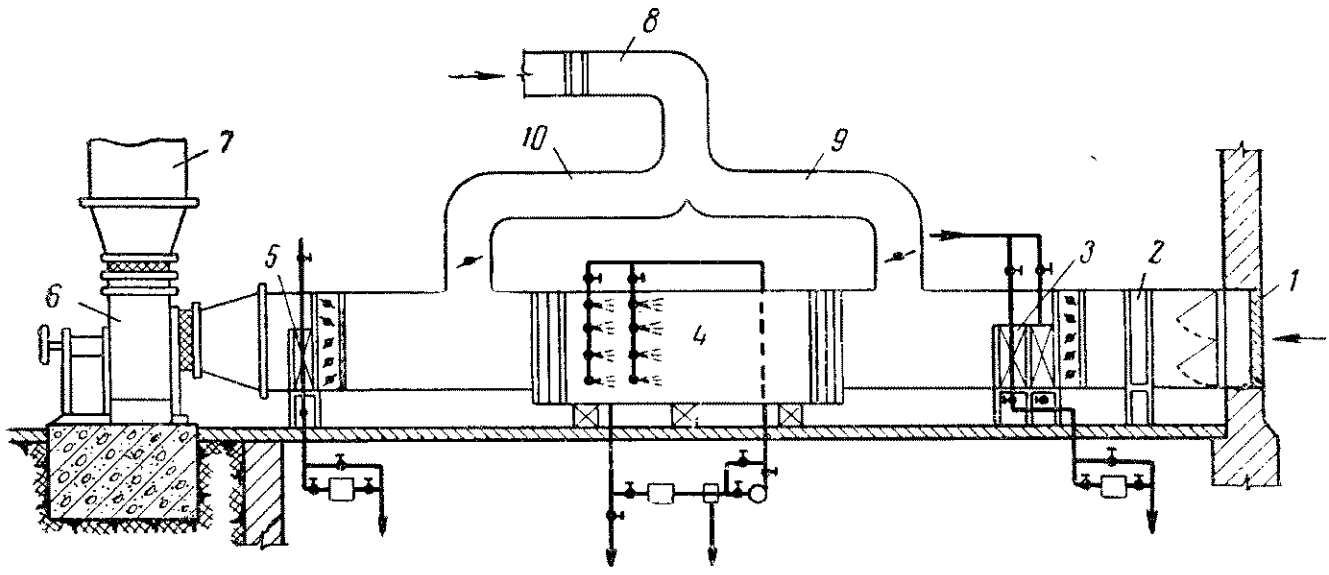


Рис. 55. Принципиальная схема кондиционера.

температуры и влажности наружного воздуха, тепловыделения и влаговыделения внутри промышленного здания.

В начале наружный воздух поступает через жалюзийную решетку *1* в фильтр *2* кондиционера, где очищается от пыли. Из фильтра воздух далее направляется через калорифер *3* (в зимнее время),

где подогревается, в камеру орошения *4*, в которой увлажняется. Затем воздух дополнительно нагревается (в зимнее время) в калорифере *5*.

Очищенный от пыли, увлажненный и подогретый воздух засасывается вентилятором *6* и подается в воздуховод *7*, откуда распределяется по опускам в различные места вентилируемого помещения.

Схема обработки воздуха в теплый период времени несколько изменяется: воздух направляется из фильтра *2* в камеру *4* (минуя калориферы *3* и *5*), в которой охлаждается и подсушивается.

Для уменьшения расхода наружного воздуха, а также расхода тепла и воды на его подсушку, увлажнение и охлаждение, предусмотрена двойная рециркуляция внутреннего воздуха, направляемого по каналам *9* и *10* через фильтр *8*.

Воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией

Воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией, применяют для зданий с высокими кратностями воздухообмена. Воздух, подаваемый в помещение, предварительно нагревают в тепловом центре до температуры, достаточной для создания в здании эффекта отопления. Таким образом, рассматриваемая система воздушного отопления представляет собой систему приточно-вытяжной вентиляции с предварительным подогревом воздуха. Непрерывно вводимый в помещение нагретый воздух смешивается с более холодным воздухом помещения и отдает аккумулированное тепло воздуху помещения в количестве, необходимом для покрытия тепловых потерь сквозь наружные ограждающие поверхности здания.

Требования к воздушному отоплению в основном сводятся к тому, чтобы скорость воздуха в рабочей зоне не превышала 0,75 *м/сек* при тяжелом и 0,25 *м сек* при легком физическом труде, а разность температур была бы не более 2 *град* по площади помещения. Нагретый воздух подается на высоте 3,5—6 *м* от пола при высоте помещения до 8 *м* и на высоте 5—7 *м* при высоте помещения более 8 *м*. Начальная скорость струи составляет 8—12 *м*, начальная температура нагретого воздуха может достигать 60—70° С в зависимости в основном от кратности воздухообмена.

Для регулирования температуры и скорости воздуха в рабочей зоне помещения приточные отверстия снабжаются подвижными лопатками, с помощью которых может быть изменено направление выпуска воздуха.

При мощности потока тепловых потерь более 175 *квт* (или 150 000 *ккал/ч*) применяют централизованные системы воздушного отопления для помещений относительно небольших объемов и децентрализованные с агрегатами большой производительности и сосредоточенной подачей воздуха — для помещений большого объема.

При мощности потока тепловых потерь менее 175 *квт* (150 000 *ккал/ч*) или при наличии препятствий для распространения воздуха (например, перегородок высотой более 2,2 *м*) применяют отопительные агрегаты небольшой производительности.

Существует три различных метода нагрева воздуха для воздушного отопления:

1) нагрев наружного воздуха в необходимом количестве до заданной температуры и подача его в помещение с удалением всего охлаждаемого воздуха в атмосферу (т. е. применение постоянной и полной смены воздуха);

2) частичный возврат воздуха к нагревателю с добавлением к нему свежего воздуха, забираемого снаружи, и частичным удалением из помещения загрязненного воздуха;

3) рециркуляционный подогрев одного и того же количества воздуха.

Первый метод применяют для помещений, в которых могут выделяться газы или пары, концентрации которых выше допустимых, или газы, способные к самовоспламенению от соприкосновения с горячими трубопроводами и радиаторами. Недостаток этого метода — значительная поверхность нагрева калориферов.

Если помещение не требует полного воздухообмена, выгоднее использовать второй метод подогрева, требующий калориферов с меньшей поверхностью нагрева по сравнению с первым методом, так как в калорифер поступает часть воздуха с температурой помещения.

Третий метод пригоден там, где не требуется общая вентиляция помещений, как, например, в складских помещениях. Температура всего воздуха, поступающего в калорифер, равна температуре помещения, что приводит к еще большему снижению требуемой мощности калориферов по сравнению с первым и вторым методами.

В тех случаях, когда прокладка воздуховодов от центральной калориферной станции трудно осуществима или приточный воздух необходимо подавать в определенные места цеха, применяют местные отопительно-вентиляционные агрегаты. Такой агрегат состоит из калорифера, вентилятора и электродвигателя. Отечественные заводы выпускают несколько типов таких агрегатов: АПВС конструкции ВНИИСТО, СТД (Сантехдеталь) и ряд других.

Число таких агрегатов примерно можно определить в соответствии с опытными данными, приведенными в табл. 17.

Таблица 17

Площадь, обслуживаемая отопительно-вентиляционными агрегатами

Площадь цеха, $м^2$	Производительность агрегата, $м^3/ч$	Примерная площадь пола, обслуживаемая отопительным агрегатом, $м^2$
2000—4000	2000—4000	150—200
4000—7000	5000—7500	250—325
7500—15 000	7500—12 000	350—500

Воздушное отопление получило широкое распространение в производственных и отчасти в общественных зданиях в связи с тем, что

для последних требуется, чтобы нормальная температура в них была постоянна только в течение 7—15 *ч* в сутки. В остальную часть суток температура в помещениях может быть ниже нормальной. При воздушном отоплении имеется возможность при выключении вентилятора быстро снижать температуру в помещении, которая быстро восстанавливается при пуске приточной вентиляции. При воздушном отоплении весьма незначительна разница температуры между верхней и нижней зонами помещения, так как создаваемое вентилятором давление способствует энергичному перемешиванию воздуха. Радиус действия воздушного отопления 50—60 *м*.

Проветривание и аэрация

Простейшим видом естественной вентиляции является проветривание — неорганизованное распределение свежего воздуха по помещениям, происходящее естественным путем под влиянием разности плотностей наружного и внутреннего воздуха, определяемой разностью их температур, или под воздействием ветра. Проветривание помещений достигается при периодическом открывании форточек, фрамуг, дверных и оконных проемов. Кроме того, воздух в помещение просачивается через щели и поры стен, окон и дверей. Это явление носит название инфильтрации.

Там, где требуются большие расходы воздуха, например, в горячих цехах, определяют количество отверстий, через которые будет происходить вентиляция, площадь этих отверстий в расчете на самое жаркое время года, высоту их расположения и другие факторы, влияющие на организацию естественного воздухообмена.

Естественная постоянная вентиляция производственных помещений, организованная таким образом, что обеспечивает заданную кратность воздухообмена помещения, носит название аэрации.

Аэрация имеет большое значение, особенно там, где нужна высокая кратность воздухообмена, требующая при механической вентиляции значительных затрат электроэнергии.

В теплый период года приток воздуха осуществляется через все нижние аэрационные проемы в стеновых ограждениях, а также ворота и входные двери. В холодный и переходный период приток воздуха в необходимом объеме совершается через проемы в стеновых ограждениях, расположенных не ниже 4 *м* от уровня пола (до низа проема), а вытяжка в течение всех периодов года — через фрамуги фонарей, а также через шахты и дефлекторы. В течение холодного и переходного периодов фрамуги фонарей открывают лишь на участках, расположенных над источниками тепловыделений или вблизи них.

Площадь открытия приточных и вытяжных проемов в холодный и переходный периоды года определяют в процессе эксплуатации с учетом температуры наружного воздуха, исходя из необходимости поддержания заданных инструкцией температур воздуха в помещениях. При этом воздухообмен регулируют в первую очередь

уменьшением или увеличением площади открытия проемов в вытяжных фонарях за счет изменения угла открытия фрамуг.

Степень открытия фрамуг, вытяжных задуваемых фонарей в зависимости от направления ветра регулируют следующим образом: при направлении ветра вдоль фонаря (с возможными отклонениями 15° в ту или иную сторону) фрамуги задуваемых фонарей должны быть открыты с обеих сторон фонаря; при всяком другом направлении ветра фрамуги задуваемых фонарей должны быть открыты только с заветренной стороны.

Местная вентиляция

Душирующие устройства

На рабочих местах, подвергающихся интенсивному тепловому облучению, применяют душирующие устройства или так называемые воздушные души, направляющие струю подогретого воздуха на человека, за счет чего увеличивается теплоотдача тела и достигается некоторое его охлаждение. Обдувать воздухом следует верхние части тела, как наиболее чувствительные к воздействию теплового излучения.

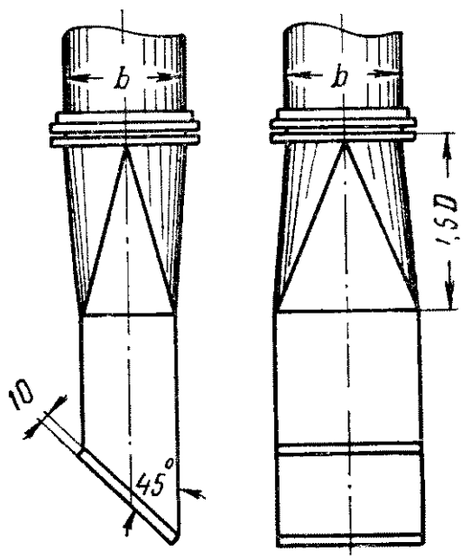


Рис. 56. Патрубок для душирования рабочих мест конструкции Батурина.

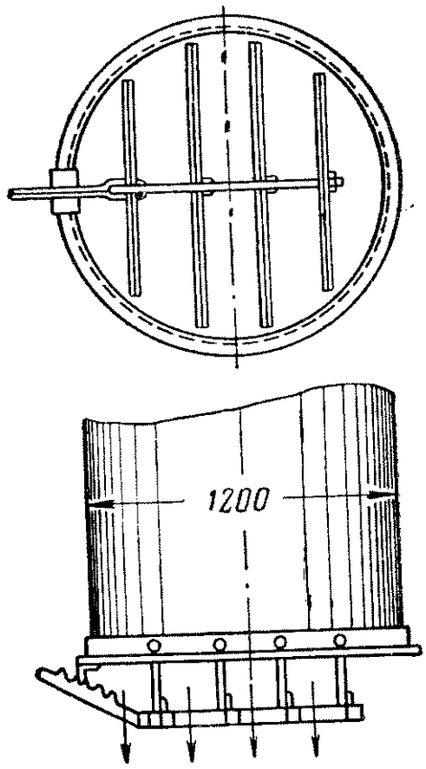


Рис. 57. Цилиндрические насадки для больших объемов воздуха.

Поток воздуха, используемый для воздушного душа, направляется на рабочее место приточными насадками и патрубками, которые присоединяют к воздуховодам приточных систем вентиляции или к местным душирующим установкам.

Существует целый ряд конструкций приточных насадок и патрубков. Удачным является патрубок конструкции проф. В. В. Батурина (рис. 56). Изменения направления струи в патрубке Батурина достигается установкой поворачивающихся лопаток.

Различные конструкции насадок применяют в зависимости от задач, которые ставятся при установке душирующего устройства. Так, если требуется подавать большое количество воздуха на площадку значительной протяженности, устанавливают цилиндрические насадки большого диаметра, снабженные на выходе плоскими направляющими аппаратами (рис. 57).

В случаях, когда требуется значительное снижение температуры на рабочем месте, душирующие насадки и патрубки присоединяют к специальным вентиляционным установкам, сообщающим горячему воздуху скорость, обеспечивающую заданную температуру.

Из передвижных воздухоохлаждающих установок наибольшее распространение получили передвижные веерные агрегаты конструкции Свердловского института охраны труда ВЦСПС (СИОТ-3, 5, 6), состоящие из осевого вентилятора ЦАГИ серии МЦ на одном валу с электродвигателем. На рис. 58 представлен передвижной веерный агрегат СИОТ-3, работающий на сухом или увлажненном воздухе. Агрегат оборудован осевым вентилятором *8* типа МЦ-7 и электродвигателем *3* мощностью 1,7—2,8 *квт*; частота вращения n = 930—1420 *об/мин*; дальнобойность струи 7—13,5 *м*; масса агрегата 106—120 *кг*; объем подаваемого воздуха 7000—13 500 $м^3/ч$. Агрегат смонтирован на стойках с роликами. Для работы на увлажненном воздухе в трубку *1* агрегата подводится вода давлением 2—3 *бар*, поступающая затем через фильтр *2* в две форсунки *5* тонкого распыла с отверстиями диаметром 0,6 *мм*.

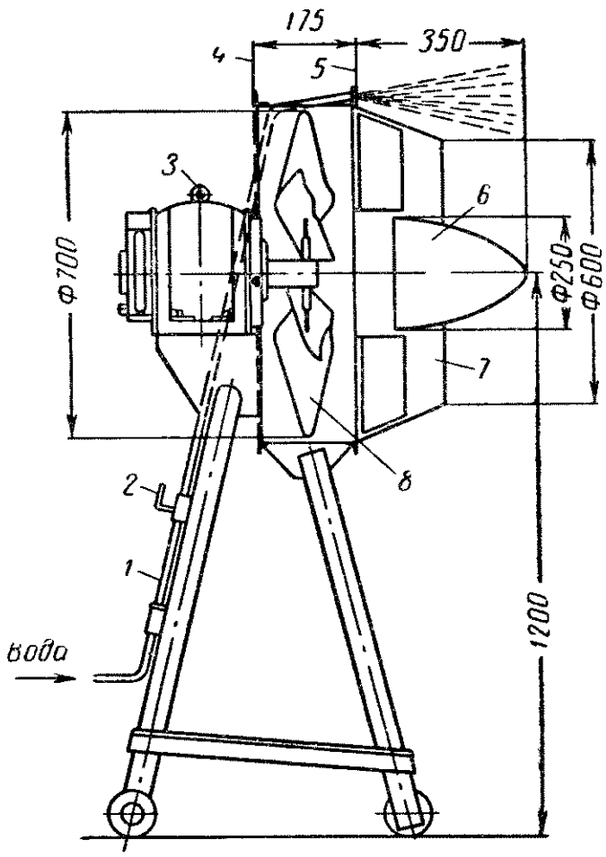


Рис. 58. Передвижной веерный агрегат СИОТ-3.

1 — трубка для воды; *2* — фильтр; *3* — электродвигатель; *4* — сетка; *5* — форсунки; *6* — обтекатель; *7* — лопатки спрямляющего аппарата; *8* — осевой вентилятор.

Воздушные завесы

В промышленных зданиях при открывании ворот в зимнее время в помещение поступает большое количество холодного воздуха. При отсутствии соответствующего тамбура у ворот, открывающихся не менее чем на 40 *мин* в смену, а также в тех случаях, когда недопустимо снижение температуры в цеху по технологическим или санитарно-гигиеническим условиям, устанавливают воздушные и воздушно-тепловые завесы.

Воздушная и воздушно-тепловая завеса представляет собой воздуховод с узкой щелью во всю ширину ворот, из которой выходит

струя холодного (в первом случае) или подогретого (во втором случае) воздуха навстречу потоку холодного наружного воздуха, отклоняющая его от ворот.

Воздух для завесы забирается вентилятором из верхней части помещения и затем подается в калорифер для дополнительного подогрева. Направляющие щечки с ячейками, устанавливаемые в канале воздуховода, придают струйкам воздуха, вытекающим из щели, необходимое направление.

Местные отсосы

Назначение местных отсосов состоит в том, чтобы улавливать вредные газы в районе возникновения, препятствуя их распространению по цеху. Отсосы нужно располагать по возможности ближе к источнику вредности.

Конструктивно местные отсосы представляют собой различные укрытия источников вредностей и выполняются в виде вытяжных шкафов, вытяжных зонтов, бортовых отсосов и фасонных приемников.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Фильтры

В системах искусственной вентиляции в зависимости от требований к очистке наружного и внутреннего воздуха устанавливаются фильтры различных систем: для наружного воздуха — в тех случаях, когда концентрация пыли больше, чем это допускается нормами, а для внутреннего воздуха — когда отработавший воздух от местных отсосов перед выбросом его в атмосферу имеет концентрации пыли больше 150 *мг/м*³.

Для фильтрации пыли применяют пылеосадочные камеры, циклоны, инерционные пылеуловители, матерчатые и слоистые фильтры (в последних воздух фильтруется через ткань, слои бумаги, стеклянную вату, гравий).

Пылеосадочные камеры и фильтры бывают сухие и мокрые (для смачивания применяют воду, распыляемую специальными форсунками). Весьма эффективны фильтры, заполненные алюминиевыми или латунными трубочками длиной 10—20 *мм*, диаметром 10—15 *мм* и толщиной стенок не более 1 *мм*, которые смазывают тонким слоем минерального не густеющего масла (висциноль, веретенное масло № 2 и № 3 и др.).

Для очистки воздуха от пыли используют также аспирационные устройства, циклоны и другие установки.

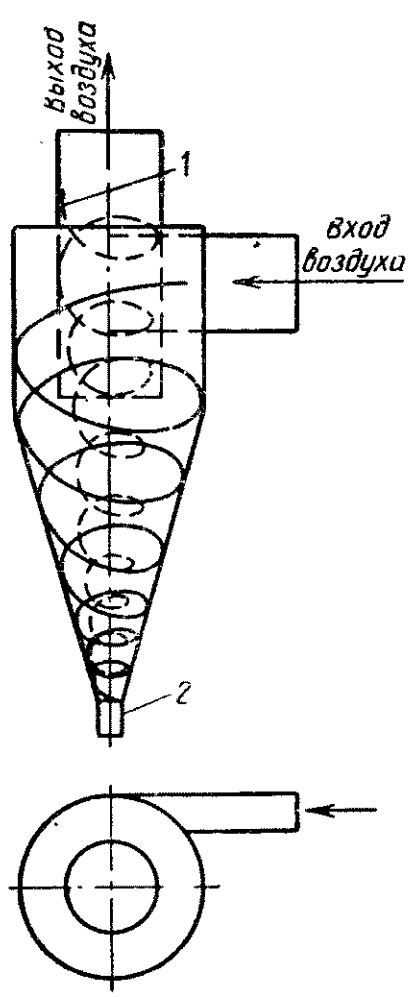


Рис. 59. Схема движения воздуха в циклоне.

1 — центральная выхлопная труба; *2* — пылеотводящий патрубок.

Простейшими устройствами для очистки воздуха от взвешенных частиц являются циклоны (рис. 59). Достоинство циклонов заключается в компактности и простоте конструкции и обслуживания. Они работают с довольно высоким коэффициентом эффективности очистки. Циклоны малых размеров в сравнении с большими дают лучший эффект очистки.

Весьма эффективным является циклон ЛИОТ (Ленинградский институт охраны труда) с водяной пленкой, представляющий собой вертикально расположенный цилиндр поверхность которого орошается и покрывается стекающей вниз тонкой пленкой воды. В нижней части цилиндра касательно расположен прямоугольный патрубок, к которому подводится запыленный воздух.

Вентиляторы

В вентиляционной технике применяют вентиляторы двух типов: осевые и центробежные. Последние бывают двух различных конструкций в зависимости от назначения:

для перемещения воздуха и других неагрессивных газов с температурой не свыше 180° С, не содержащих липких веществ, пыли и других твердых примесей (ГОСТ 5976—55);

для перемещения воздуха, содержащего крупные примеси (стружка, опилки, волокна хлопка, шерсти, катализаторная пыль и т. д.) в вытяжных установках промышленных предприятий — они носят название «пылевой вентилятор» (ГОСТ 5976—55).

По развиваемому избыточному давлению различают вентиляторы: низкого давления — менее 1 *кн/м²* (100 *мм вод. ст.*), среднего давления — 1—3 *кн/м²* (100—300 *мм вод. ст.*), высокого давления — 3—15 *кн/м²* (300—1500 *мм вод. ст.*).

По направлению вращения колеса центробежные вентиляторы делятся на вентиляторы правого вращения (правые), у которых колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода, и на вентиляторы левого вращения — с колесом, вращающимся против часовой стрелки.

В зависимости от состава перемещаемого воздуха вентиляторы изготовляются антикоррозионного исполнения для перемещения агрессивных сред (при их изготовлении применяются материалы, стойкие к воздействию воздуха с агрессивными примесями) и взрывобезопасного исполнения для перемещения взрывоопасных смесей (вентиляторы во взрывобезопасном исполнении изготовляются с колесом, кожухом и входными патрубками из алюминия или дюралюминия).

Кожух вентилятора оказывает значительное влияние на его нормальную работу и является направляющим аппаратом для воздушных струй, выбрасываемых из лопаток. Соответствующая кривизна кожуха позволяет с наименьшими гидравлическими потерями направлять движение отдельных струек. В кожухе происходит частичное преобразование динамического давления в статическое.

Вентиляторы одной конструкции, но разных размеров, составляют одну серию. Пылевые вентиляторы отличаются от вентиляторов общей серии тем, что имеют малое число радиальных прямых или изогнутых лопастей, а также тем, что кольцо, сдерживающее лопасти в передней части ротора, чаще всего отсутствует. Отсутствие этого кольца и редко поставленные лопасти предохраняют ротор от забивания его взвешенными частицами.

Номер вентилятора определяет его размер. У большинства вентиляторов он выражает диаметр рабочего колеса в дециметрах (*дм*). Основными показателями работы вентилятора являются подача, развиваемое давление, мощность на валу вентилятора и коэффициент полезного действия.

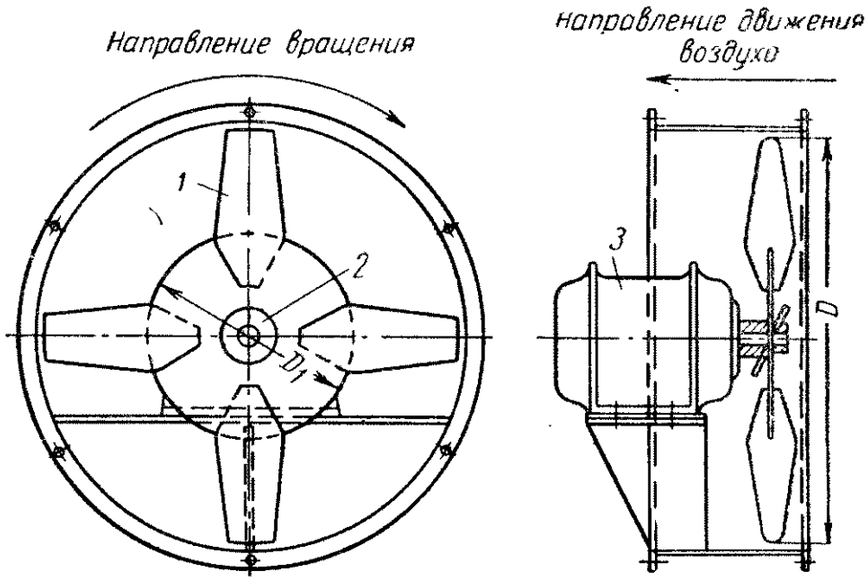


Рис. 60. Осевой вентилятор серии МЦ.

П о д а ч е й в е н т и л я т о р а называется объемное количество воздуха, проходящее в единицу времени через всасывающее отверстие вентилятора; подача определяется в $м^3/ч$, $м^3/мин$ и $м^3/сек$.

П о л н о е д а в л е н и е, развиваемое вентилятором, представляет собой разность между полными давлениями в нагнетательном и всасывающем отверстиях вентилятора и определяется в миллиметрах водяного столба (*мм вод. ст.*) или ньютонах на квадратный метр ($н/м^2$).

В приточно-вытяжной вентиляции, когда нужно перемещать большие объемы воздуха при небольших избыточных давлениях (не свыше 350 $н/м^2$ или 35 *мм вод. ст.*), применяют осевые вентиляторы.

Основной частью о с е в о г о в е н т и л я т о р а является лопаточное колесо, заключенное в цилиндрический кожух, которое, вращаясь, уплотняет и проталкивает воздух вперед между лопатками. Обычно их устанавливают на одном валу с электродвигателем. При несоответствии частоты вращения вентилятора частоте вращения электродвигателя применяют клиноременную передачу. По сравнению с центробежными вентиляторами, коэффициент полезного дей-

ствия осевых вентиляторов несколько выше. Осевой вентилятор серии МЦ (рис. 60), разработанный Центральным аэродинамическим институтом (ЦАГИ) состоит из четырехлопастного рабочего колеса *1*, насаженного на вал *2*, и электродвигателя *3*. Номер осевого вентилятора указывает диаметр рабочего колеса в дециметрах.

Например, осевой вентилятор № 7 имеет диаметр рабочего колеса 7 *дм* = 0,7 *м*. Изготовляются эти вентиляторы под номерами 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12 с частотой вращения от 730 до 2950 *об/мин*.

Принцип действия центробежных вентиляторов иной, чем осевых. При вращении рабочего колеса в его полости создается разрежение, и воздух поступает через всасывающее отверстие *3* (рис. 61) в полость рабочего колеса и захватывается его лопатками *5*. Под действием центробежной силы, развиваемой при вращении рабочего колеса, воздух сжимается и отбрасывается в спиральный кожух (улитку) *1*, из него в вытяжное отверстие *4*, изменяя направление своего движения на 90°.

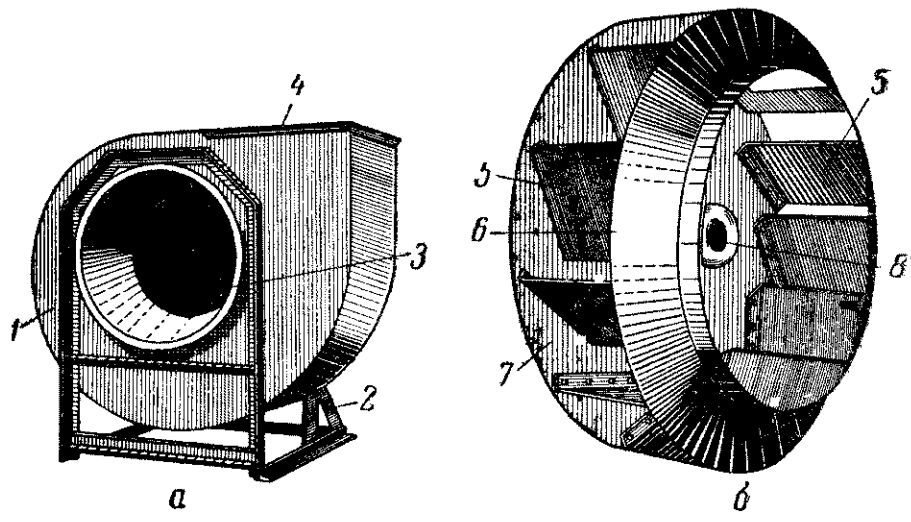


Рис. 61. Центробежный вентилятор.
а — общий вид; *б* — рабочее колесо; *1* — улитка; *2* — станина; *3* — всасывающее отверстие; *4* — вытяжное отверстие; *5* — лопатки; *6* — переднее кольцо; *7* — задний диск; *8* — втулка.

Кожух *1* и станина *2* делаются сварными, а рабочие колеса — клепаными, сварными или штампованными. Большее давление создает колесо с лопатками, загнутыми вперед, поэтому такие лопатки получили наибольшее распространение. При эксплуатации центробежных вентиляторов нужно следить за тем, чтобы колесо вращалось в сторону раскручивания спирали кожуха. При вращении его в противоположную сторону к. п. д. и производительность вентилятора резко падают.

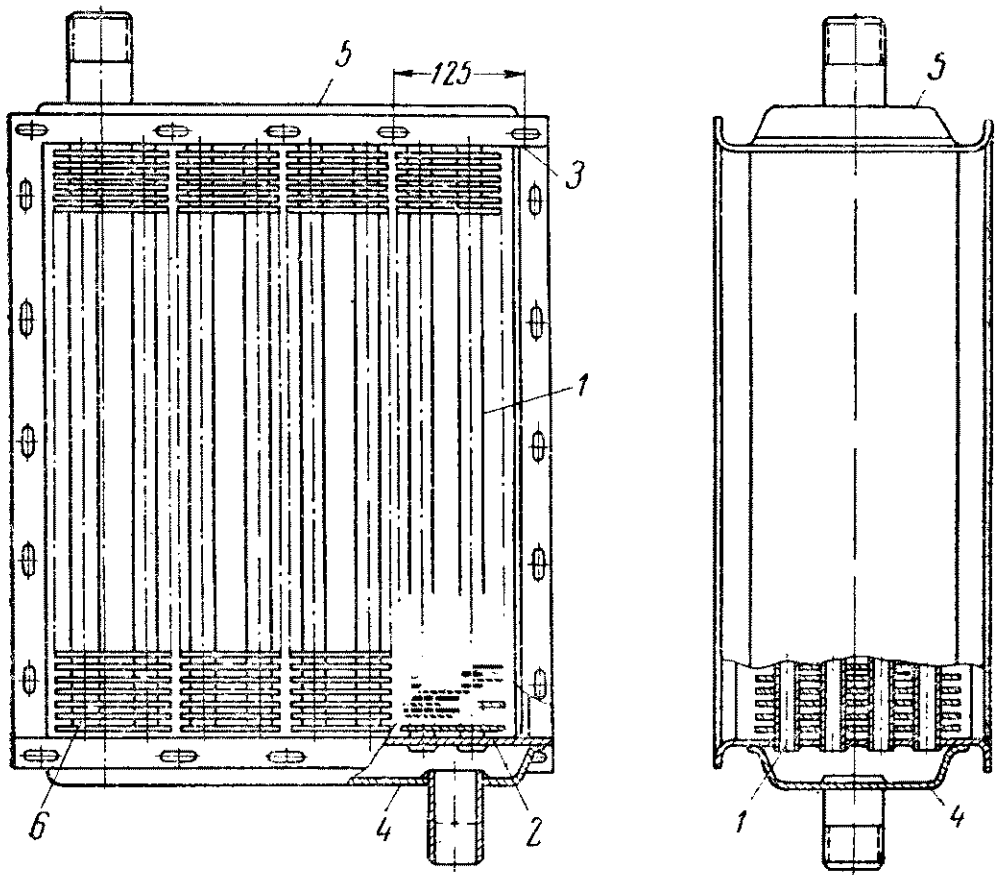
В настоящее время в вентиляционной технике применяются в основном центробежные вентиляторы следующих серий: Ц13-50, номера от 2 до 6, производительностью 200—16 000 $м^3/ч$; Ц4-70, номера от $2^1/_2$ до 16, производительностью 820—120 000 $м^3/ч$, вентиляторы для агрессивных сред Ц4-68, номера 5 и 8, производительностью 4150—20 500 $м^3/ч$ и многие другие серии [8, 12].

Калориферы

В вентиляционной технике для нагревания приточного воздуха применяют калориферы, в которых теплоносителем является вода или насыщенный водяной пар.

При незначительных расходах подогреваемого воздуха и небольшом повышении его температуры ранее использовали гладкотрубные калориферы. Несмотря на простоту их обслуживания, они не выпускаются в связи с большим расходом металла и значительными размерами.

Широкое распространение получили в последнее время пластинчатые и спирально-навивные калориферы.



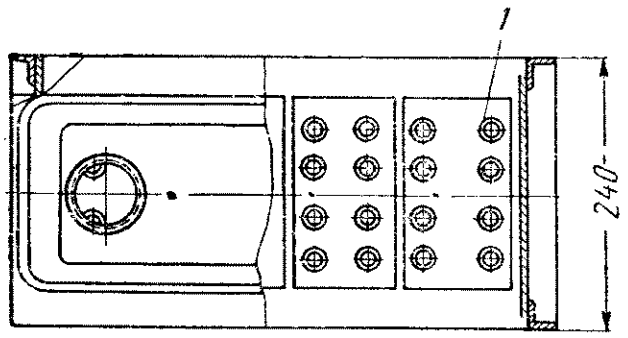


Рис. 62. Стальной пластинчатый калорифер большой модели КФБ.

Пластинчатые калориферы представляют собой систему стальных гладких трубок с ребрами из пластинок, насаженных на трубки. Внутри трубок, ввальцованных или вваренных в стальные трубные диски, соединенные с коллекторами, движется теплоноситель (пар или вода), а снаружи трубки омываются воздухом. Рабочая поверхность трубок, пластин и трубных решеток оцинкована горячим способом.

В соответствии с ГОСТ 7201—62 стальные пластинчатые калориферы выпускаются четырех моделей: большой (Б), средней (С), малой (М) и самой малой (СМ), по 14 номеров каждой модели (№№ 1—14), различающихся по поверхности нагрева. Одинаковые номера калориферов всех моделей имеют разные площади живого сечения для теплоносителя и одинаковые — для воздуха.

Пластинчатые калориферы, в зависимости от характера движения теплоносителя в трубках, выпускаются одноходовыми и многоходовыми. В одноходовых теплоноситель одновременно проходит внутри всех трубок, а во многоходовых — последовательно по группе трубок для увеличения скорости теплоносителя и повышения коэффициента теплопередачи.

Одноходовые калориферы средней модели (КФС) и многоходовые средней модели (КМС) имеют по ходу воздуха три ряда трубок, а большой модели одно- и многоходовые (КФБ и КМБ) — четыре ряда трубок. Пластины — стальные толщиной 0,5 *мм*, расстояние в свету между пластинами 5 *мм*. Поверхность нагрева $F = 7$—$100\ м^2$; коэффициент теплопередачи $k = 11$—$38\ вт/(м^2 \cdot град)$ в зависимости от скорости воздуха и теплоносителя.

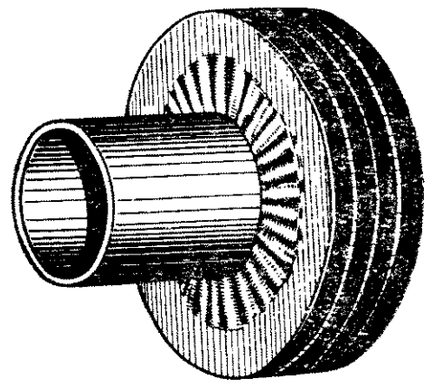


Рис. 63. Оребренная трубка спирально-навивного калорифера.

На рис. 62 представлен одноходовый пластинчатый стальной калорифер большой модели (КФБ). Нагреваемый воздух омывает снаружи четыре ряда трубок *1*, внутри которых движется теплоноситель. Трубки с двух сторон входят в трубные решетки *2* и *3*, соединенные с коллекторами *4* и *5*. Пластины *6* имеют толщину 0,6 *мм*; расстояние между ребрами в свету 5 *мм*; глубина калорифера 240 *мм* нагреваемый воздух омывает снаружи четыре ряда трубок.

Стальные пластинчатые калориферы большой модели выпускаются одноходовые типа СТД-3009В (для пара) и многоходовые типа СТД-3010В (для воды), с плоскими трубками размером 10×75 *мм*. Поверхность нагрева 7—$74\ м^2$. Коэффициент теплопередачи $k = 14$—$43\ вт/(м^2 \cdot град)$.

Одноходовые спирально-навивные калориферы (иначе называемые оребренными) выпускаются средней и большой моделей (КФСО и КФБО). Средняя модель имеет три ряда, а большая — четыре ряда оребренных труб.

Оребрение (рис. 63) создается навивкой на круглые трубки с наружным диаметром $d = 22$ *мм* спиральных ребер диаметром 42 *мм* из стальной ленты шириной 10 *мм* и толщиной 0,4 *мм*; шаг ребер 4 *мм*. В процессе навивки лента гофрируется. В связи с тем, что лента натягивается на трубу в холодном состоянии с большим усилием, образуется хороший контакт между лентой и трубкой, а это в свою очередь обеспечивает повышенные значения коэффициента теплопередачи $k = 15$—$70\ вт/(м^2 \cdot град)$, в зависимости от скорости теплоносителя и воздуха. Поверхность нагрева $F = 10$—$70\ м^2$. Достоинство спирально-навивных калориферов — простота изготовления; недостаток—большое сопротивление потоку воздуха.

Технические данные калориферов различных моделей и конструкций приведены в [8, 12].

Воздуховоды

Для перемещения воздуха в вентиляционных установках применяют воздуховоды круглого или прямоугольного сечения. Воздуховоды круглого сечения имеют меньший периметр при одинаковых площадях сечений и бо́льшую жесткость.

По назначению различают воздуховоды:

для приточно-вытяжных систем общего назначения, изготовляемые, как правило, из листовой стали толщиной 0,51 *мм* и более;

для систем пневматического (воздушного) транспорта, изготовляемые из стали толщиной 1,0 *мм* и более;

для транспортирования горячего воздуха ($t > 100°$ С), изготовляемые из листовой стали толщиной 1—2 *мм*;

для транспортирования воздуха с примесью ядовитых газов, изготовляемые из листовой стали (толщиной от 0,7 *мм*), алюминия, винипласта и прочих материалов, в зависимости от состава газа.

Во избежание засорения воздуховодов аспирационных систем, неизбежного при горизонтальной прокладке, для удаления пыли рекомендуется их располагать с уклоном 45—60°. В воздуховодах, по которым транспортируется влажный воздух, необходимо предусмотреть отвод воды. В одну общую вытяжную систему не следует объединять отсосы пыли и конденсирующихся паров, а также отсосы особо вредных газов с отсосами других вредных выделений.

Для воздуховодов, по которым транспортируется воздух с примесью газов и паров, корродирующих сталь, рекомендуются следующие антикоррозионные покрытия и материалы.

Мастика битуминоль для защиты от действия воздуха, содержащего окислы азота, сернистый газ, пары аммиака, соляной и других кислот при температуре от —20 до 60° С. Ею не следует пользоваться при наличии в воздухе примесей сильных окислителей (хромового ангидрида, тумана крепкой азотной кислоты, а также органических растворителей — бензола, ксилола, уайт-спирита и др.).

Бакелитовые лаки для защиты воздуховодов от действия паров кислот, спирта (метилового и этилового), толуола и бензола; применяются при температуре воздуха до 120° С.

Перхлорвиниловые лаки, грунты и эмали, причем пленка перхлорвинилового лака не воспламеняется, не горит, морозостойка (до —40° С), обладает стойкостью против большинства агрессивных сред (кислых, нейтральных и щелочных) при температурах до 60° С и против действия влаги, но неустойчива против хлорированных углеводородов.

Воздуховоды из пластмасс (фаолита, листового винипласта) изготовляются для перемещения воздуха, загрязненного парами или аэрозолями серной или соляной кислоты, а также парами бензола.

При перемещении пыли ответвления от воздуховодов должны быть присоединены таким образом, чтобы исключить возможность засорения их материалами, транспортируемыми из магистралей.

Для этого их присоединяют к магистрали в горизонтальной плоскости или сверху, избегая применения крестовин. Аналогично должны быть присоединены ответвления к воздуховодам, в которых возможна конденсация влаги. Переходы должны иметь угол раствора в пределах 25—35°, для чего длина перехода должна составлять около двух разностей диаметром перехода, т. е. $2(D-d)$.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЕНТИЛЯЦИИ ОБЪЕКТОВ НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

При добыче, транспортировании и переработке нефти выделяются вредные газы, пары и тепло. Если эти выделения происходят в замкнутом пространстве, например, в насосных и компрессорных, состав воздуха в них изменяется: увеличивается концентрация вредных, а иногда ядовитых газов и паров, повышается его температура и влажность. Все это создает неблагоприятные условия для работы, вредно отражается на самочувствии и здоровье рабочих и в конечном счете отрицательно влияет на производительность труда.

Отсюда и вытекает основная задача вентиляции — поддерживать в помещениях состав воздуха, по своему качеству отвечающий санитарно-гигиеническим требованиям (СН 245-63).

Вначале остановимся на нескольких общих вопросах, имеющих существенное значение для нефтяной и газовой промышленности.

К таким вопросам относятся: пожарная безопасность, места забора воздуха для приточной вентиляции, аэрация производственных помещений, кратность воздухообмена.

Пожарная безопасность

Все производственные здания и сооружения в соответствии со строительными нормами и правилами (СНиП) по степени пожарной опасности делятся на пять категорий — А, Б, В, Г и Д.

К а т е г о р и я А. Производства, в которых применяются или перерабатываются нефть, нефтепродукты и другие жидкости с температурой вспышки паров 28° С и ниже, а также горючие газы, нижний предел взрываемости которых 10% и менее к объему воздуха.

Это производство бензина (авиационного, автомобильного), топлива ТС-1, тракторного керосина, горючих газов при любой температуре окружающей среды, технического изооктана и др.

К а т е г о р и я Б. Производства, в которых применяются или перерабатываются нефть, нефтепродукты и другие жидкости с температурой вспышки паров свыше 28° С (до 120° С включительно), горючие газы, нижний предел взрываемости которых более 10% к объему воздуха, если эти газы в и жидкости используются в количествах, которые могут образовать с воздухом взрывоопасные смеси.

К этой категории относятся производства тракторного лигроина, дизельного топлива (автотракторного, моторного), котельного топлива (флотского мазута, сланцевого масла), топлива Т-1, нефтяного

жидкого дорожного битума, осветительного керосина, бензина-растворителя (уайт-спирита), масел (индустриального для высокоскоростных механизмов, трансмиссионного, автомобильного, приборного, АМГ и др.).

Категория В. Производства, в которых применяются или перерабатываются нефть, нефтепродукты и другие горючие жидкости с температурой вспышки паров свыше 120° С.

Сюда относятся производства солярового и дизельного топлива, нефтяного строительного битума, масел (моторных, индустриальных, турбинных, компрессорных, трансмиссионных), гудрона, парафина, петролатума, смазок всех видов, присадок и др.

Категория Г. Производства, в которых применяются или обрабатываются несгораемые вещества и материалы в горячем (раскаленном) состоянии с выделением лучистого тепла, систематическим выделением искр и пламени, а также производства, в которых сжигаются твердое, жидкое и газообразное топлива.

Категория Д. Производства, в которых обрабатываются негорючие вещества и газы (воздух, инертный газ и др.) в холодном состоянии, и склады этих веществ.

Здания и сооружения категорий А и Б считаются взрывоопасными, а категории В — пожароопасными.

Взрывоопасные помещения категорий А и Б отделяются друг от друга и от некатегорийных помещений герметичными (капитальными) стенами. Каждое категорийное помещение должно обслуживаться самостоятельной приточной и вытяжной вентиляционными системами.

Приточные установки обычно располагают на той же отметке на которой находятся обслуживаемые ими помещения, или ниже их. Это особенно важно при вредных и взрывоопасных выделениях. Если приточная установка расположена выше помещения, то при ее бездействии вследствие самотяги возможно попадание в вентиляционную систему воздуха, загрязненного взрывоопасными газами. Для предупреждения этого опасного явления на воздуховодах в пределах вентиляционной камеры устанавливают автоматические заслонки, перекрывающие канал (воздуховод) при обратном токе воздуха.

Воздухозабор для приточной вентиляции

На технологических установках имеется много аппаратов, расположенных открыто, а не в помещениях (печи, реакторы, регенераторы, колонны, теплообменники, конденсаторы и др., из которых выделяются вредные и ядовитые газы). Одновременно с выделениями технологической аппаратуры атмосферный воздух загрязняется различными вентиляционными выбросами на уровне крыш зданий. В связи с этим большое значение приобретает вопрос о месте забора воздуха.

«Нормативы по промышленной санитарии и технике безопасности при проектировании и строительстве нефтегазоперерабатыва-

ющих заводов» требуют, чтобы воздух для приточной вентиляции забирался на высоте 12—15 *м* от поверхности земли.

В соответствии с этими требованиями воздухоприемные устройства (трубы, шахты) располагаются выше выбросов вытяжной вентиляции.

В настоящее время многие вытяжные установки проектируются с так называемым «факельным» выбросом, т. е. со значительной скоростью выхода воздуха из трубы, что способствует уносу и рассеиванию газов в более высоких слоях атмосферы. Поэтому не исключено, что 12—15-метровая зона над зданием будет загрязнена не менее, чем приземный слой наружного воздуха.

В соответствии с выводами Уфимского научно-исследовательского института гигиены и профзаболеваний (1964 г.) воздухозабор для приточной вентиляции на технологических установках нефтеперерабатывающих заводов можно осуществлять на любой высоте. Воздухоприемные решетки рекомендуется располагать в местах, наиболее удаленных от очагов выделения вредностей, но не ниже 2—2,5 *м* от поверхности земли.

Аэрация производственных помещений

Во многих насосных и компрессорных установках технологическим оборудованием и трубопроводами выделяется избыточное тепло. Наличие избытков тепла способствует созданию внутренних токов воздуха «снизу вверх» и уносу газов и паров в верхнюю зону. Скапливающиеся под потолком легкие газы целесообразнее всего удалять естественным способом через аэрационные фонари, шахты и дефлекторы.

На зданиях насосных первых послевоенных отечественных установок по переработке нефти (АВТ, термический крекинг), построенных на заводах восточных районов страны, аэрационные фонари отсутствовали. Застойная зона под потолком проветривалась в основном через шахты с дефлекторами и верхние фрамуги окон.

Насосные атмосферно-вакуумных трубчаток, термических крекингов и других технологических установок, сооруженные после 1950 г., как правило, были уже оборудованы аэрационными фонарями, устройство которых резко улучшило и оздоровило воздушную среду в производственных помещениях. Таким образом, вентиляция через аэрационные фонари оказалась надежной и достаточно эффективной. Следует только добиваться, чтобы управление открытием и закрытием фонаря производилось дистанционно снизу, а еще лучше непосредственно из операторной.

Кратность воздухообмена

На нефтеперерабатывающих заводах неблагоприятные санитарно-гигиенические условия создаются в результате выделения тепла, газа, паров при утечке жидких нефтепродуктов и разъедающих

веществ (кислот, щелочей, растворителей) и катализаторной пыли, чаще всего алюмосиликатной.

Интенсивность выделений тепла и газов зависит прежде всего от характера технологического процесса, вида технологического оборудования и аппаратуры, рациональной компоновки их, уровня эксплуатационной культуры.

Так, при многочисленных обследованиях газовой среды на заводах Урало-Волжского нефтеносного района выявлено, что воздух наиболее загрязнен газами на установках термического крекинга (по сравнению с установками прямой гонки и каталитического крекинга). Это объясняется тем, что на термическом крекинге нефтепродукты подогреваются до более высоких температур, при более высоком давлении.

Неблагоприятные метеорологические условия на отдельных рабочих местах создаются вследствие неудачного (с точки зрения санитарно-гигиенических норм) размещения технологического оборудования. Например, при двухрядном расположении насосов рабочие условия хуже, чем при однорядном, особенно когда поступление свежего воздуха одностороннее, т. е. когда окна или приточные насадки расположены с одной стороны помещения. В этом случае свежим воздухом хорошо обдуваются рабочие места в первом ряду насосов. Во второй ряд поступает воздух уже частично нагретый и загрязненный.

Таким образом, санитарно-гигиенические условия в производственных помещениях следует улучшать в первую очередь за счет технологических мероприятий, а именно:

устанавливать насосы с герметизированными сальниками, например с торцовыми уплотнениями, с противодавлением в сальниках или применять другие эффективные средства;

устанавливать компрессоры с герметизированными сальниками; при отсутствии таких машин предусматривают отсосы от сальников компрессоров (фонарей) и картеров газомоторов;

централизованно собирать все сбросы от оборудования и аппаратов, от продувки насосов и компрессоров, и перед выпуском в атмосферу очищать.

Только после этого целесообразно приступать к оздоровлению воздушной среды в помещениях путем организации эффективной приточно-вытяжной вентиляции.

Условия выделения вредностей в производственных помещениях нефтяной промышленности многообразны как в количественном, так и в качественном отношении. Характер вредностей, сопутствующих технологическому процессу, почти всегда удается установить. К сожалению, в подавляющем числе случаев мы не может точно определить количество выделяющихся вредностей, а также динамику их выделений по времени.

Количество наружного воздуха, которое необходимо подать, чтобы уменьшить содержание вредного газа в воздухе помещения до пределов, допускаемых санитарными нормами (СН 245-63) следует,

как правило, определять по фактическому выделению вредностей, поступающих в помещение через сальники и другие неплотности в единицу времени.

При отсутствии данных о количестве выделяющихся вредных паров и газов требуемый воздухообмен в помещениях рекомендуется определять на основании табл. 18.

Таблица 18

Кратность воздухообмена в технологических установках нефтяной промышленности

Продукт	При отсутствии сернистых соединений в продукте		При наличии сернистых соединений в продукте	
	холодном	горячем	холодном	горячем
Этиловая жидкость	50	—	—	—
Бензол, эфир, сероуглерод, селективные растворители	18	22	25	28
Дихлорэтан, этилированный бензин	20	24	—	—
Пропан, бутан, крекинг-газ, сырая нефть	10	12	12	13
Естественный нефтяной газ	3	5	10	12
Бензин, лигроин (сырые), ксилол	10	12	12	14
Бензин, лигроин, моторное топливо, мазут, крекинг-остаток, битумы (товарные)	8	10	10	12
Смазочные масла, парафин (при отсутствии растворителей)	4	6	6	8
Серная и соляная кислоты (кроме помещений складов)	8	10	—	—
Серная и соляная кислоты (склады)	3	5	—	—
Растворы щелочи	2	3	8	10

Примечания. 1. Воздухообмен определяют при нормальной высоте промышленного здания, равной 4 *м* от пола.

2. «Горячим» считается продукт, температура которого выше 80° С.

3. Кратность воздухообмена указана для нефтепродуктов с содержанием серы 1—2%.

ВЕНТИЛЯЦИЯ НА НЕФТЕПРОМЫСЛАХ

При открытом способе эксплуатации нефтяных скважин нефть сливают или откачивают из скважины в открытые резервуары, а выделяющийся газ поступает в атмосферу, что является главной причиной ее загрязнения. При этом способе не только создаются тяжелые условия для рабочих и окружающего населения, но и, кроме того, теряется газ, который может быть использован в качестве топлива или сырья для химических производств.

При закрытом способе эксплуатации, когда нефть из скважины поступает в закрытые резервуары, в специальных устройствах — газовых трапах газ отделяется от нефти и по самостоятельным системам труб поступает на очистку, а затем к потребителям. Но и тут различные неплотности в системе способствуют значительному загрязнению атмосферного воздуха.

Обычно большие концентрации газов отмечены в замкнутых пространствах, куда доступ наружного воздуха естественным путем ограничен. Газоопасны все низкие места — ямы, овраги, траншеи, колодцы для отключающих задвижек, канализационные колодцы и др. Здесь возможно не только выделение газа через неплотности во фланцевых соединениях и сальниковых уплотнениях, но и скопление его в результате затекания с территории промысла.



Рис. 64. Схема установки вентиляционного агрегата ВГ-1.

Значительно загрязнен воздух у устьев скважин, не подключенных к газосборной сети, и у устьев бездействующих скважин, если они недостаточно герметично закрыты. Поэтому вентиляцию следует предусматривать и непосредственно у скважин.

Интересно устройство для проветривания затрубного пространства скважин при добыче нефтей, содержащих свободный сероводород, предложенное Е. А. Гельфандом (Всесоюзный научно-исследовательский институт техники безопасности). Чтобы предотвратить поступление в воздух сероводорода во время подземного ремонта скважин, когда устье открыто, автором предложено отсасывать газы из затрубного пространства подвижным вентиляционным агрегатом ВГ-1 (рис. 64) и выпускать их в атмосферу через стояк на расстоянии 10 *м* от места работы. Эффективность такой вентиляции скважин проверялась на ряде промыслов, в частности на Ишимбаевских. При

действии вентиляционного агрегата на месте работы по подземному ремонту концентрация сероводорода не увеличивалась выше нормы.

Передвижными агрегатами следует пользоваться и при обслуживании подземных колодцев. Прежде чем спуститься в такой колодец, его необходимо хорошо проветрить. Для этого в колодец в течение не менее 10 *мин* нагнетают свежий воздух. Необходимо помнить, что работать в колодце можно только в противогазе.

Нефтепромысловые насосные станции перекачивают обычно сырую, не подогретую нефть. Оборудование здесь выделяет незначительное количество тепла. Газы же, как правило, скапливаются в нижней зоне.

Поэтому в таких насосных наибольший эффект дают вентиляционные установки, работающие по следующей схеме: принудительный приток свежего воздуха в рабочую зону, принудительная вытяжка из нижней зоны и естественная — из верхней.

По такой схеме, например, решена вентиляция насосной при нефтесборном резервуаре (рис. 65). Центробежные насосы перекачивают сырую бессернистую нефть. Кратность вентиляционного обмена воздуха в помещении насосной на основании данных табл. 17 принята равной 10.

Помимо насосной *II* приточная вентиляция предусмотрена в операторной *I* и помещении распределительных устройств *III*. В этих помещениях нет источников выделения вредностей. Но здесь имеются искрящие электроаппараты и приборы. И если в эти помещения попадут взрывоопасные газы, может произойти авария. Чтобы избежать этого, в операторной и помещении распредустройств создают избыточное давление (подпор), которое будет препятствовать поступлению взрывоопасных газов из насосной. Подпор создается

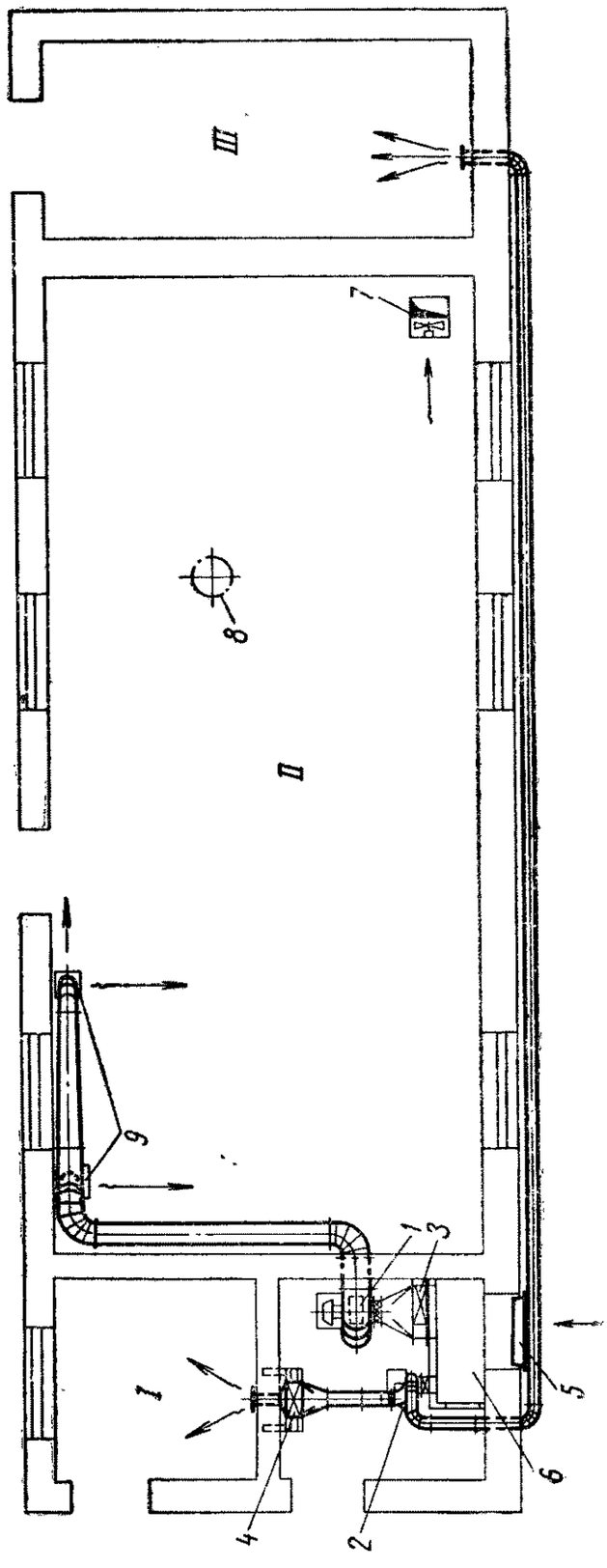


Рис. 65. Вентиляция промысловой насосной.
1 — приточный вентилятор насосной; *2* — приточный вентилятор операторной и распределительных устройств; *3* — калорифер насосной; *4* — калорифер операторной; *5* — воздухоприемная решетка; *6* — приемная камера; *7* — вытяжка из нижней зоны; *8* — дефлектор в перекрытии; *9* — приточный насадок.

механической приточной вентиляцией в объеме пятикратного обмена воздуха.

В вентиляционной камере установлены два приточных агрегата. Один агрегат обслуживает помещение насосной, второй — операторную и распредустройства. Приточные агрегаты работают по следующей схеме.

Наружный воздух через неподвижную жалюзийную решетку *5* поступает сначала в приемную камеру *6*, а затем в калорифер *3*. Из калорифера нагретый воздух засасывается центробежным вентилятором *1*, который затем подает его в рабочую зону насосной. Подача воздуха в помещение производится через приточные насадки *9*.

Агрегат *2* засасывает приточный воздух из той же приемной камеры *6*, после чего по двум самостоятельным воздуховодам нагнетает его в помещение операторной и распредустройств. Перед поступлением в операторную приточный воздух нагревается в калорифере *4*. В помещение распредустройств воздух подается без подогрева.

Вытяжная вентиляция — комбинированная. Из нижней зоны загазованный воздух удаляется механическим способом при помощи вентиляторов во взрывозащищенном исполнении *7*. Верхняя зона помещения проветривается через дефлектор *8*.

Интересна схема вентиляции большой компрессорной станции одного из нефтепромыслов (рис. 66), в которой для отопления использовано отбросное тепло производственного цикла (см. стр. 28). Кратность воздухообмена по газовым вредностям принята равной 5.

Вентиляция основного помещения — компрессорного зала работает по следующей схеме. Свежий воздух подается системой механической приточной вентиляции в рабочую зону, вытяжка — комбинированная, из нижней зоны — механическая. Загазованный воздух через решетки в полу засасывается в подпольные лотки, по которым перемещается к алюминиевым центробежным вентиляторам и дальше выбрасывается наружу. Из верхней зоны помещения вытяжка естественная, через дефлекторы в перекрытии.

На случай внезапного выделения больших количеств газа в помещении предусмотрена аварийная вытяжная вентиляция в объеме 12-кратного воздухообмена, осуществляемая осевыми вентиляторами типа МЦ-6 во взрывозащищенном исполнении. Часть агрегатов аварийной вентиляции установлена в верхних фрамугах окон, и они могут быть использованы для дополнительной вытяжки в летнее время. Воздуховоды приточно-вытяжной вентиляции выполнены из листовой стали толщиной 0,8—1 *мм*.

В остальных вентилируемых помещениях: насосной, регенерации масел и санузле вентиляция только вытяжная, с естественным побуждением. В насосном отделении свежий воздух поступает через жалюзийную решетку в верхней фрамуге окна. Этот воздух нагревается за счет избыточного тепла, выделяемого оборудованием. Отработавший воздух удаляется через шахту с дефлектором.

В помещении регенерации масел вытяжная вентиляция естественная, через шахту с дефлектором. Для более эффективного проветривания нижней и верхней зон предусмотрены два канала, заканчивающиеся общей шахтой у дефлектора.

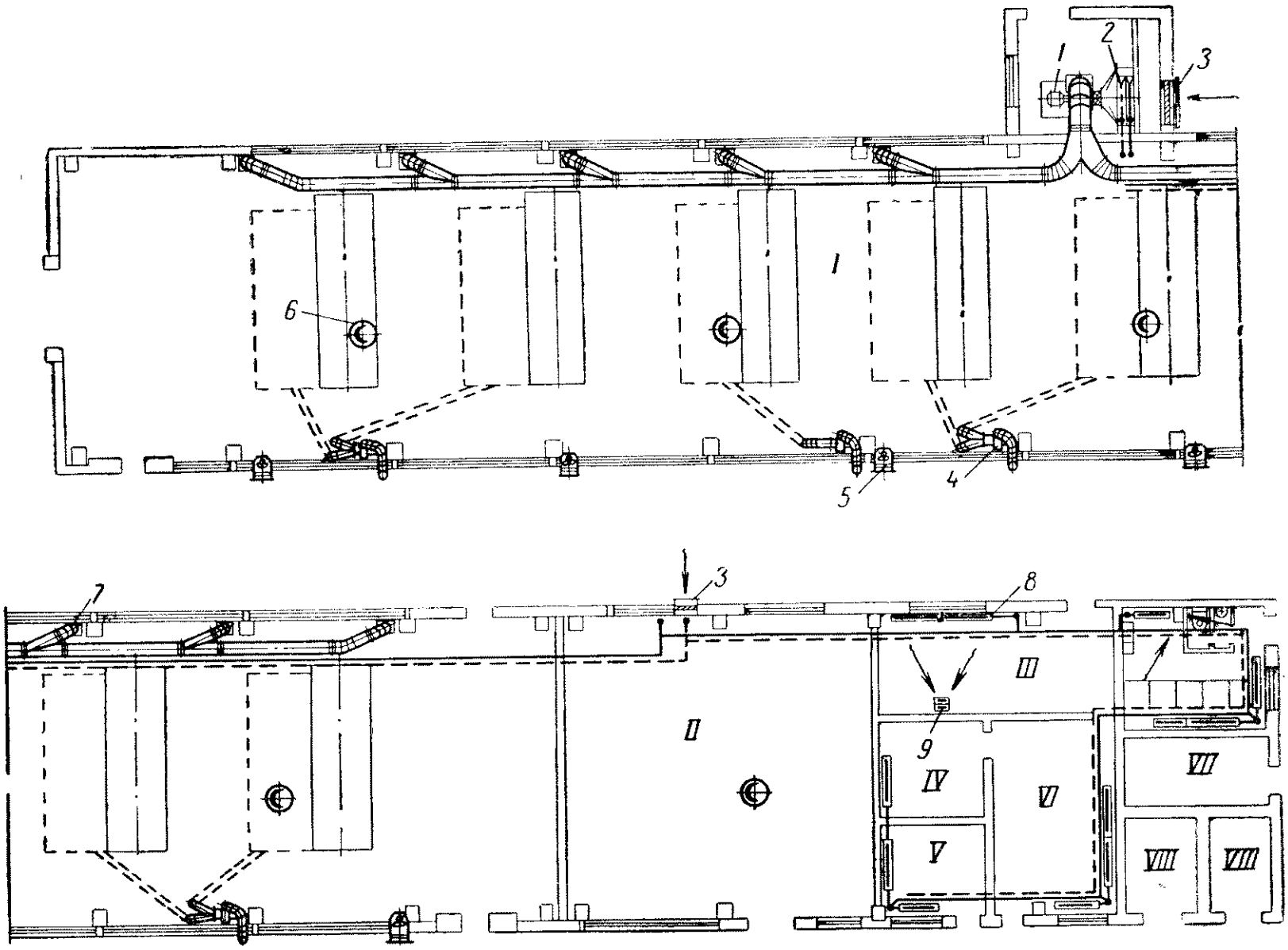


Рис. 66. План отопления и вентиляции компрессорного цеха Шкаповского месторождений в Башкирии.

1 — приточный агрегат; *2* — калориферы; *3* — воздухоприемная решетка; *4* — вытяжной агрегат из лотков; *5* — аварийный вытяжной агрегат; *6* — дефлектор; *7* — приточный насадок; *8* — ребристая труба; *9* — вытяжка из нижней и верхней зон.
I — компрессорный зал; *II* — насосное отделение; *III* — регенерация масел; *IV* — кладовая; *V* — кабинет начальника цеха; *VI* — инструментальная; *VII* — распределительные устройства; *VIII* — трансформаторные пункты.

Вытяжка из санузла предусмотрена в объеме 50 $м^3/ч$ воздуха от одного очка (унитаза).

На рис. 67 показана вентиляция небольшого здания лаборатории, обслуживающей нефтепромысел с количеством эксплуатационных скважин до 50. В здании размещены две лаборатории — нефтяная и промысловая, весовая, мойка с сушильным шкафом и несколько подсобных помещений.

В лаборатории предусмотрена механическая приточно-вытяжная вентиляция. Объем воздуха, удаляемого из помещений, оборудованных лабораторными шкафами, определен по скорости в живом сечении

открытого проема шкафа. Эта скорость принимается равной 0,5—0,7 *м/сек*. В помещении весовой кратность воздухообмена принята равной 4, в моечной — 6. В кабинет заведующего подается приточный воздух для создания там небольшого подпора.

Механическая вытяжная вентиляция предусмотрена только от лабораторных шкафов. Каждый шкаф имеет обособленный вытяжной агрегат, установленный на чердаке. Удаляемый от шкафов

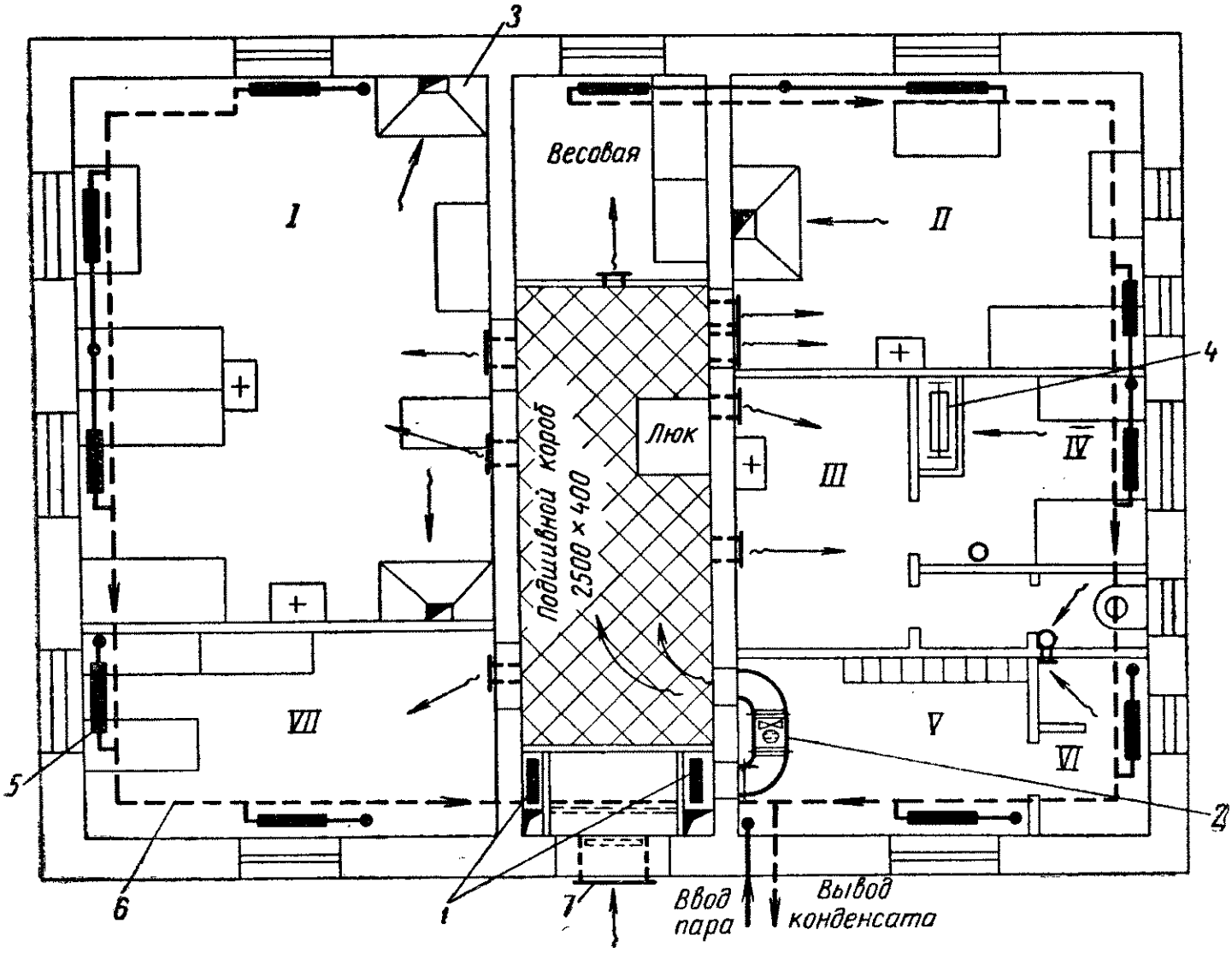


Рис. 67. План отопления и вентиляции нефтепромысловой лаборатории.

1— приточный шкаф; *2* — приточный вентилятор; *3* — вытяжной шкаф; *4* — ребристая труба в сушильном шкафу; *5* — радиатор отопления; *6* — обратная линия отопления; *7* — жалюзийная решетка.
I — нефтяная лаборатория; *II* — промысловая лаборатория; *III* — кубовая; *IV* — мойка; *V* — гардеробная; *VI* — душевая; *VII* — кабинет заведующего лабораторией.

воздух может быть загрязнен парами кислот. Поэтому электродвигатели вытяжных агрегатов вынесены из пределов воздуховода и соединены с вентиляторами на удлиненном валу.

Из остальных вентилируемых помещений вытяжка естественная. Приток свежего воздуха централизованный, при помощи механической вентиляторной тяги. Наружный воздух подогревается в двух вертикальных приточных шкафах, расположенных в тамбуре главного входа в лабораторию.

Нагревательные элементы в приточных шкафах — чугунные радиаторы «Польза» № 6, установленные в два ряда по ходу воздуха. Теплоносителем для нагревательных приборов в шкафах служит пар. Циркуляция приточного воздуха через шкаф и подача

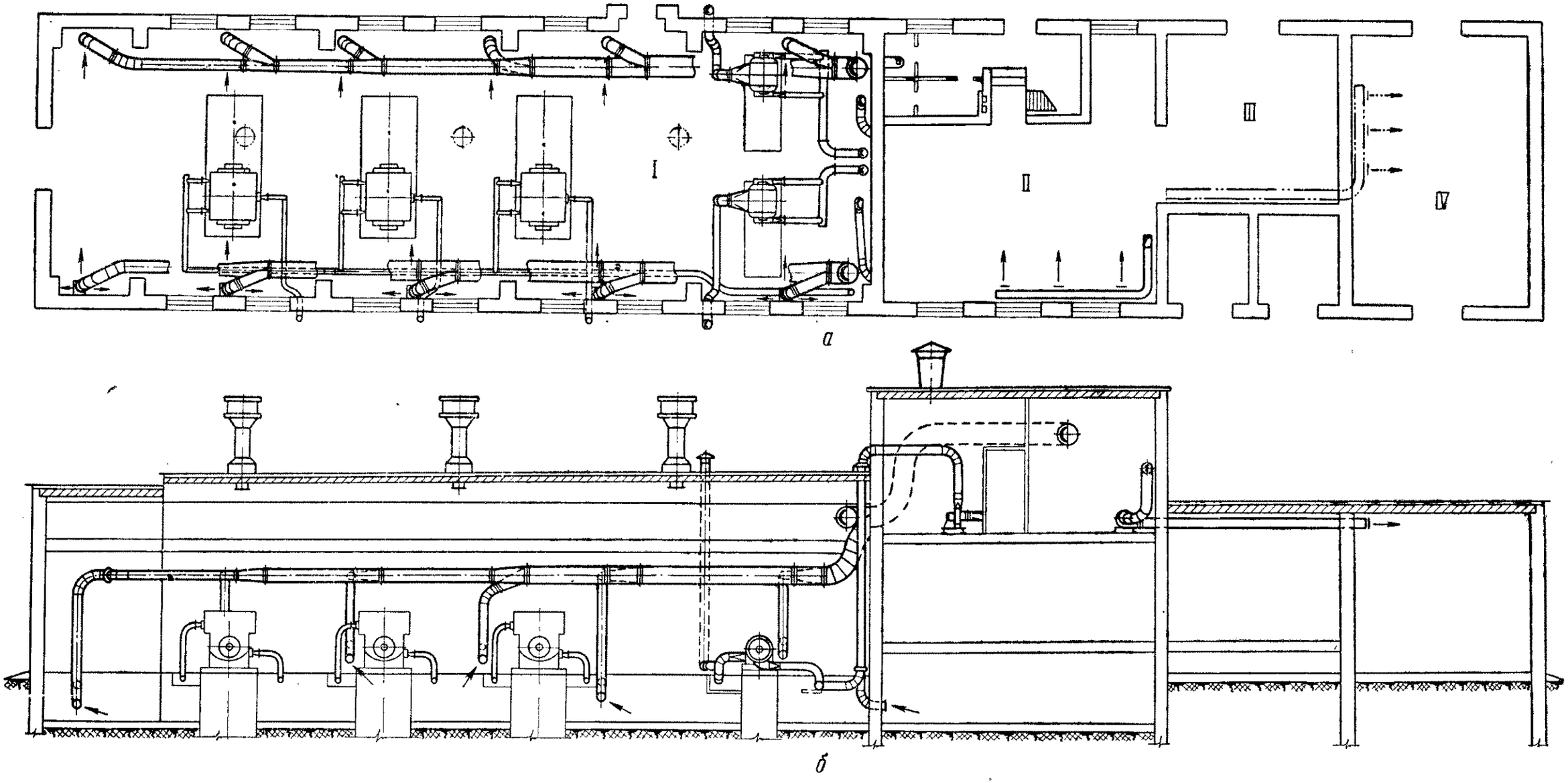


Рис. 68. Приточно-вытяжная вентиляция и обдув электродвигателей головной насосной станции нефтепровода Колтасы — Ишимбай.

а — план; *б* — продольный разрез.

I — насосная; *II* — операторная; *III* — статические конденсаторы; *IV* — распределительные устройства.

его в подшивной короб в коридоре осуществляется осевым вентилятором, установленным под потолком в гардеробной. Из подшивного короба приточный воздух через подвижные жалюзийные решетки поступает в следующие помещения: в нефтяную и промысловую лаборатории и в мойку — 75%, в коридор — 25% Воздух в коридор подают для того, чтобы создать здесь избыточное давление, препятствующее перетоку вредных газов из одного помещения в другое.

ВЕНТИЛЯЦИЯ ЗДАНИЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕ- И ГАЗОПРОВОДОВ

Рассмотрим вентиляцию насосной станции в Колтасах (Башкирия), являющейся типичной перекачивающей станцией на нефтепроводах средней мощности (рис. 68).

В главном производственном помещении установлены три основных и два подпорных насоса, приводимых в движение электродвигателями. Перекачиваемый продукт — сырая сернистая нефть. Для борьбы с вредными выделениями принят 12-кратный обмен воздуха.

Схема вентиляции производственного помещения главной насосной аналогична схеме вентиляции нефтепромысловой насосной. Из нижней зоны помещения загазованный воздух удаляется через разветвленную сеть воздуховодов. Всего предусмотрено шесть вытяжных патрубков.

Свежий приточный воздух поступает в рабочую зону. Для регулирования работы приточной и вытяжной вентиляции при пуске и наладке систем на ответвлениях у патрубков установлены поворотные заслонки.

Помимо гигиенической приточно-вытяжной вентиляции в насосной имеются две самостоятельные системы продувки электродвигателей воздухом. Одна система обслуживает электродвигатели основных насосов, другая — подпорных.

Основные перекачивающие нефтяные насосы имеют электродвигатели типа АТД-1600 мощностью 1600 *квт*, продуваемые, с замкнутым циклом вентиляции, снабженные двумя воздухоохладителями, установленными в верхней части корпуса статора. Охлаждающей средой для воздуха служит вода, циркулирующая по трубам. Вода и воздух движутся противотоком. Необходимая циркуляция воздуха в корпусе электродвигателя создается специальным вентилятором.

Дополнительный расход воздуха на продувку электродвигателей с замкнутым циклом вентиляции определяется утечкой воздуха через неплотности в корпусе электродвигателя. Поэтому в отличие от разомкнутого цикла вентиляции здесь не требуется устройства для регулирования расхода воздуха. Обычно дополнительный расход свежего воздуха для продувки электродвигателя АТД-1600 составляет 0,04—0,06 $м^3/сек$ или 145—220 $м^3/ч$.

Вентилятор электродвигателя рассчитан только на преодоление сопротивлений в корпусе. Поэтому для подачи дополнительного количества свежего воздуха установлен еще внешний вентилятор,

который преодолевает аэродинамическое сопротивление подводящего и отводящего воздуховодов и создает перед электродвигателем избыточное давление воздуха, равное примерно 50—60 *мм вод. ст.* Схема создания избыточного давления воздуха в электродвигателях с замкнутым циклом вентиляции показана на рис. 69.

Подпорные центробежные насосы снабжены электродвигателями обычной серии А-102-6 мощностью 125 *квт*, продуваемыми, с разомкнутым циклом вентиляции. Свежий охлаждающий воздух подводится к двум раструбам подшипниковых щитов, а отводится в центре из корпуса статора. Подпорные насосы также имеют общий агрегат

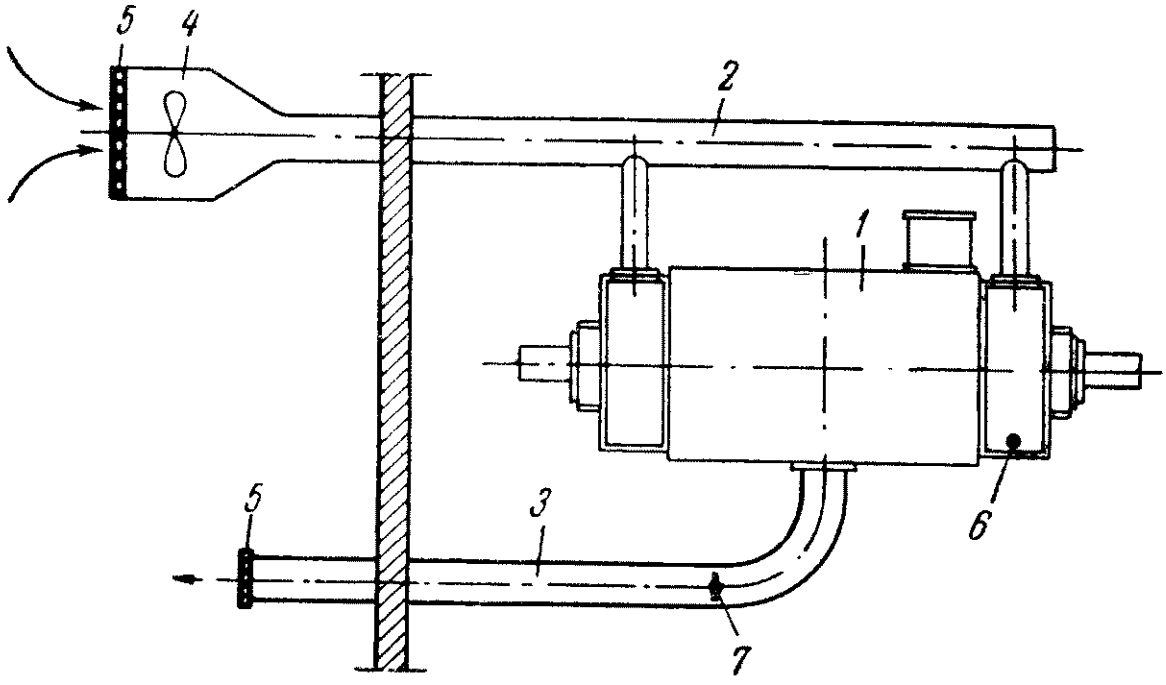


Рис. 69. Схема вентиляции электродвигателей, продуваемых под избыточным давлением с замкнутым циклом.

1 — электродвигатель; *2* — подводящий воздуховод; *3* — отводящий воздуховод; *4* — внешний вентилятор; *5* — защитные сетки; *6* — место присоединения импульсной трубки сигнала падения давления СПДМ; *7* — задвижка на отводящем воздуховоде.

для обдувки. Схема обдувки с разомкнутым циклом вентиляции показана на рис. 70.

Поскольку по техническим условиям приточный воздух для продувки должен иметь температуру не ниже 5° С, обе продувочные системы (для основных и подпорных насосов) в холодное время имеют калориферный подогрев воздуха.

В настоящее время на магистральных нефтепроводах автоматизированы многие насосные станции. Контроль за работой насосов, запорных перекачивающих задвижек и других регулирующих устройств осуществляется по показаниям приборов непосредственно из операторной. В автоматизированных насосных станциях пребывание обслуживающего персонала периодическое, поэтому нет необходимости, чтобы в таких помещениях вентиляция работала постоянно.

На рис. 71 показана одна из перекачивающих насосных станций, в которой автоматизированы вентиляционные установки. При отсутствии в помещении людей вентиляция работает периодически,

причем включение вентиляторов производится автоматически по импульсу от электроконтактного термометра и газоанализаторов, в зависимости от температуры воздуха в помещении и концентрации вредных и взрывоопасных газов и паров в нем. Электроконтактный термометр дает импульс на включение вентиляторов при понижении температуры в помещении до 5° С и выключение их при повышении температуры свыше 18° С. Газоанализаторы дают импульс на включение вентиляторов, если количество газов и паров в воздухе помещения достигнет предельно допустимой концентрации по Санитарным нормам или нижнего предела взрывоопасной концентрации по Пожарным нормам (в зависимости от того, какая из этих величин меньше).

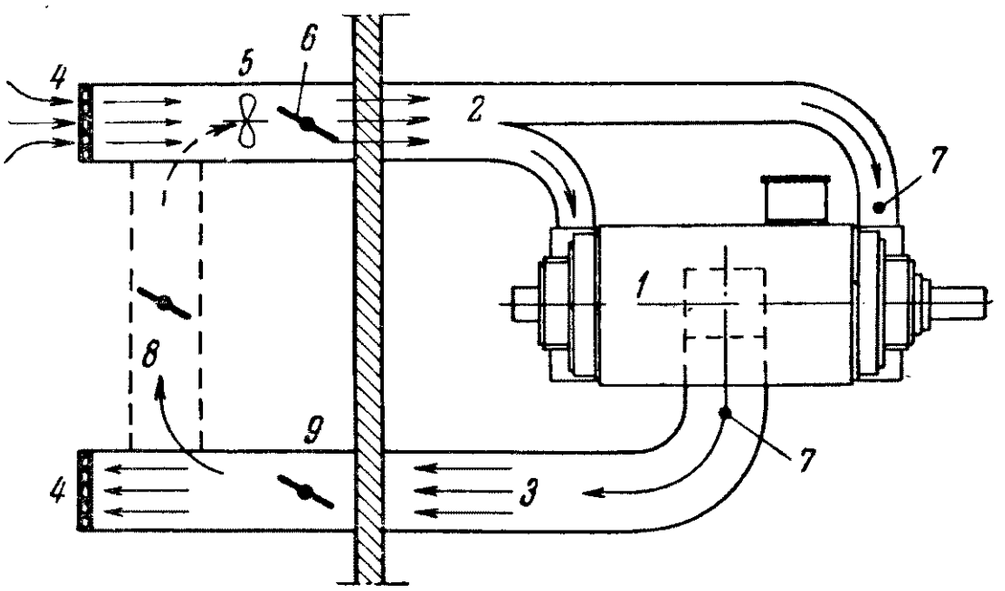


Рис. 70. Схема вентиляции электродвигателей, продуваемых под избыточным давлением с разомкнутым циклом.

1 — электродвигатель; *2* — подводящий воздуховод; *3* — отводящий воздуховод; *4* — защитные сетки; *5* — внешний вентилятор; *6* — регулировка расхода воздуха; *7* — места присоединения импульсных трубок сигнализатора падения давления СПДМ; *8* — рециркуляционный воздуховод; *9* — регулировка избыточного давления.

Если в течение 10 *мин* концентрация не уменьшится, станция автоматически остановится и будет подан сигнал аварии. Места утечек нефти, вызывающие усиленную загазованность воздуха, обнаруживают с помощью переносных газоанализаторов.

При перекачке сырой холодной нефти испаряющиеся газы и пары нефтепродуктов скапливаются преимущественно у пола помещения. Поэтому основной объем вытяжки (около 80%) удаляется механической вентиляцией из нижней зоны, а остальные 20% — естественным путем через дефлекторы из верхней зоны.

В качестве вытяжного воздуховода для принудительной вентиляции используются подпольные каналы для технологических трубопроводов. Загазованный воздух поступает в каналы через решетки в полу насосной и дальше по каналам перемещается к вытяжным вентиляторам.

Принятая схема вентиляции нижней зоны помещения позволяет постоянно проветривать подпольные лотки, в которых наиболее вероятно накопление углеводородных газов.

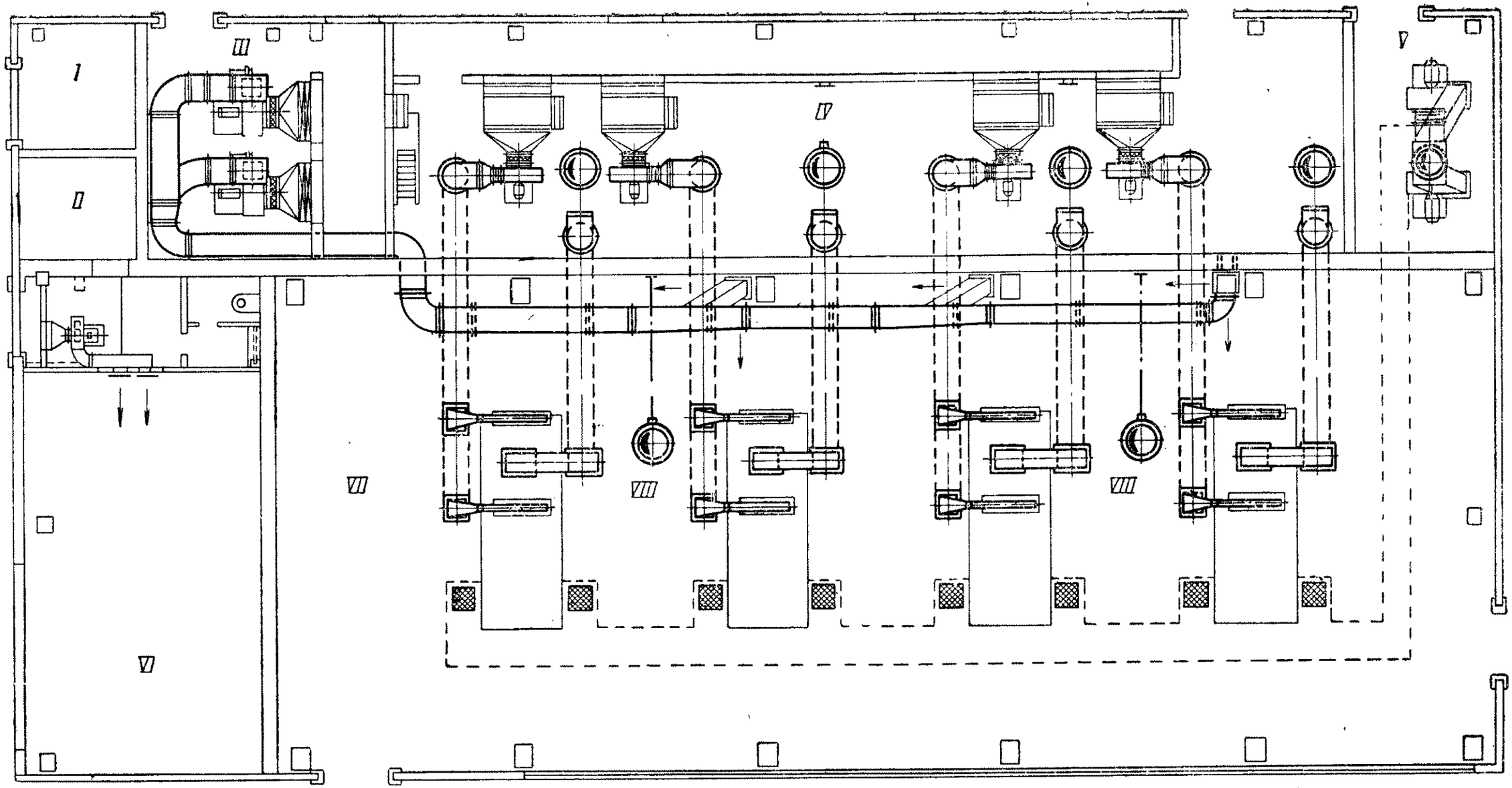


Рис. 71. План вентиляции и воздушного охлаждения электродвигателей перекачивающей насосной станции магистрального нефтепровода.

I — трансформаторная; *II* — щитовая; *III* — приточная камера; *IV* — камера воздушного охлаждения; *V* — вытяжная камера; *VI* — операторная; *VII* — насосный зал; *VIII* — дефлектор.

В соответствии с действующими «Правилами и нормами техники безопасности и промсанитарии для взрывоопасных производств» Госгортехнадзора, для вытяжных систем, обслуживающих взрывоопасные производства (перекачивающая насосная относится к категории А), к основному вытяжному агрегату необходимо устанавливать резервный вентилятор, что в данном случае и предусмотрено.

Компенсация принудительной и естественной вытяжки осуществляется подачей в рабочую зону свежего приточного воздуха. В холодное время года для притока используется нагретый воздух из системы воздушного охлаждения электродвигателей, который в зависимости от наружной температуры подается без дополнительного подогрева или предварительно подогревается в калориферах.

Воздушное охлаждение электродвигателей

В насосной (см. рис. 71) установлены четыре магистральных центробежных насоса с электродвигателями типа АРП-2000, которые требуют постоянного воздушного охлаждения. В соответствии с инструкцией завода-изготовителя необходимо соблюдать следующие основные требования при эксплуатации этих электродвигателей во взрывоопасных помещениях:

корпус электродвигателя и воздуховоды системы обдувки в пределах помещения должны находиться под избыточным давлением, во избежание попадания в них взрывоопасных газов и паров из помещения; избыточное давление в корпусе должно быть не менее 60 *мм вод. ст.*, а в воздуховодах — 25 *мм вод. ст.*;

перед включением в работу каждый электродвигатель должен быть продут чистым воздухом в течение 2—3 *мин*;

температура воздуха, поступающего в электродвигатель, должна быть не ниже 5° С и не выше 40° С.;

воздух, забираемый снаружи и поступающий в электродвигатель, должен быть чистым, для чего его следует очистить в масляном фильтре;

расход воздуха на охлаждение одного электродвигателя равен 4,0 $м^3/сек$;

давление, необходимое для прохода охлаждающего воздуха через электродвигатель, создается вентиляторами, имеющимися на валу электродвигателя; давление, необходимое для преодоления сопротивления воздуховодов системы воздушного охлаждения, должно создаваться внешним агрегатом системы охлаждения;

воздуховоды, которые подводят охлаждающий воздух к фланцам раструбов подшипниковых щитов и отводят воздух из корпуса статора, должны быть выполнены из несгораемых материалов и иметь механически прочную и газоплотную конструкцию;

устройство для регулирования расхода воздуха рекомендуется размещать на подводящем, а устройство для регулирования избыточного давления на отводящем воздуховоде; оба устанавливаются за пределами взрывоопасного помещения (см. рис. 70).

В специальном помещении — камере воздушного охлаждения установлены четыре обдувочных агрегата, по одному на каждый обдуваемый электродвигатель. Агрегат состоит из центробежного вентилятора с электродвигателем на одном валу и масляного самоочищающегося фильтра.

В холодное время года, при температурах наружного воздуха ниже 10° С, нагретый воздух из системы воздушного охлаждения используется для отопления и вентиляции насосного зала и камеры воздушного охлаждения. Система воздуховодов обеспечивает работу по обдуву и охлаждению электродвигателей при следующих режимах:

предварительная продувка электродвигателей перед первоначальным пуском насосной производится агрегатами воздушного охлаждения. Воздух при этом забирается снаружи, пропускается через масляные самоочищающиеся фильтры и вентиляторами воздушного охлаждения нагнетается в корпуса электродвигателей АРП-2000 мощностью 2000 *квт*; нагретый воздух из корпуса электродвигателя по подпольному воздуховоду поступает в помещение камеры охлаждения, откуда через дефлекторы удаляется наружу;

при установившемся режиме работы при температурах наружного воздуха выше 10° С нагретый воздух также поступает в камеру воздушного охлаждения, а оттуда наружу;

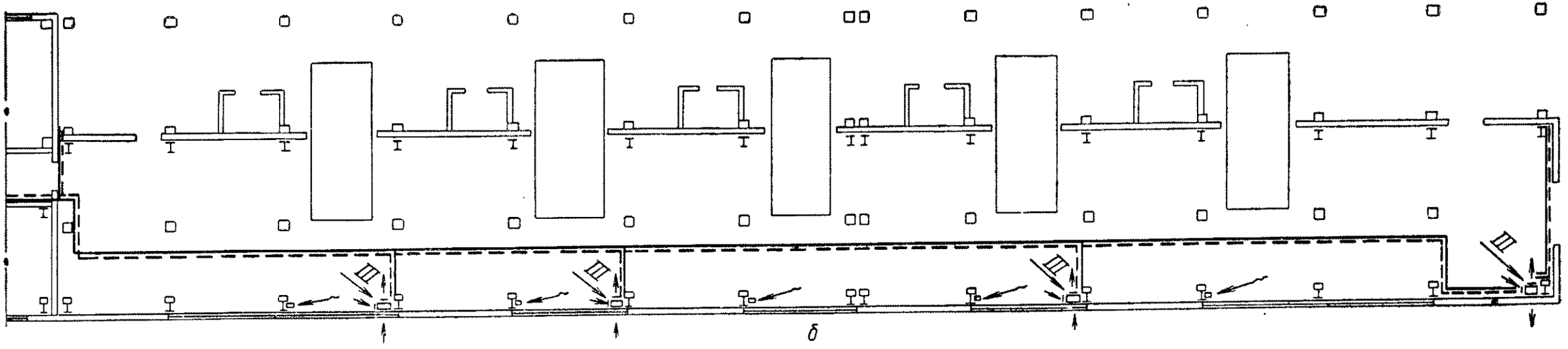
при температурах наружного воздуха ниже 10° С часть нагретого воздуха забирается из камеры воздушного охлаждения и агрегатом приточной вентиляции подается в насосный зал; избыток нагретого воздуха из камеры охлаждения удаляется наружу; при температурах наружного воздуха ниже 5° С нагретый воздух расходуется также на подогрев охлаждающего воздуха до 5° С за счет рециркуляции. Количество рециркуляционного воздуха регулируется автоматически.

Газокомпрессорная станция

В отличие от насосных, газокомпрессорные станции магистральных газопроводов — это большие здания, превышающие нередко 100 тыс. $м^3$. На рис. 72 показана одна из компрессорных станций на газопроводе Ставрополь — Москва. В здании два основных производственных помещения: машинный зал, в котором размещены электродвигатели и ртутные выпрямители, и отделение газовых нагнетателей (компрессоров).

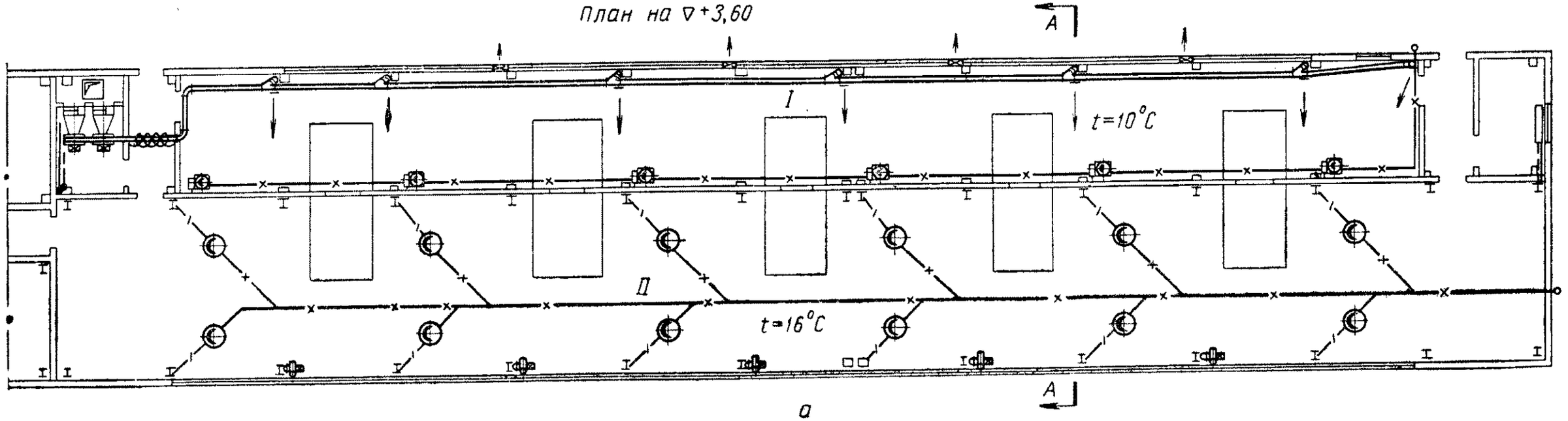
В машинном зале запроектирована принудительная приточно-вытяжная вентиляция. Кратность воздухообмена по вытяжке равна 4, по притоку — 3. Преобладание вытяжки над притоком позволяет избежать перетока воздуха, в котором могут присутствовать пары ртути, из машинного зала в соседние помещения. Из нижней зоны помещения удаляются две трети вытяжки центробежными вентиляторами, из верхней — естественным способом через шахты с дефлекторами одна треть вытяжки. Свежий приточный воздух нагнетается отопительно-вентиляционными агрегатами, установленными на

План на ▽ ± 0,00



б

План на ▽ +3,60



а

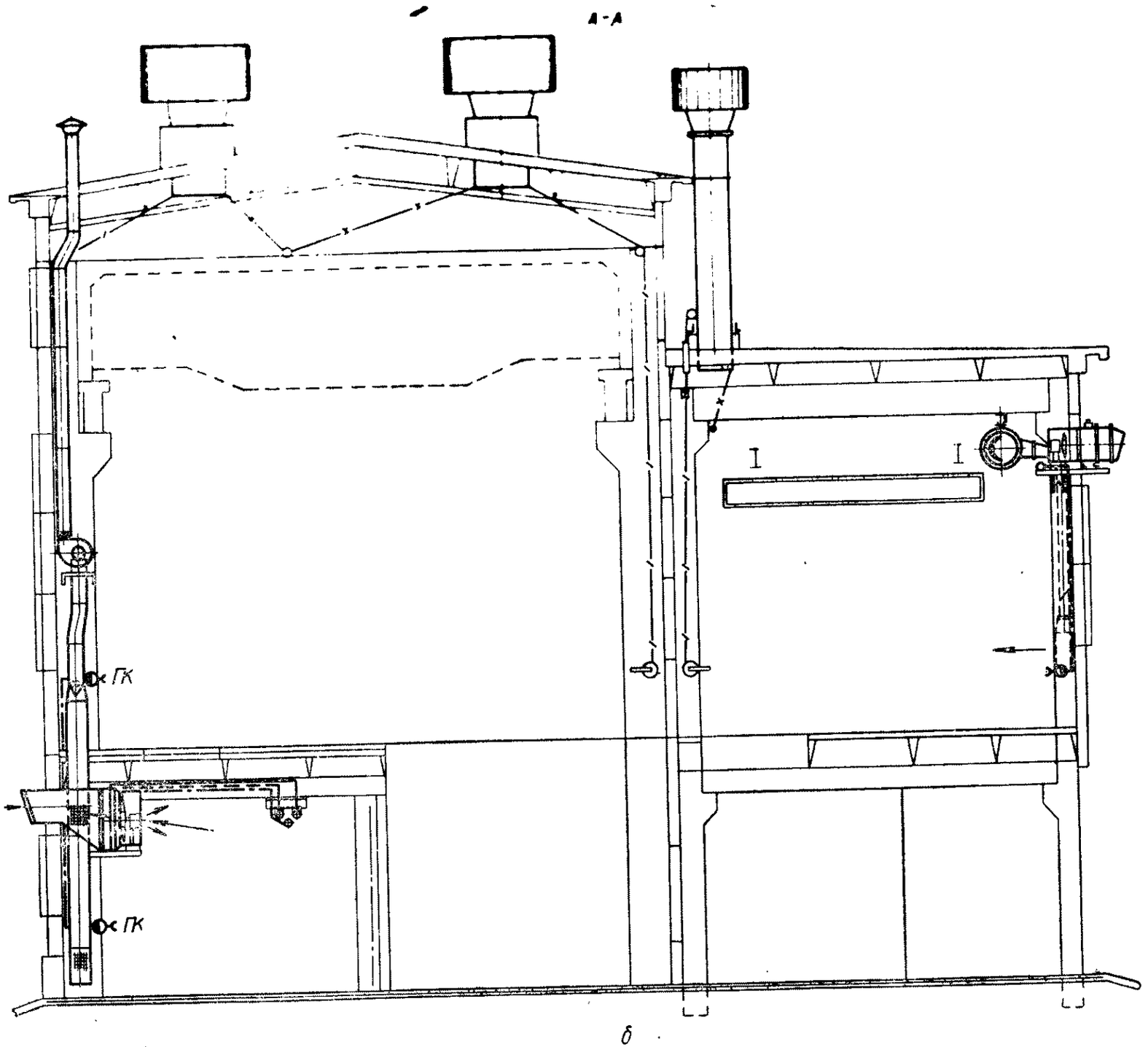


Рис. 72. Отопление и вентиляция машинного зала и отделения нагнетателей компрессорного цеха магистрального газопровода.

а — план; *б* — разрез.
I — отделение нагнетателей; *II* — машинный зал; *III* — рециркуляция.

отметке +3,0 *м* от пола. В летнее время воздухообмен осуществляется за счет аэрации через окна и шахты с дефлекторами.

Для сбора влаги, образующейся на стенках дефлекторов в зимнее время, предусмотрены трубки $d = 25$ *мм*, по которым влага отводится в канализацию.

В помещении нагнетателей для борьбы с газами, которые просачиваются через неплотности во фланцевых и других соединениях, принят 3-кратный воздухообмен. Приточно-вытяжная вентиляция здесь работает по такой же схеме, как и в машинном зале.

На случай внезапного выброса большого количества газа имеется аварийная вытяжка в объеме 8-кратного воздухообмена. Основная и аварийная системы вытяжной вентиляции в сумме дают 11-кратный воздухообмен. Аварийные вентиляционные установки снабжены герметическими клапанами, которые открываются автоматически.

Газокомпрессорные станции с газотурбинными двигателями

Во время работы машин газокомпрессорных станций воздух в помещении нагревается за счет тепловыделений от компрессоров и газотурбинных двигателей, а также насыщается вредными газами, парами масла, продуктами сгорания и природным газом, перекачиваемым центробежными нагнетателями.

Тепловыделения в помещение зависят от типа газотурбинных установок. Практически величина тепловыделения колеблется от 125 000 до 250 000 *ккал/ч* (150 — 300 *квт*) на каждую установку.

Значительные тепловыделения и загрязнение воздуха в цехе вредно отражается на здоровье обслуживающего персонала и ведет к быстрой утомляемости. Чтобы уменьшить избытки тепла в помещении теплоизлучающие поверхности оборудования и трубопроводов покрывают тепловой изоляцией.

Борьба с загрязнением воздуха в газокомпрессорном цехе ведется прежде всего путем применения ряда технологических и конструктивных решений, к которым можно отнести:

отвод паров масла в атмосферу через свечи из корпусов подшипников, редуктора и других узлов установки;

устройство местного отсоса горячего воздуха, скапливающегося в кожухах машины, и удаление его в атмосферу;

отвод в атмосферу через свечи утечек перекачиваемого природного газа;

создание системы приточно-вытяжной вентиляции;

в случае необходимости проектируется установка для кондиционирования воздуха.

Чтобы предотвратить чрезмерную концентрацию газовых вредностей в отделении центробежных нагнетателей, предусматривается автоматическое включение вытяжной вентиляции, если загазован-

ность помещения составляет $^1/_5$ от нижнего предела взрываемости [1]. Для этого сигнализирующие устройства блокируются с аварийными вентиляционными установками.

Для повышения эффективности отвода утечек газа через свечи применяют эжекторы.

Кратность воздухообмена обычно принимают: для зимнего времени *3*, для летнего от 6 до 10.

На компрессорных станциях, расположенных на магистральных газопроводах Бухара — Урал и Газли — Каган — Ташкент в системах приточной вентиляции предусмотрено кондиционирование воздуха. В качестве установок для кондиционирования приняты типовые секции Кд-60 и Кд-80 Харьковского завода кондиционеров.

Установки кондиционирования поддерживают заданные температуры и влажность воздуха в помещении. Состоят они обычно из воздухоприемного устройства, масляного самоочищающегося фильтра, камеры орошения, смесительной камеры, секции подогрева (калориферной) и других вспомогательных устройств.

Воздух, прошедший масляный фильтр, поступает затем в камеру орошения, где его охлаждают и увлажняют. После камеры орошения, если требуется, воздух подогревают. Промывка и охлаждение воздуха осуществляется водой, разбрызгиваемой форсунками.

Для регулирования подачи воздуха в помещение цеха служат специальные жалюзийные поворотные пластины.

ВЕНТИЛЯЦИЯ НЕФТЕБАЗ

Наиболее характерное производственное помещение на нефтебазе — наливная насосная, оснащенная средствами автоматизации и контрольно-измерительными приборами. Вентиляция в здании — приточно-вытяжная принудительная. Часть насосов перекачивает этилированный бензин, пары которого весьма ядовиты. Улавливают их в очаге наибольшего выделения — от сальников насосов местными отсосами (рис. 73).

Скорость подсоса воздуха в сечении зонта-воронки принимается равной 4 *м/сек*. В остальном схема вентиляции аналогична схемам других насосных.

Лаборатория нефтебазы сблокирована в одном здании с помещением, где проводятся товаро-транспортные операции, и комнатами рабочих-сливщиков (рис. 74). В основных производственных помещениях лаборатории — принудительная приточно-вытяжная вентиляция. Объем вентиляционного воздуха в комнате анализов и мойке лабораторной посуды определен по скорости воздуха в рабочем сечении лабораторного шкафа, равной примерно 1 *м/сек*. Кроме принудительной, в этих помещениях имеется естественная вытяжка

---

[1] См. «Нормы и технические условия при строительном проектировании магистральных газопроводов», Госстрой СССР, 1960.

через шахты с дефлекторами в объеме 2-кратного воздухообмена. Действует она в нерабочее время.

Воздух из шкафов отсасывается центробежным вентилятором во взрывозащищенном исполнении. Большая часть — 75% приточного воздуха поступает в производственные помещения, остальные 25% — во вспомогательные (кабинет заведующего, весовую, коридор), чтобы создать в них избыточное давление, препятствующее перетоку вредных газов из одного помещения в другое. Приточный агрегат (вентилятор и электродвигатель) принят в обычном исполнении.

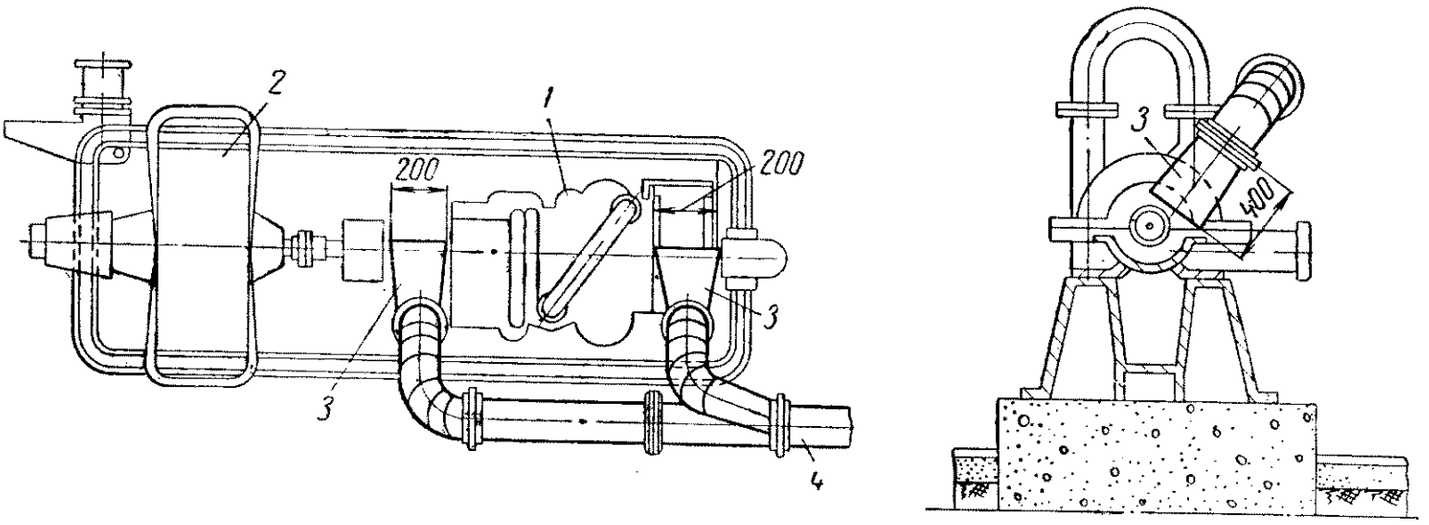


Рис. 73. Местные отсосы от сальников насоса.

1 — насос; *2* — электродвигатель; *3* — воздухоприемник; *4* — отсасывающий воздуховод.

В остальных помещениях вентиляция только вытяжная с естественной тягой. Кратность воздухообмена в них следующая:

Помещение сливщиков, комнаты для товарно-транспортных операций	1,5
Курительная	10
Газогенераторная	5
Санузел	5

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ЗАВОДОВ

Для борьбы с загрязнением атмосферного воздуха газообразными отходами нефтеперерабатывающей промышленности следует в первую очередь принимать меры по герметизации технологического оборудования и трубопроводов. Большое значение имеет и очистка нефтяного газа от сероводорода — компонента, обладающего способность вызывать коррозию, которая ведет к нарушению герметичности коммуникаций и постоянной утечке газа в различных местах газопроводящей сети.

Вредные газовыделения на нефтеперерабатывающих заводах можно разделить на следующие основные категории.

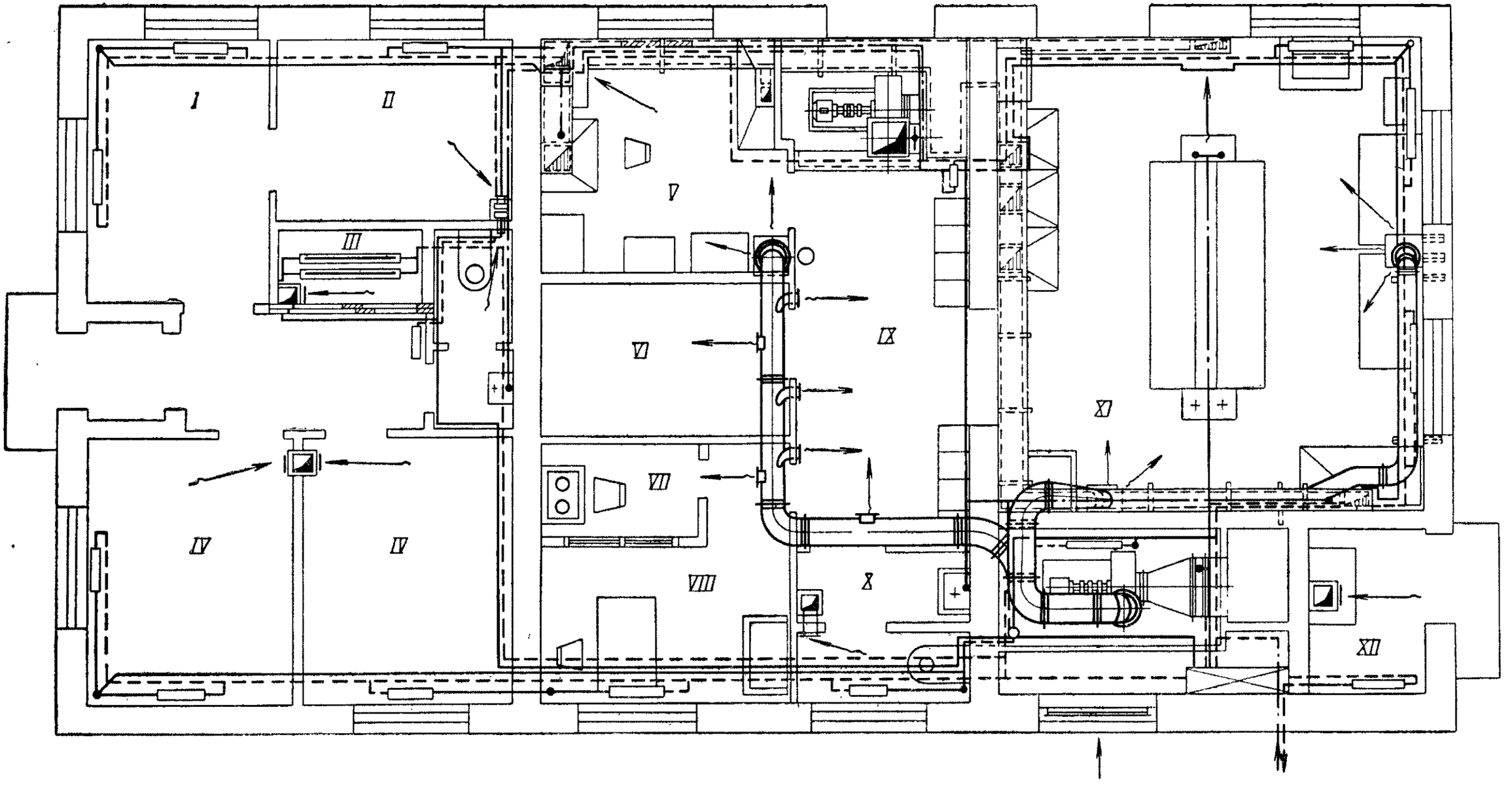


Рис. 74. План отопления и вентиляции лаборатории.

I — комната сливщиков; *II* — курительная комната; *III* — сушилка; *IV* — комната для товарно-транспортных операций; *V* — мойка и прием проб; *VI* — склад посуды и реактивов; *VII* — весовая; *VIII* — кабинет заведующего лабораторией; *IX* — коридор; *X* — санузел; *XI* — комната анализов; *XII* — газогенераторная.

Продукты сгорания: дымовые газы технологических процессов; газы, сжигаемые на факеле.

Углеводородные газы: из резервуаров; из предохранительных клапанов; из канализационных систем и нефтеловушек.

Дурно пахнущие сернистые соединения: из сточных вод каталитического крекинга и приемников конденсата атмосферно-вакуумной перегонки; из отходящих газов очистки бензина от меркаптанов.

Пыль или аэрозоли: дымовые газы из регенератора каталитического крекинга; газы с установки производства окисленных битумов.

Хотя на нефтеперерабатывающих заводах улучшается герметизация оборудования и повышена эксплуатационная культура, вредные газы здесь выделяются все еще в значительных количествах. Поэтому вентиляции на заводах придается большое значение.

Ниже приводится описание вентиляционных устройств на некоторых технологических установках.

АВТ масляная

На территории установки размещено большое каменное здание технологической насосной, в состав которого входят три производственных помещения: «горячие» *II* и *III* насосные [1] № 1 и № 2 и «холодная» *V* насосная. Помимо производственных в здании имеются несколько вспомогательных помещений — для контрольно-измерительных приборов *VI*, распределительных устройств *I*, электропусковой аппаратуры *IV*, санузел *VII*, вентиляционная камера и др. (рис. 75).

Установка АВТ относительно старая; на ней применены паровые и центробежные насосы с недостаточно герметизированными сальниками. Перерабатываемое на участке сырье — сернистая нефть. С учетом характера перерабатываемого нефтепродукта и его температуры в насосной предусмотрена принудительная приточно-вытяжная вентиляция. Кратность воздухообмена для борьбы с газовыми вредностями принята равной 14.

Во всех трех насосных, помимо газов и паров, выделяется еще большое количество избыточного тепла от оборудования и трубопроводов. Удельная теплонапряженность, т. е. поток тепла, приходящегося на 1 $м^3$ объема помещения, характеризуется следующими величинами:

«Горячая» насосная № 1 . . .	107 *ккал/(ч·м³)* или 124 *вт/м³*
«Горячая» насосная № 2 . . .	67 *ккал/(ч·м³)* или 78 *вт/м³*
«Холодная» насосная . . .	63 *ккал/(ч·м³)* или 73 *вт/м³*

[1] «Горячей» принято считать насосную, в которой перекачиваются нефтепродукты с температурой выше 100° С.

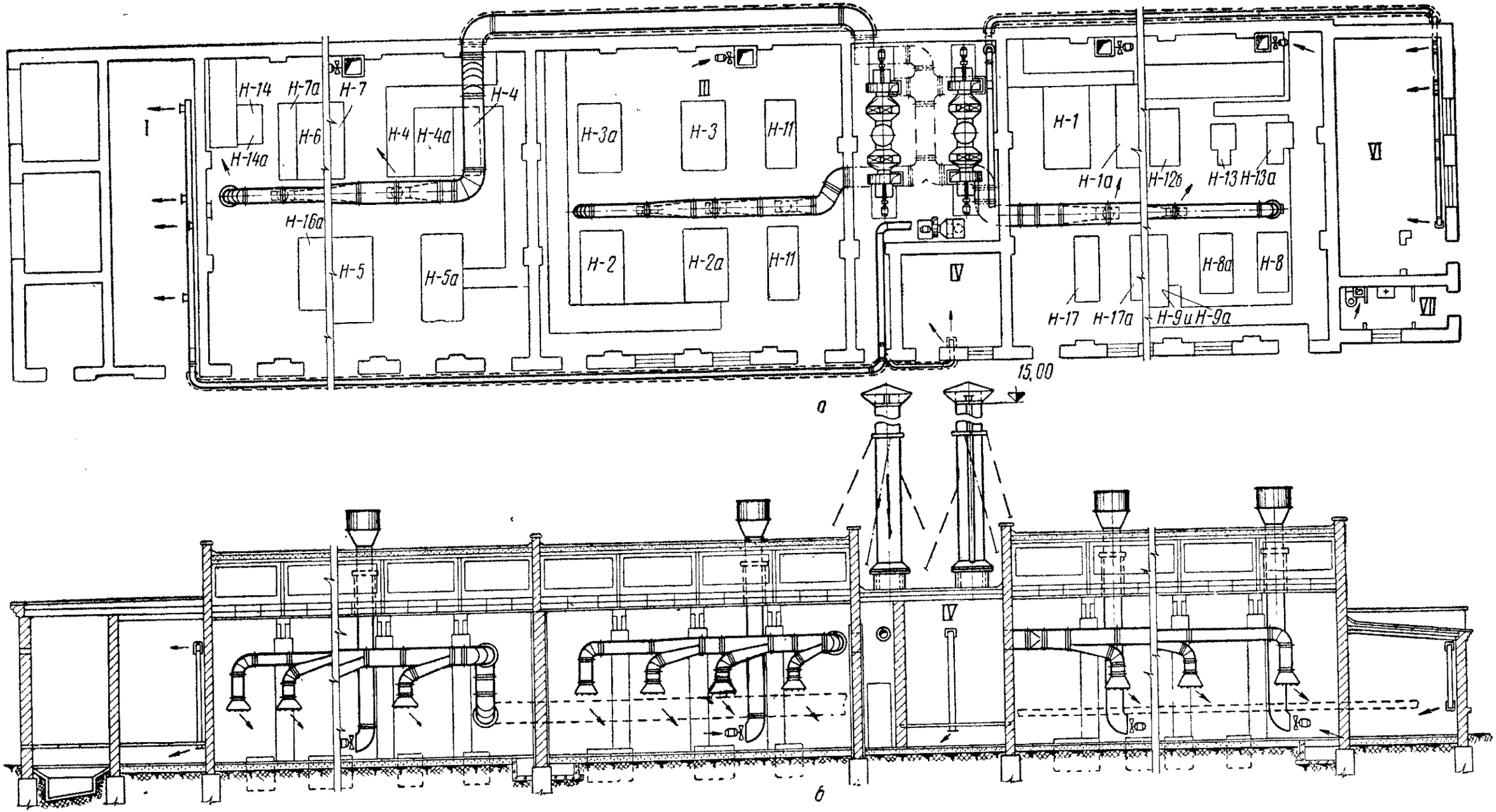


Рис. 75. Вентиляция технологической насосной атмосферно-вакуумной трубчатки.

а — план; *б* — продольный разрез.

Наличие избыточных тепловыделений способствует образованию вертикальных конвективных токов, в верхнюю зону помещения направляется не только тепло, но и легкие углеводородные газы, которые затем удаляются через шахты с дефлекторами или аэрационные фонари.

Тяжелые углеводороды скапливаются обычно в нижней зоне — у пола, в лотках, извлечь их отсюда можно только принудительной вытяжкой. Схема вытяжной вентиляции во всех насосных однотипная. Две трети загрязненного воздуха удаляется из верхней зоны через фонарь и одна треть из нижней — осевыми вентиляторами во взрывозащищенном исполнении. Воздух, удаляемый вытяжными агрегатами, выбрасывается в атмосферу на уровне 2 *м* над крышей.

Система приточной вентиляции — механическая, рассредоточенная. Наружный воздух, прежде чем попасть в насосные, нагревается в пластинчатых калориферах. Для подачи притока воздуха в рабочую зону помещения на вертикальных патрубках установлены воздухораздаточные насадки с подвижными лопатками системы Батурина. Каждое насосное помещение обслуживается самостоятельной приточной системой с однотипным вентиляционным оборудованием (вентилятор, электродвигатель, калорифер). Поскольку приточные агрегаты насосных работают непрерывно, для них предусмотрен общий резервный агрегат.

Помещение «горячей» насосной № 1 отделено от приточной вентиляционной камеры помещением «горячей» насосной № 2. По действующим Пожарным нормам транзитная прокладка вентиляционных воздуховодов через взрывоопасные помещения категории А не допускается. Поэтому воздуховод приточной вентиляции для насосной № 1 проложен вне помещения, вдоль наружной стены здания. Для предохранения от охлаждения приточного воздуха наружная поверхность вентиляционного воздуховода изолирована.

Свежий воздух для приточных систем забирается на высоте 15 *м* от поверхности земли. Конструктивно воздухозабор выполнен в виде двух вертикальных металлических труб, по одной трубе на два приточных агрегата. Во избежание перетока воздуха из одной системы в другую воздухообменные трубы разделены вертикальной перегородкой на две равные части.

Воздухозаборные трубы установлены на бетонном фундаменте и закреплены анкерными болтами. В свою очередь болтовые крепления усилены растяжками, которые частично прикреплены к стенам здания, а частично углублены в землю.

В воздушной среде насосных содержатся сернистые соединения, вызывающие коррозию металлических частей вентиляционных систем, особенно воздуховодов. Чтобы предотвратить быстрый износ и тем самым продлить «жизнь» воздуховодам, последние изготовляют из листовой оцинкованной стали.

В помещениях распределительных устройств, электропусковой аппаратуры и операторной отсутствуют источники, выделяющие вред-

ные газы и пары. Но взрывоопасные газы могут попасть сюда из насосной через поры и другие неплотности в разделяющих стенах. Для предотвращения этого в электропомещениях и операторной предусмотрена подача приточного воздуха в 5-кратном объеме, создающего избыточное давление (подпор).

Каталитический риформинг

Наиболее мощная вентиляция на установке предусмотрена в здании компрессорного отделения: в машинном зале установлены четыре основных компрессорных агрегата мощностью по 840 *квт* и два дожимных мощностью по 320 *квт*. Основные и дожимные компрессоры подвергают сжатию газ, состоящий на 90% из водорода, остальные 10% составляют аммиак, этан, пропан, бутан, а также следы сероводорода. По степени пожарной опасности помещение относится к категории А. Кратность воздухообмена в машинном зале принята равной 10.

Схема и конструктивное оформление вентиляции компрессорного отделения мало чем отличается от схем вентиляции уже рассмотренных ранее производственных помещений.

На территории установки каталитического риформинга расположены три отдельно стоящие будки КИП, в которых размещены счетные самопишущие приборы для учета расхода пара, пускового и инертного газа, а также газа, уходящего с установки. Вентиляция будки — приточно-вытяжная, с естественным побуждением. Свежий воздух поступает в помещение через приточный шкаф с подогревом радиаторами, загрязненный — удаляется через шахту с дефлектором. Требуемая по условиям пожарной безопасности кратность обмена воздуха в будке n определяется по формуле

$$n = \frac{1104}{mV\sqrt{\rho}}, \qquad (32)$$

где m — нижний предел взрываемости газа в % по объему;
V — объем помещения в $м^3$;
ρ — плотность газа или газовой смеси в $кг/м^3$.

В нашем случае при объеме помещения, равном 44 $м^3$, и плотности нефтяного газа $\rho = 1$ $кг/м^3$ кратность воздухообмена составит

$$n = \frac{1104}{3{,}2 \cdot 44\sqrt{1}} \approx 8.$$

Обдув электродвигателей

Учитывая режим работы компрессоров, а также требования к эксплуатации их на установке каталитического риформинга, схему обдува принимают индивидуальной. Каждый электродвигатель компрессорной машины оборудуют самостоятельным обдувочным агрегатом, состоящим из центробежного алюминиевого вентилятора,

взрывозащищенного электродвигателя и рамных масляных фильтров (рис. 76).

Обдувочный агрегат работает по следующей схеме: наружный воздух засасывается через жалюзийную решетку, очищается от пыли в масляных фильтрах, после чего нагнетается в корпус электродвигателя. Отработавший воздух после обдувки выбрасывается наружу.

Для холодного времени года предусмотрена возможность осуществления рециркуляции. При помощи специального перекидного

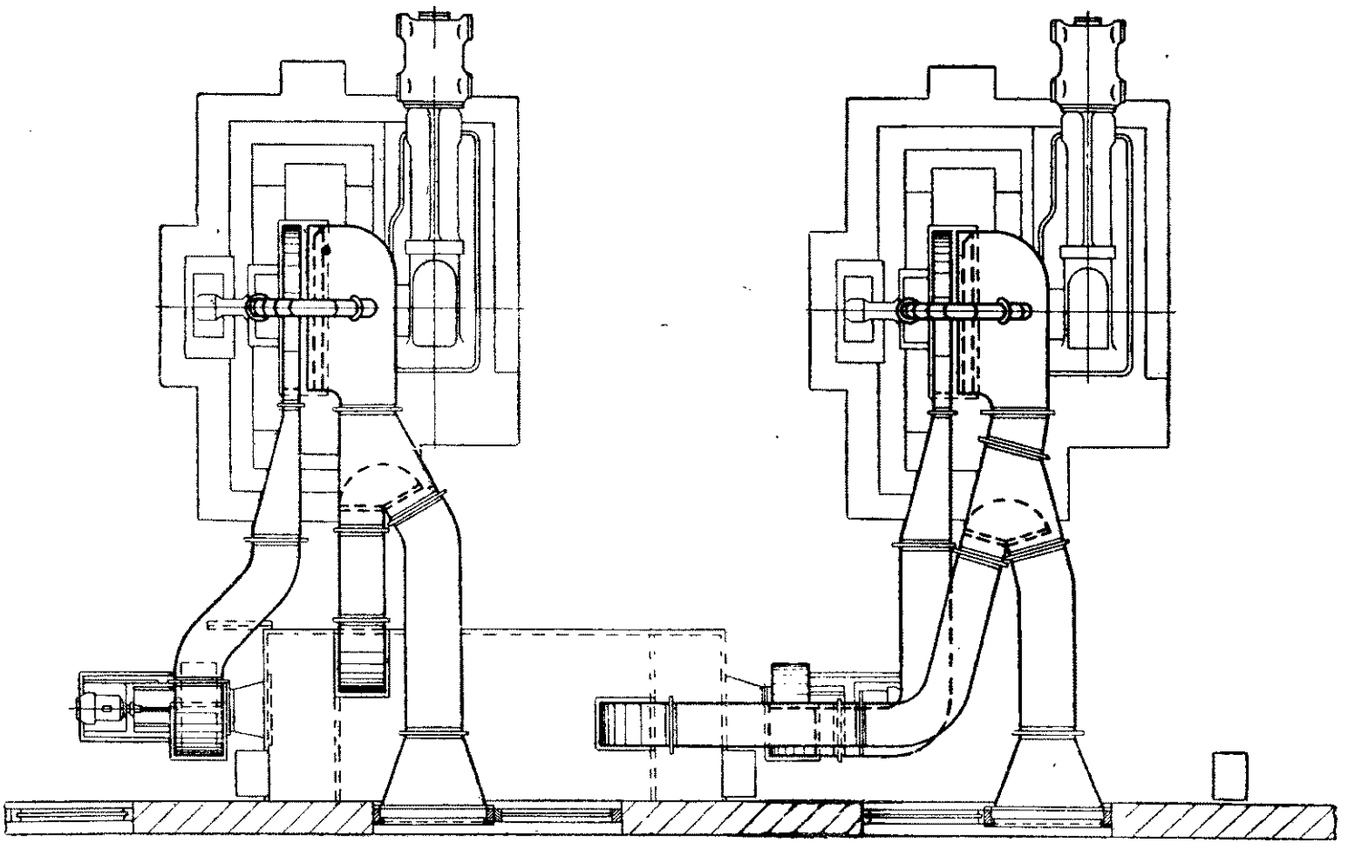


Рис. 76. Обдув электродвигателей дожимных компрессоров на установке каталитического риформинга.

клапана часть отработавшего воздуха возвращается на прием вентилятора, где, смешиваясь с наружным, подогревает его до 5° С. Конструкция и размеры клапана позволяют направлять на рециркуляцию до 75% объема воздуха, циркулирующего в системе.

Ввиду того что к условиям работы электродвигателей во взрывоопасной среде предъявляются очень жесткие требования, агрегат обдувки сблокирован с электродвигателем компрессора. Вначале в работу включается вентилятор, а затем уже электродвигатель компрессора, чем обеспечивается предварительная продувка электродвигателя. Для этой цели имеется реле времени с выдержкой 10 *мин*. Кроме того, на нагнетательном воздуховоде (от электродвигателя) установлено реле давления, которое дает разрешение на пуск электродвигателя компрессора при давлении в измеряемой точке, равном 70 *мм вод. ст.*, и отключает его при падении давления ниже 50 *мм вод. ст.* (обычно верхний и нижний пределы давления уточняются при наладке системы).

Каждый обдувочный агрегат оборудован специальной камерой, в которой установлены рамные масляные фильтры конструкции ВНИИСТО, модели Б (рис. 77): для электродвигателей основных циркуляционных компрессоров — 12 ячеек фильтров, для дожимных — 9. Всего в компрессорном отделении, в камерах для приема наружного воздуха, имеется 66 ячеек рамных фильтров. Фильтр состоит из металлической обоймы, заполненной 18 рядами гофрированных сеток. Первые по ходу воздуха 9 рядов изготовлены из сетки № 1,2 — 0,35, остальные — из сетки № 0,63 — 0,25. Шаг

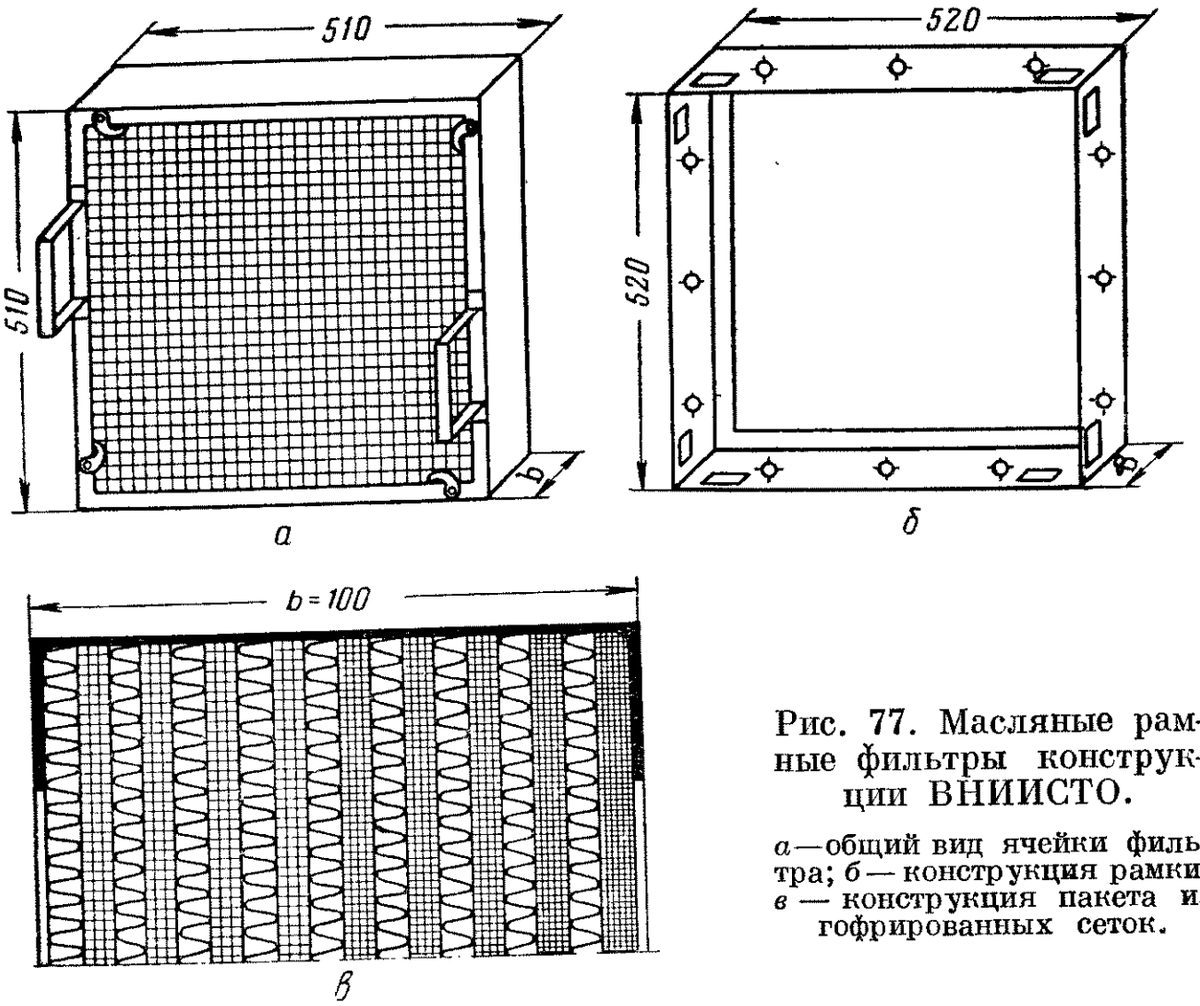


Рис. 77. Масляные рамные фильтры конструкции ВНИИСТО.

а — общий вид ячейки фильтра; *б* — конструкция рамки; *в* — конструкция пакета из гофрированных сеток.

волнистых сеток 7 *мм*, высота гофра 4 *мм*. Смежные сетки укладывают таким образом, чтобы гофры располагались перпендикулярно одна к другой. Перед установкой сетки смачивают веретенным маслом № 2 и № 3 (ГОСТ 1707—51).

Так как восстановление (чистка, зарядка и смена) такого большого количества рамных фильтров — дело довольно сложное, то для его выполнения предусмотрена специальная установка промывки фильтров в горячем 10%-ном содовом растворе.

Схема работы этой установки представлена на рис. 78. Сначала заполняют водопроводной водой бак *2*, после чего включают электроподогреватель *1*. За счет разности плотностей холодной и нагретой воды начинается непрерывная циркуляция ее через электроподогреватель. Температура воды постепенно повышается. Когда температура достигнет 60—70° С (по показанию углового термометра *6*), открывают кран на расходной линии и заполняют горячей водой

бак *3*, в котором приготовляют содовый раствор и промывают ячейки рамных фильтров. Промытые и очищенные от грязи и остатков масла ячейки снова промасливают (смачивают) в баке *4*, после чего устанавливают на поддон *5* для стока излишков масла. При начальной запыленности наружного воздуха до 20 *мг/м*^{3} степень очистки в масляных фильтрах достигает 95—98%.

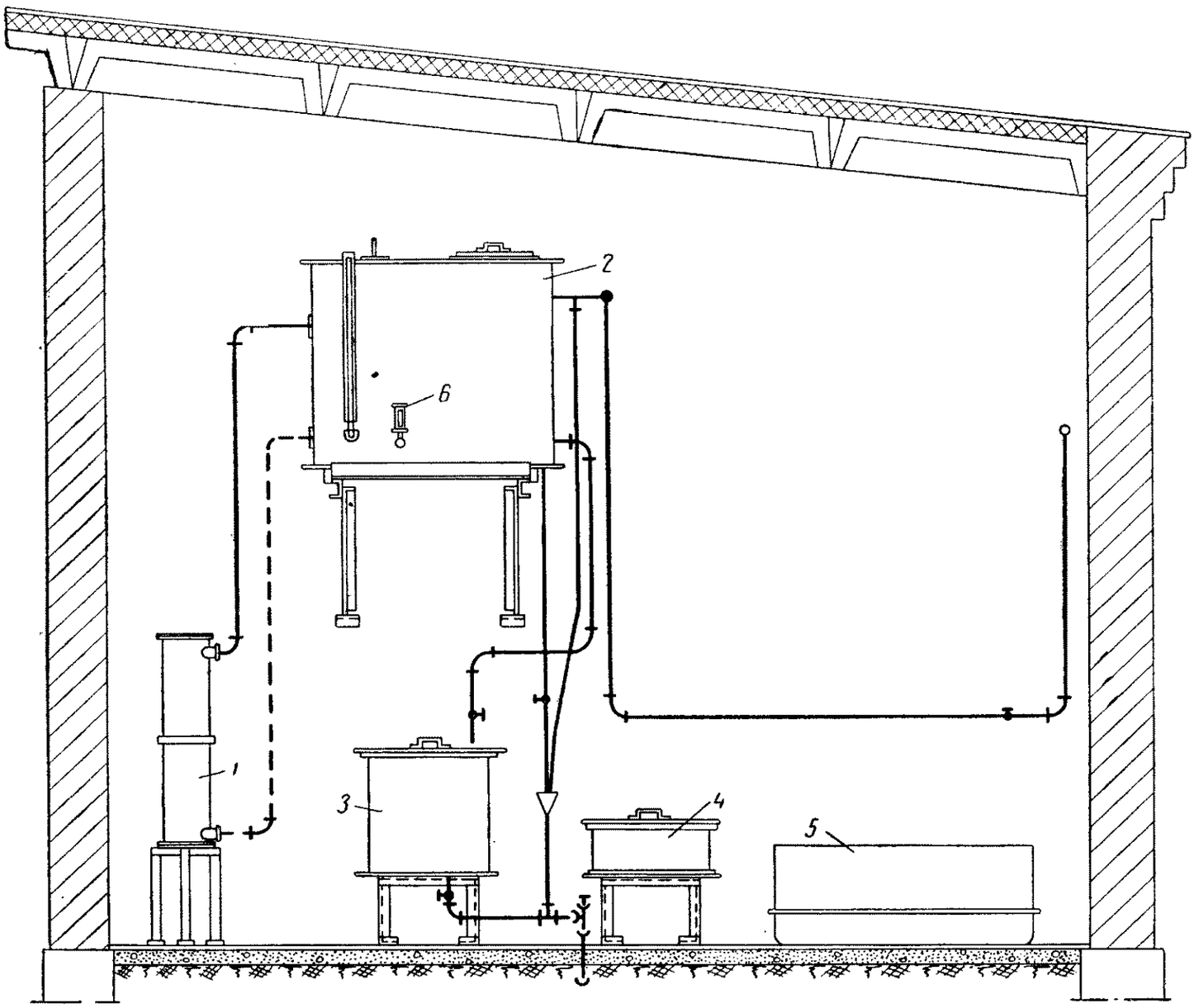


Рис. 78. Установка для промывки масляных фильтров.

Следует отметить, что очистка более 6000 *м*^{3}*/ч* воздуха в рамных фильтрах при постоянном круглосуточном расходе нецелесообразна. В таких случаях рекомендуется применять масляные самоочищающиеся фильтры Славянского механического завода или фильтры типа Кд типовых секций кондиционеров Харьковского завода.

Воздуховоды систем обдувки выполнены из листовой стали, толщиной 2 *мм*, на сварке. Необходимо следить при монтаже, чтобы сварные швы были герметичными. Фланцы для воздуховодов изготовлены из угловой стали 50 × 5 *мм*; соединяют фланцевые стыки на прокладках из мягкой резины толщиной 5 *мм*.

Абсорбционно-газофракционирующая установка (АГФУ)

На установках АГФУ перерабатывают (фракционируют) газы, поступающие с термического и каталитического крекингов. Часть газов после фракционировки направляется на установку алкилирования для дальнейшей переработки, а ряд фракций углеводородов, представляющих собой ценное химическое сырье, поступает на специальные установки.

АГФУ — самая газоопасная и взрывоопасная установка на нефтеперерабатывающем заводе. Здесь в оборудовании и аппарате под большим давлением циркулируют легкие горючие газы. Центробежные насосы перекачивают абсорбенты, насыщенные углеводородами. Последние, попадая в помещения, загрязняют в них воздух. Поэтому естественно, что к системам вентиляции, а также вопросам безопасной эксплуатации установок АГФУ предъявляются повышенные требования.

Всего на территории АГФУ имеется четыре отапливаемых и вентилируемых здания: насосная № 1 с компрессорной, насосная № 2, операторная и будка над водомером.

На рис. 79 показаны вентиляционные системы главного здания АГФУ — насосной № 1 и газокомпрессорной. Система приточно-вытяжной вентиляции решена здесь по обычной схеме. Свежий наружный воздух, подогретый в калориферах до 15—16° С, с помощью центробежного вентилятора по разветвленной сети воздуховодов подается в рабочую зону помещений. Удаление загазованного углеводородными газами воздуха производится комбинированно: из нижней зоны — осевыми алюминиевыми вентиляторами, из верхней естественное — через фрамуги аэрационного фонаря.

Холодильное отделение установки депарафинизации

Это отделение (рис. 80) размещается в отдельном здании с помещениями для аммиачных компрессоров, подстанции и вентиляционных агрегатов. В главном производственном помещении — холодильной станции *I* установлены восемь компрессорных холодильных машин типа ДАОН-350/2. Пары аммиака, просачивающиеся через сальники и другие неплотности, значительно легче воздуха, а потому, попадая в помещение, скапливаются в верхней зоне.

Учитывая эту особенность в распределении вредных выделений, в схеме вентиляции холодильного отделения предусматривают подачу принудительного притока воздуха в рабочую зону и естественную вытяжку вредностей из верхней зоны через шахты с дефлекторами ЦАГИ.

На случай внезапного прорыва аммиака в помещение предусмотрена механическая аварийная вытяжная вентиляция при помощи осевых алюминиевых вентиляторов с электродвигателями взрывозащищенного типа. Агрегаты аварийной вытяжки создают 7-кратный

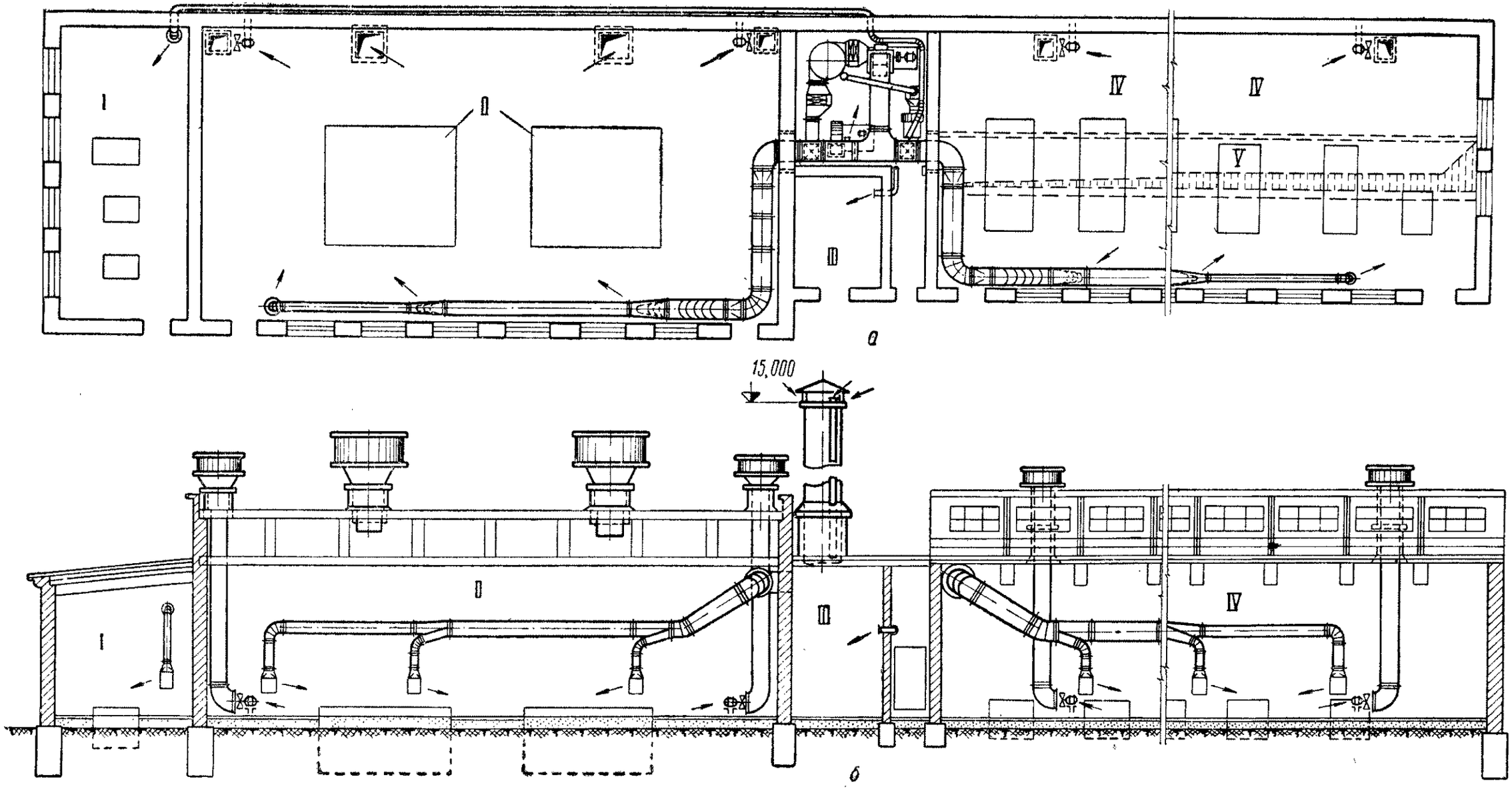


Рис. 79. Вентиляция насосной № 1 и компрессорной установки АГФУ.

а — план; *б* — разрез.

I — водяная насосная; *II* — компрессорная; *III* — электропусковая аппаратура; *IV* — насосная; *V* — фонарь.

воздухообмен по полному внутреннему объему помещения. Такая кратность соответствует нормам по проектированию холодильных установок.

В помещении трансформаторной подстанции *II* выделяется большое количество избыточного тепла, для поглощения которого предусмотрена самостоятельная приточная система П-3. Часть воздуха этой системы через приточную вентиляционную камеру *III* нагнетается в подполье для проветривания кабельных лотков.

Электродвигатели аммиачных компрессоров, по аналогии с другими электродвигателями, работающими по взрывоопасной среде, продуваются свежим воздухом. Как уже упоминалось, наиболее совершенной схемой обдува является такая, когда для каждого электродвигателя предусматривается самостоятельный обдувочный агрегат. В теплое время года воздух после обдува выбрасывается наружу. В зимнее время обдувочный воздух, прогретый за счет тепла электродвигателя, возвращается частично в систему обдува для подмешивания и нагрева наружного воздуха до температуры 5° С. Вся система обдува электродвигателей, включая рециркуляцию, автоматизирована.

Этило-смесительная установка (ЭСУ)

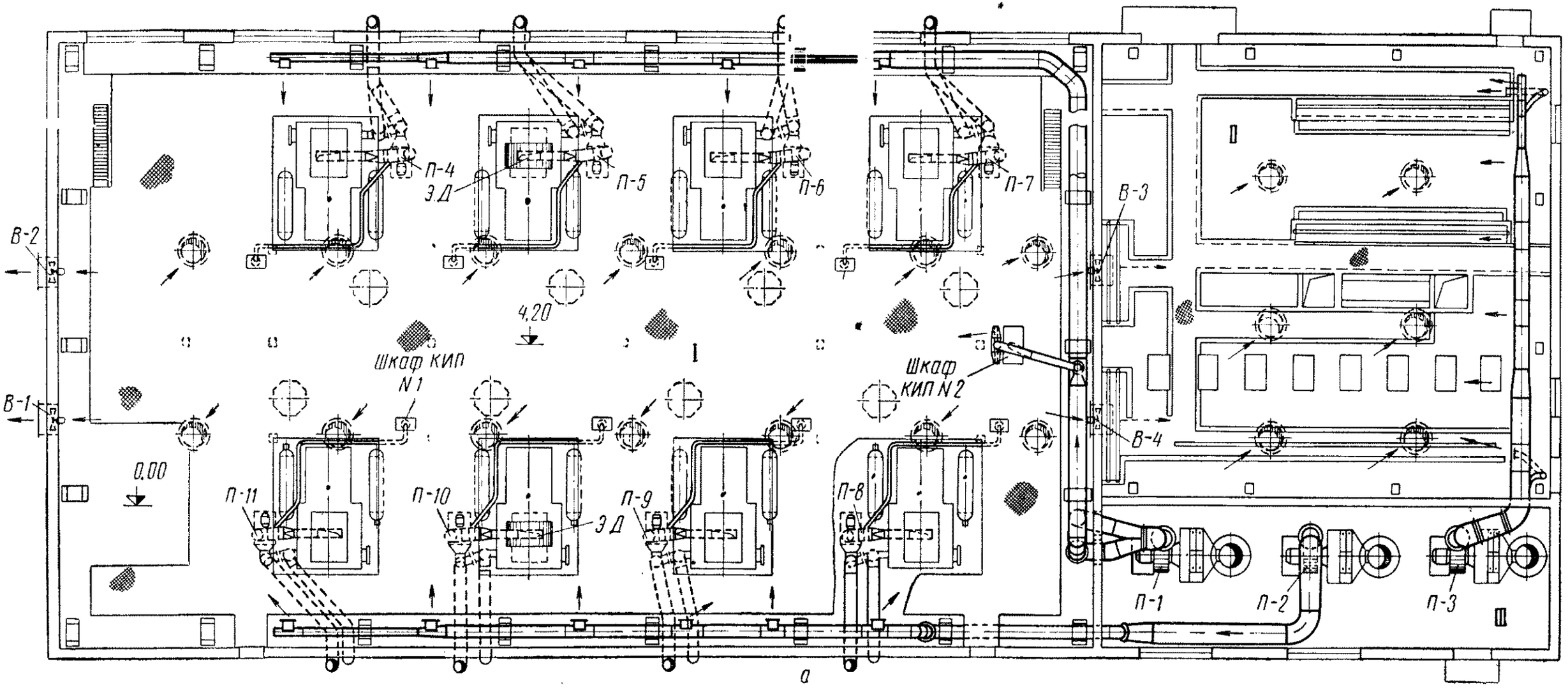
Это специализированная установка топливного блока завода, расположенная обычно в районе эстакад для перекачки светлых нефтепродуктов и предназначенная этилировать авиационный и автомобильный бензин, т. е. добавлять к нему этиловую жидкость для повышения антидетонационных свойств горючего. Так как этиловая жидкость относится к разряду очень опасных и ядовитых веществ, работы на ЭСУ подчиняются особым правилам.

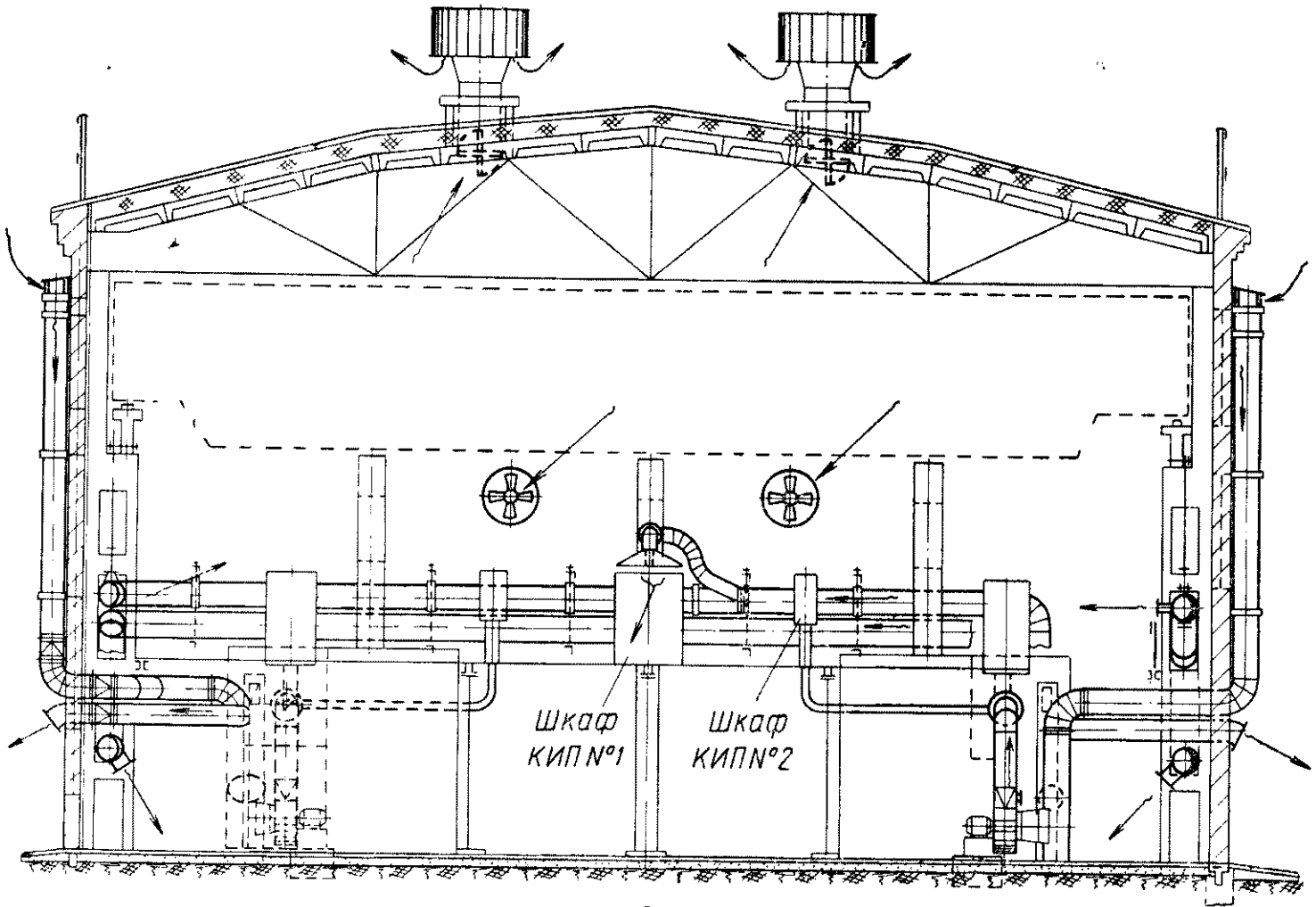
В состав ЭСУ входят как объекты основного производственного назначения (эстакада для слива этиловой жидкости, склад емкостей *II* и технологическая насосная), так и подсобного *III* (склад азота, установка для обезвреживания сточных вод и санпропускник, КИП) — см. рис. 81.

Учитывая большую токсичность этиловой жидкости, процесс этилирования проводят закрытым способом. Постоянно работающие задвижки на линиях этилирования, как правило, электрифицированы, ими управляют дистанционно, из оперативной *IV*. Если установлены задвижки без электропривода, ими управляют вручную из коридора *I* склада этиловой жидкости, куда выведены штурвалы.

В производственных помещениях этило-смесительной установки в случае неполадок или аварий внезапно могут появиться большие количества паров тетраэтилсвинца и этилированного бензина. Для борьбы с этими вредностями проектируют усиленную вентиляцию, по кратности значительно превышающую вентиляционные устройства обычных насосных и компрессорных нефтеперерабатывающих заводов.

Для примера рассмотрим системы вентиляции в складе емкостей с этиловой жидкостью и на установке обезвреживания сточных вод.

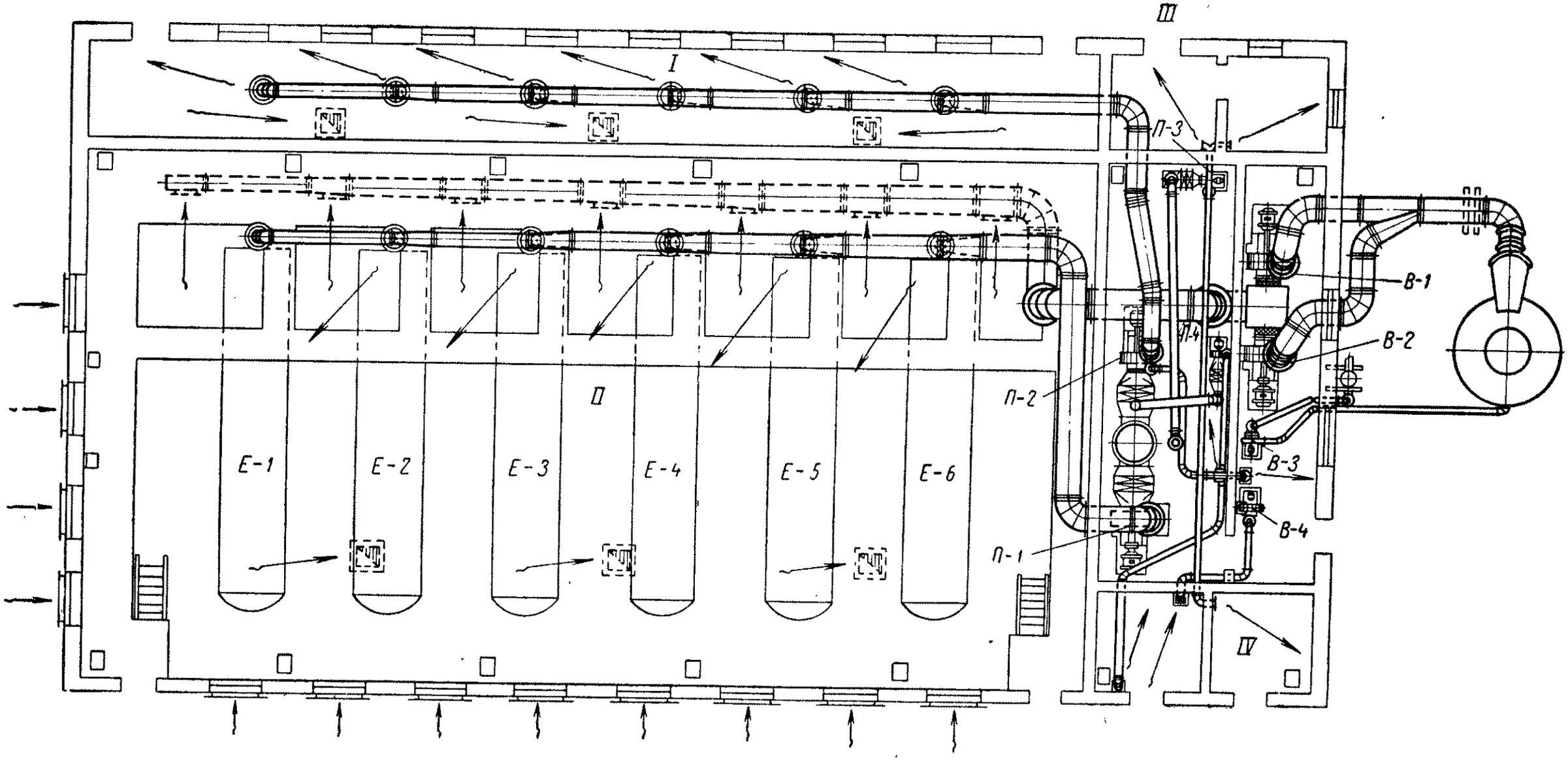

В-2
В-1
0,00
4,20
П-4
Э Д
П-5
П-6
П-7
В-3
В-4
Шкаф КИП N 1
Шкаф КИП N 2
П-11
П-10
Э Д
П-9
П-8
П-1
П-2
П-3
I
II
III
а



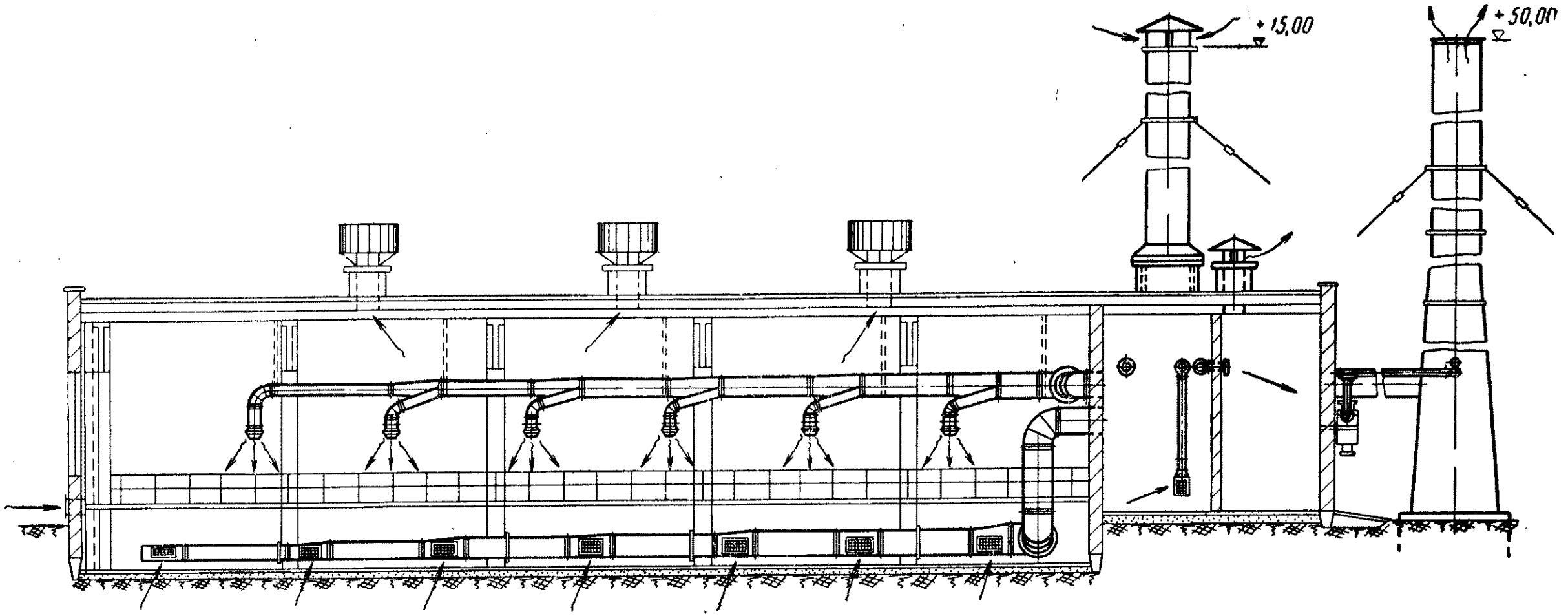
б

Рис. 80. Вентиляция и обдув электродвигателей в холодильном отделении установки депарафинизации.

а — план; *б* — разрез. В-1—В-4 — вытяжные вентиляторы; П-1—П-3 — приточные вентиляторы; П-4—П-10 — обдувные вентиляторы; Э. Д. — электродвигатели СДКП-15-34-12.



а



б

Рис. 81. Приточно-вытяжная вентиляция склада этиловой жидкости ЭСУ.

а — план; *б* — продольный разрез.

Е-1—Е-6 — емкости; В-1—В-4 — вытяжные вентиляторы; П-1—П-4 — приточные вентиляторы.

Склад емкостей этиловой жидкости

Склад (рис. 81) размещается в отдельно стоящем каменном частично заглубленном здании. Заглубление пола склада позволяет сливать самотеком этиловую жидкость из железнодорожных цистерн в горизонтальное емкости (лежаки).

К помещению собственно склада *II* примыкает коридор управления *I*, куда выведены штурвалы задвижек. В здании имеются также помещения *III* для дегазаторов и КИП, электропусковой аппаратуры *IV*, приточных и вытяжных вентиляторов и операторная.

В складе установлено шесть емкостей для этиловой жидкости, которую заливают поочередно в каждую емкость. Вытесняемый из емкостей воздух через воздушные трубы поступает в адсорбер на очистку, а затем через специальную трубу выбрасывается вентилятором на высоте 50 *м* от поверхности земли.

Помещение склада не отапливается, так как обслуживающий персонал заходит сюда лишь эпизодически, с соблюдением соответствующих мер предосторожности. Чтобы воспрепятствовать распространению в смежные помещения паров этиловой жидкости и этилированного бензина, в складе создается разрежение при помощи 20-кратной общеобменной вытяжной вентиляции, для бесперебойной работы которой в системе предусмотрены рабочий и резервный вентиляторы. В аварийных случаях включают в работу оба агрегата. Удаляемый вытяжной системой воздух выбрасывается на 50-метровой высоте от поверхности земли.

Помимо механической вытяжной вентиляции ведется естественное проветривание склада при помощи шахт с дефлекторами.

Обслуживающий персонал (обязательно в противогазах!) заходит в склад только в период ремонтных работ. В это время начинает работать специальная приточная система, подающая свежий воздух направленным потоком на рабочие площадки у задвижек. Обслуживается приточная система самостоятельным агрегатом, создающим в помещении склада 10-кратный воздухообмен.

Бо́льшая часть задвижек в складе управляется дистанционно. Работа арматуры с ручным приводом, штурвалы которой выведены в коридор управления, периодически контролируется обслуживающим персоналом. Основным очагом выделения вредностей является склад этиловой жидкости. Для предохранения от просачивания и накапливания газов и паров в коридоре управления создается подпор в объеме 25-кратного воздухообмена. Верхняя зона коридора управления периодически проветривается через дефлекторы в перекрытии.

В помещении дегазаторов приготовляют хлорную воду для смыва с пола этиловой жидкости и растворения красок, подкрашивающих бензин. Вредные выделения — пары бензина и хлор. В соответствии с действующими нормами здесь предусмотрена приточно-вытяжная вентиляция, с преобладанием вытяжки над притоком. Кратность обмена по притоку 8, по вытяжке — 10.

В помещениях операторной и электропусковой аппаратуры источники выделения вредных газов отсутствуют. Поэтому в этих помещениях предусмотрена только принудительная приточная вентиляция для подпора.

Установка обезвреживания сточных вод

Установка (рис. 82) размещена в отдельно стоящем здании, в котором предусмотрено несколько небольших помещений для отстойников *III*, насосов *II*, электропусковой аппаратуры *I*, вентиляционных агрегатов и санузла. От отстойников и насосов возможны выделения газов и паров, содержащих тетраэтилсвинец, вещества весьма токсичные. Для борьбы с выделяющимися вредностями запроектирована приточно-вытяжная вентиляция в объеме 25-кратного воздухообмена. Тепловыделения от работающего оборудования незначительны, поэтому вентиляция в производственных помещениях осуществлена по схеме «холодных» насосных. Свежий приточный воздух подается в рабочую зону через пристенные насадки (воздухораспределители). Вытяжка производится комбинированным способом: основной объем вентиляционного воздуха (около 80%) удаляется механической вентиляцией из нижней зоны, а остальные 20% — естественным путем через дефлекторы.

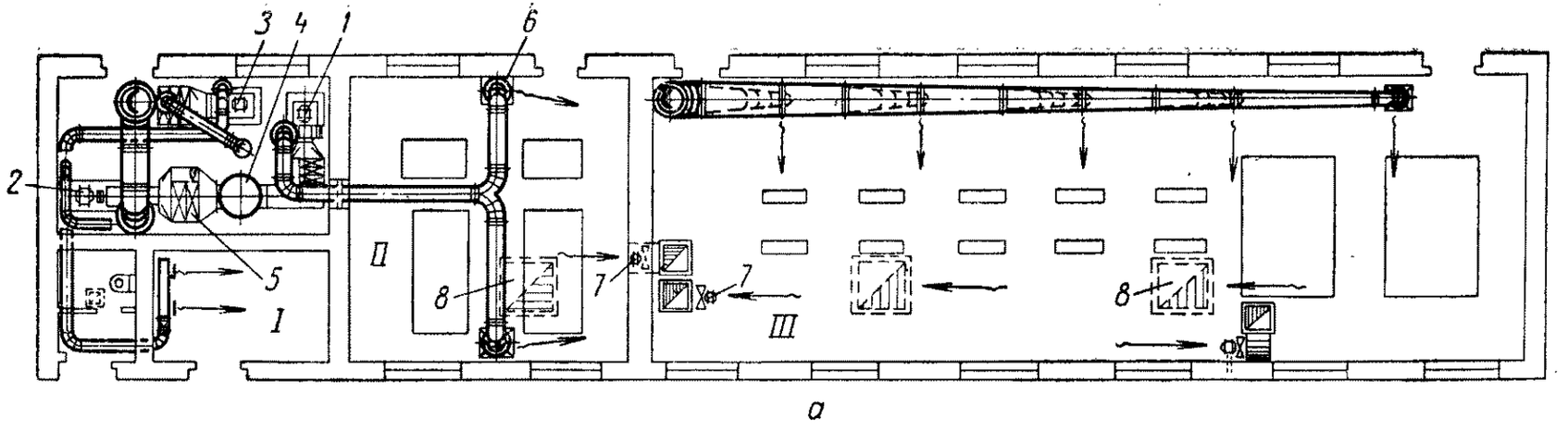
В соответствии с требованиями противопожарных норм в каждом производственном помещении предусмотрена самостоятельная приточная система. В помещение электропусковой аппаратуры подается механический приток для создания в нем подпора против затекания взрывоопасных газов из насосной.

Наружный воздух для приточной вентиляции забирается на высоте 15 *м* от поверхности земли через воздухозаборную металлическую трубу. Распределительные воздуховоды для приточной вентиляции выполнены из листовой стали толщиной 1 *мм*.

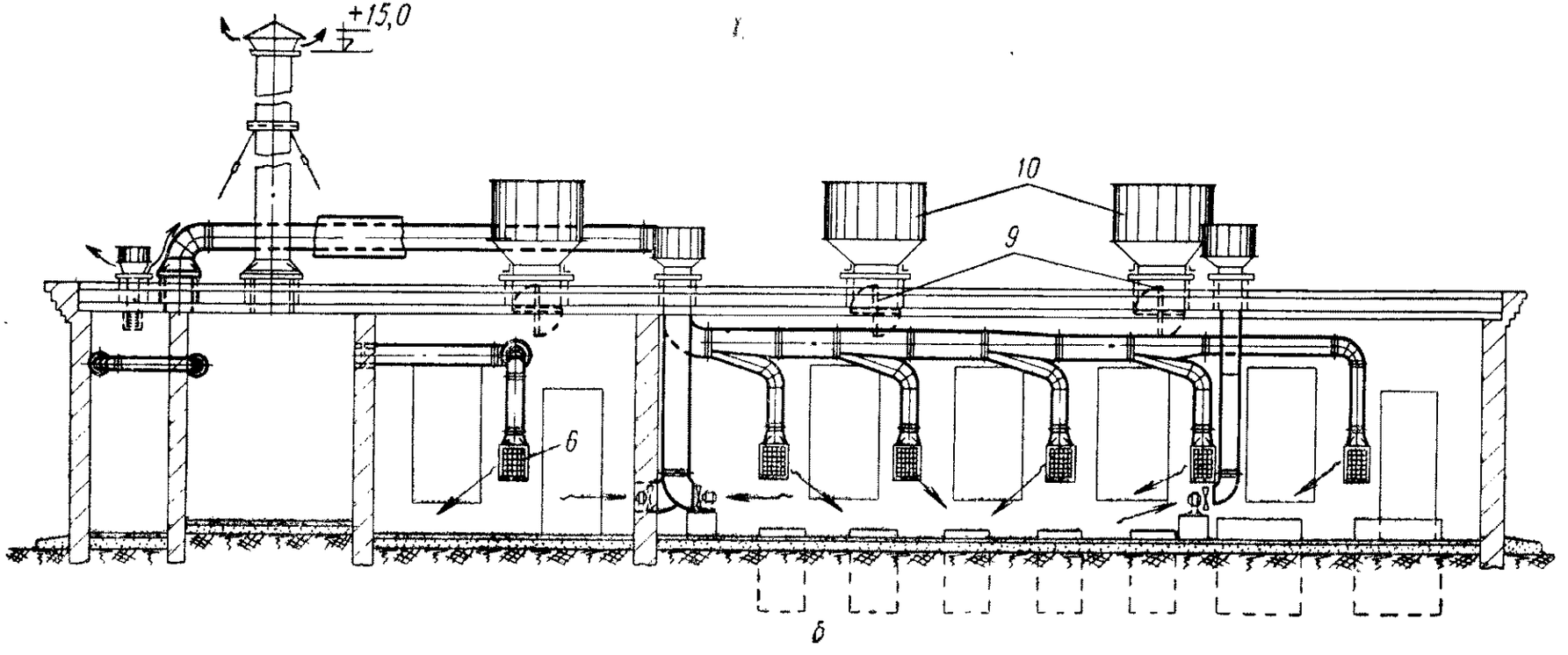
Для предохранения от корродирующего действия агрессивной среды наружная поверхность приточных воздуховодов покрывают антикоррозионной защитой. Вытяжные воздуховоды покрывают аналогичной антикоррозионной защитой изнутри и снаружи.

I—d ДИАГРАММА

Атмосферный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. Влажный воздух может содержать водяной пар в различных количествах, однако каждому значению температуры воздуха соответствует вполне определенное максимальное содержание водяного пара: чем выше температура воздуха, тем больше максимальное содержание водяного пара. Когда количество водяного пара в воздухе при определенной температуре достигнет своего максимального значения, воздух называется н а с ы щ е н н ы м. Если его подвергнуть охлаждению, то, естественно, некоторое количество



а



б

Рис. 82. Приточно-вытяжная вентиляция установки обезвреживания сточных вод ЭСУ

а — план; *б* — продольный разрез.

1 — приточный агрегат насосной; *2* — приточный агрегат помещения отстойников; *3* — приточный агрегат помещения КИП; *4* — воздухозаборная труба; *5* — калориферы; *6* — приточный насадок; *7* — вытяжной агрегат; *8* — вытяжная шахта; *9* — утепленный клапан; *10* — дефлектор.

пара выпадет из воздуха в виде капелек воды. Температура, соответствующая началу конденсации водяных паров в воздухе, называется температурой точки росы.

Массовое количество водяных паров, содержащееся во влажном воздухе и приходящееся на 1 *кг* сухого воздуха, называется влагосодержанием воздуха, обозначаемым d (в *г/кг*). Абсолютной влажностью воздуха называется массовое количество водяных паров, содержащееся в 1 $м^3$ воздуха (в $г/м^3$ или $кг/м^3$).

Относительной влажностью воздуха φ называется процентное отношение влагосодержания воздуха d к максимальному влагосодержанию $d_н$ (при его полном насыщении) при данной температуре.

$$\varphi = \frac{d}{d_н} 100\% . \tag{33}$$

Удельной энтальпией влажного воздуха называют сумму энтальпий сухой части воздуха и водяных паров

$$I = I_{с.в} + I_{в.п}. \tag{34}$$

При помощи $I—d$ диаграммы (рис. 83), предложенной проф. Рамзиным, можно определить любое состояние влажного воздуха, а также анализировать процессы изменения его состояния при нагреве, охлаждении, увлажнении, осушке и т. д.

На оси абсцисс (горизонтальной оси) отложены значения влагосодержания воздуха d в *г/кг* (от 0 до 25 *г/кг*), по оси ординат (вертикальной оси) — значения температуры воздуха t в °С (от —40 до 40° С), прямыми наклонными линиями — значения удельной энтальпии влажного воздуха I в *кдж/кг* (от —40 до 102 *кдж/кг*), кривыми линиями — относительная влажность воздуха (от 10 до 100%).

Если нагревание и охлаждение влажного воздуха происходит без изменения влагосодержания (d = idem *), то на $I—d$ диаграмме такой процесс изображается вертикальной прямой, т. е. прямой, параллельной оси ординат. Как видно из $I—d$ диаграммы, температура t и энтальпия I воздуха при нагревании увеличиваются, а относительная влажность уменьшается.

Количество тепла, которое требуется затратить, чтобы нагреть 1 *кг* воздуха от температуры t_1 (энтальпии I_1, *кдж/кг*) до температуры t_2 (энтальпии I_2, *кдж/кг*), определяют по формуле

$$Q = I_2 - I_1. \tag{35}$$

Процесс охлаждения воздуха, не сопровождающийся изменением влагосодержания, на $I—d$ диаграмме так же, как и процесс нагревания в предыдущем случае, изображается вертикальной линией, параллельной оси ординат, но проходящей от начальной точки вниз.

Если известны влагосодержание (или относительная влажность) и температура воздуха, то по диаграмме $I—d$ нетрудно определить

---

* Читается «идэм», что означает «то же самое».

температуру точки росы (т. е. температуру начала конденсации водяных паров, содержащихся в воздухе, при его охлаждении) при условии сохранения неизменным влагосодержания воздуха. Для

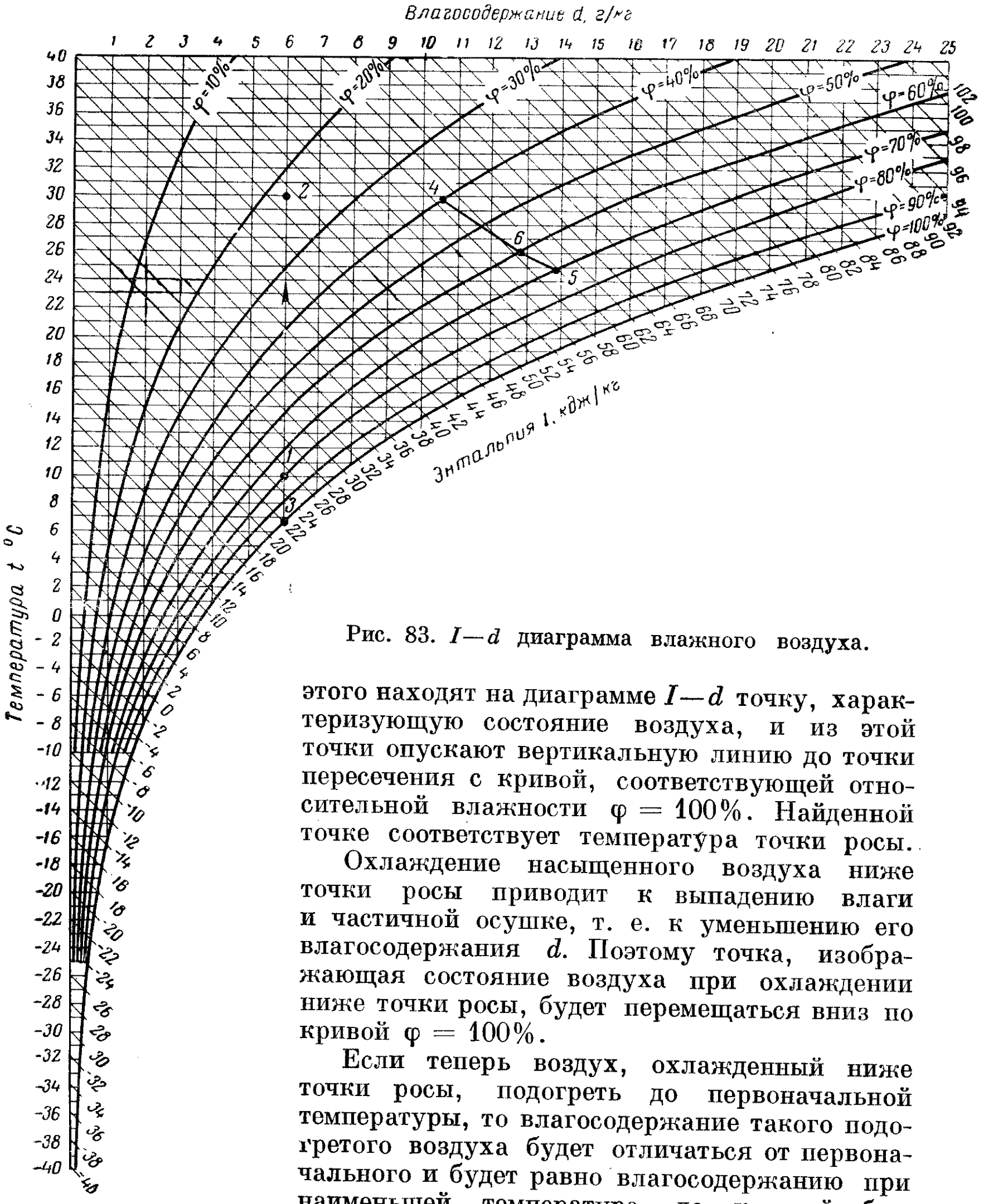


Рис. 83. $I—d$ диаграмма влажного воздуха.

этого находят на диаграмме $I—d$ точку, характеризующую состояние воздуха, и из этой точки опускают вертикальную линию до точки пересечения с кривой, соответствующей относительной влажности $\varphi = 100\%$. Найденной точке соответствует температура точки росы.

Охлаждение насыщенного воздуха ниже точки росы приводит к выпадению влаги и частичной осушке, т. е. к уменьшению его влагосодержания d. Поэтому точка, изображающая состояние воздуха при охлаждении ниже точки росы, будет перемещаться вниз по кривой $\varphi = 100\%$.

Если теперь воздух, охлажденный ниже точки росы, подогреть до первоначальной температуры, то влагосодержание такого подогретого воздуха будет отличаться от первоначального и будет равно влагосодержанию при наименьшей температуре, до которой был охлажден воздух.

На практике часто бывают случаи, когда теплый внутренний воздух смешивается с наружным холодным. Состояние воздуха, полученного в результате смешения, также можно определить по $I—d$ диаграмме. Для этого через точки, определяющие состояние каждого из компонентов смеси, проводят прямую. На этой прямой находят точку, которая делит прямую в отношении $\frac{m_2}{m_1}$, где m_1 и m_2 — массы теплого и холодного воздуха в *кг*. Найденная точка и определяет состояние смеси.

Пример 20. Определить по диаграмме $I—d$ конечные параметры и количество тепла, затрачиваемого на нагревание 1 *кг* воздуха с начальными параметрами $t_1 = 10°$ С и $d_1 = 6$ *г/кг*, если конечная температура воздуха $t_2 = 30°$ С и процесс нагревания протекает при неизменном значении влагосодержания воздуха.

Р е ш е н и е. 1. Находим на диаграмме $I—d$ (рис. 83) точку *1* — точку пересечения горизонтальной линии, соответствующей температуре $t = 10°$ С, и вертикальной линии, соответствующей $d = 6$ *г/кг*.

2. Находим для точки *1* значения относительной влажности $\varphi_1 = 80\%$ и удельной энтальпии $I_1 = 25{,}3$ *кдж/кг*.

3. Проводим из точки *1* вертикальную линию *1—2* вверх до пересечения с горизонтальной линией, соответствующей $t = 30°$ С и получаем точку *2*, характеризующую конечное состояние воздуха.

4. Для точки *2* находим $\varphi_2 = 23\%$ и $I_2 = 45{,}4$ *кдж/кг*.

5. Определяем по формуле (35) количество тепла, затраченного на подогрев 1 *кг* воздуха

$$Q = I_2 - I_1 = 45{,}4 - 25{,}3 = 20{,}1 \text{ кдж/кг}.$$

Пример 21. Определить температуру точки росы для воздуха с начальными параметрами $t_1 = 10°$ С и $\varphi_1 = 80\%$ (или $d_1 = 6$ *г/кг*), при условии сохранения значения влагосодержания неизменным.

Р е ш е н и е. Из точки *1* (см. пример 20) опускаем вертикальную линию *1—3* до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$; для точки *3* находим температуру точки росы $t_{т.р} = 5{,}8°$ С.

Пример 22. Определить по диаграмме $I—d$ конечное состояние воздуха при смешении $m_1 = 10$ *кг* влажного воздуха (температуры $t_1 = 30°$ С и относительной влажности $\varphi_1 = 40\%$) с $m_2 = 30$ *кг* влажного воздуха (температуры $t_2 = 25°$ С и относительной влажности $\varphi_2 = 70\%$).

Р е ш е н и е. 1. Соотношение масс смешиваемого воздуха

$$a = \frac{m_2}{m_1} = \frac{30}{10} = \frac{3}{1}.$$

2. Находим на диаграмме $I—d$ (рис. 83) точку *4*, соответствующую состоянию первой массы воздуха ($t_4 = 30°$ С и $\varphi_4 = 40\%$).

3. Находим на диаграмме $I—d$ точку *5*, соответствующую состоянию второй массы воздуха ($t_5 = 25°$ С и $\varphi_5 = 70\%$).

4. Соединяем точки *4* и *5* прямой и находим на ней точку *6*, делящую прямую *4—5* на части *4—6* и *6—5* в отношении 1 : 3.

5. Для точки *6* находим температуру смеси $t_6 = 26°$ С, $\varphi_6 = 60\%$ и $d_6 = 12{,}9$ *г/кг*; $I_6 = 58$ *кдж/кг*.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, ПОДАВАЕМОГО В ВЕНТИЛИРУЕМОЕ ПОМЕЩЕНИЕ

Вентиляционная установка должна обеспечить определенную кратность воздухообмена с тем, чтобы поддерживать концентрацию вредных примесей в воздухе помещений в допускаемых пределах.

1. При борьбе с избыточным теплом массовый расход свежего воздуха $m_{сек}$, поступающего в вентилируемое помещение (в *кг/сек*), определяют по формуле

$$m_{сек} = \frac{Ф}{i_у - i_{пр}}, \quad (36)$$

где Ф — поток избыточного тепла в *вт*;

$i_у$ — удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения (при температуре удаляемого воздуха $t_у$), в *дж/кг*; определяется по диаграмме $I-d$ или по табл. 11;

$i_{пр}$ — удельная энтальпия приточного воздуха в *дж/кг* (при температуре приточного воздуха $t_{пр}$); определяется по $I-d$ диаграмме или по табл. 11.

Температуру воздуха, удаляемого из горячего цеха при аэрации, можно определить по приближенной формуле

$$t_у = t_{р.з} + k(H - h), \quad (37)$$

где $t_{р.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне в °С ($t_{р.з}$ на 3—5 *град* больше $t_н$ — температуры наружного воздуха);

k — коэффициент нарастания температуры воздуха по высоте помещения (для горячих цехов $k = 1-1{,}5$ *град/м*);

h — высота рабочей зоны в *м* ($h \approx 2$ *м*);

H — вертикальное расстояние от пола до центра вытяжных фрамуг в *м*.

Кратность воздухообмена

$$n = \frac{V_ч}{V} = \frac{3600 m_{сек}}{\rho V}, \quad (38)$$

где $V_ч$ — часовой объемный расход воздуха в $м^3/ч$;

V — внутренний объем помещения в $м^3$;

ρ — плотность воздуха в $кг/м^3$.

2. При борьбе с газами массовый расход воздуха, $m_{сек}$, (в *кг/сек*), удаляемого из вентилируемого помещения (или подаваемого вентилятором)

$$m_{сек} = \frac{m_{вр}}{z_2 - z_1}, \quad (39)$$

где $m_{вр}$ — секундная масса вредных газов, выделяющихся в помещении, в *кг/сек*;

z_1 и z_2 — допустимая концентрация вредных газов в помещении и в наружном воздухе в $г/м^3$ (в граммах газов на 1 $м^3$ воздуха).

3. При борьбе с избытками влаги

$$m_{сек} = \frac{m_{в.п}}{d_2 - d_1}, \quad (40)$$

где $m_{в.п}$ — секундная масса водяных паров, выделяемых в помещении, в *кг/сек*;

d_1 и d_2 — соответственно влагосодержание наружного воздуха и удаляемого из помещения в *г/кг* (в граммах паров на 1 *кг* сухого воздуха).

4. При борьбе с пылью

$$m_{сек} = \frac{m_п}{s_2 - s_1}, \qquad (41)$$

где $m_п$ — секундная масса пыли, выделяющейся в помещении, в *мг/сек*;
s_1 и s_2 — концентрация пыли в наружном воздухе и допустимая концентрация в *мг/кг* (в миллиграммах пыли на 1 *кг* сухого воздуха).

РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ, СОВМЕЩЕННОГО С ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

Как уже приводилось ранее, отопление, совмещенное с вентиляцией, осуществляется непрерывным вводом горячего воздуха в помещение. Этот воздух смешивается с более холодным воздухом помещения и передает ему тепло, расходуемое на покрытие потоков тепла, уходящего через наружные строительные ограждения здания.

Системы воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, могут работать по одной из следующих схем.

1. Весь воздух из помещения удаляется в атмосферу, и вентилятором засасывается наружный воздух в калорифер, откуда он далее подогретым подается в помещение (рециркуляция отсутствует).

2. Часть воздуха из помещения удаляется в атмосферу, другая его часть смешивается с наружным воздухом, засасывается вентилятором в калорифер и после подогрева направляется в помещение (частичная рециркуляция);

3. Весь воздух из помещения засасывается вентилятором в калорифер и после подогрева поступает в помещение (полная рециркуляция); в частности эту схему работы применяют в промышленных зданиях в нерабочие часы.

Наименьшие затраты тепла получаются при третьей рециркуляционной схеме, бо́льшие при второй и наибольшие — при первой схеме; вторая и в особенности третья схемы могут применяться только в том случае, если рециркуляция допустима по санитарно-гигиеническим соображениям.

Температура горячего воздуха, подаваемого в помещение, обычно равна 45° С и может быть увеличена до 70° С при интенсивном рассеивании горячих струй воздуха при его выпуске у потолка через плафон или насадок со щитком.

Расход горячего воздуха для воздушного отопления при полной рециркуляции (схема 3) может быть определен из уравнения

$$Ф = m_г (i_г - i_в), \qquad (42)$$

где Ф — поток тепла, передаваемый от горячего воздуха к воздуху помещения, в *вт*;

$m_г$ — массовый расход горячего воздуха в *кг/сек*;
$i_г$ — энтальпия горячего воздуха в *дж/кг*, определяемая по табл. 11 или по диаграмме $I-d$;
$i_в$ — энтальпия воздуха помещения в *дж/кг*, определяемая по табл. 11 или по диаграмме $I-d$.

Из уравнения (42) получаем

$$m_г = \frac{Ф}{i_г - i_в}. \tag{42а}$$

Объемный расход воздуха V (в *м³/сек*) можно определить из уравнения Клапейрона

$$V = \frac{mRT}{p}, \tag{43}$$

где m — массовый расход воздуха в *кг/сек*;
T — абсолютная температура воздуха в °К

$$T = t + 273{,}15 \approx t + 273; \tag{43а}$$

t — температура воздуха в °С;
p — абсолютное давление воздуха в *н/м²*;
R — газовая постоянная воздуха в *дж/(кг·град)*;

$R = 287{,}1$ *дж/(кг·град)* — для сухого воздуха.

Если известна плотность воздуха (при заданном давлении и температуре), то для определения объемного расхода можно воспользоваться соотношением

$$V = \frac{m}{\rho}, \tag{44}$$

где ρ — плотность воздуха в *кг/м³* (при данных давлении и температуре), определяемая из соотношения

$$\rho = \frac{p}{RT}. \tag{44а}$$

По формулам (43) или (44) можно определить объемный расход горячего воздуха (при температуре $t_г$), поступающего в помещение, и объемный расход воздуха (при температуре $t_в$), удаляемого из помещения. Масса же удаляемого из помещения воздуха равна массе приточного горячего воздуха.

Использованием уравнения (42), можно определить необходимую энтальпию горячего воздуха, а из табл. 11 (или диаграммы $I-d$) и его температуру, соответствующую энтальпии

$$i_г = i_в + \frac{Ф}{m_г}. \tag{45}$$

По значению теплового потока Ф и найденному из формулы (43) значению массового или объемного расхода подбирают по каталогу отопительный агрегат — калорифер.

Соотношение объемов одного и того же массового количества воздуха при одном и том же давлении можно определить использованием уравнения (43)

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}, \qquad (46)$$

где V_1 и V_2 — объемы воздуха в $м^3$ (или объемные расходы в $м^3/сек$) соответственно при абсолютных температурах T_1 и T_2.

Пример 23. Определить кратность воздухообмена и массовый расход приточного воздуха для насосного помещения термического крекинга, если избыточный поток тепла $Ф = 1750$ *квт* ($\approx 1\,500\,000$ *ккал/ч* $= 1{,}5$ *Гкал/ч*). Температура наружного воздуха $t_н = 21°$ С; высота от пола до центра фрамуг $H = 13$ *м*. Объем помещения насосной $V_п = 16\,000$ $м^3$.

Решение. 1. Температура воздуха в рабочей зоне

$$t_{р.з} = t_н + 3 = 21 + 3 = 24° С.$$

2. Температура воздуха, удаляемого из помещения по формуле (37)

$$t_у = t_{р.з} + k(H - h);$$

Принимаем: $k = 1$ *град/м*; $h = 2$ *м*.

$$t_у = 24 + 1(13 - 2) = 35° С.$$

3. Массовый расход приточного воздуха по формуле (36) и табл. 11

$$m_{сек} = \frac{Ф}{i_у - i_н} = \frac{1750 \cdot 10^3}{(35{,}2 - 21{,}1)\,10^3} = \frac{1750}{14{,}1} = 124 \text{ кг/сек}$$

или $m_ч = 124 \times 3600 = 446\,000$ *кг/ч*;

$i_у$ и $i_н$ — удельная энтальпия воздуха при 35° С и 21° С (определяются по табл. 11).

4. Объемный часовой расход приточного воздуха по формуле (44)

$$V_ч = \frac{m_ч}{\rho}$$

где ρ — плотность воздуха при 21° С по формуле (44а);

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5}{287{,}1\,(21 + 273)} = 1{,}19 \text{ кг/м}^3;$$

$$V_ч = \frac{446\,000}{1{,}19} = 375\,000 \text{ м}^3/ч.$$

5. Кратность воздухообмена

$$n = \frac{V_ч}{V_п} = \frac{375\,000}{16\,000} = 23{,}4.$$

Пример 24. Определить расход воздуха и тепла в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, если объем помещения $V_п = 9000$ $м^3$. Кратность воздухообмена для воздуха, удаляемого через местные отсосы $n_1 = 6{,}6$ и кратность воздухообмена для воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, $n_2 = 1$. Температура воздуха в помещении $t_в = 16°$ С; расчетная температура наружного воздуха (для отопления) $t_р = -30°$ С. Тепловой поток от горячего воздуха к холодному $Ф = 280$ *квт* ($\approx 2\,400\,000$ *ккал/ч*). Местная приточная вентиляция отсутствует.

Р е ш е н и е. 1. Расход воздуха, удаляемого через местные отсосы,

$$V_1 = n_1 V_п = 6{,}6 \cdot 9000 = 59\,400 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ (или } 59\,400 : 3600 = 16{,}6 \text{ м}^3/\text{сек}).$$

2. Расход воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, $V_2 = n_2 V_п = 1{,}0 \cdot 9000 = 9000$ м³/ч (или 2,5 м³/сек).

3. Плотность удаляемого воздуха при $t = 16°$ С и $p \approx 1$ бар $= 10^5$ н/м² по формуле (44а)

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5}{287{,}1\ (273+16)} = 1{,}22 \text{ кг/м}^3.$$

4. Массовый расход воздуха, удаляемого:
а) через местные отсосы — по формуле (44)

$$m_1 = V_1 \rho = 16{,}6 \cdot 1{,}22 = 19{,}0 \text{ кг/сек};$$

б) из верхней зоны — по формуле (44)

$$m_2 = V_2 \rho = 2{,}5 \cdot 1{,}22 = 3{,}0 \text{ кг/сек};$$

в) из помещения

$$m = m_1 + m_2 = 19 + 3 = 22 \text{ кг/сек}.$$

5. Энтальпия и температура горячего воздуха по формуле (45) и табл. 11

$$i_г = i_в + \frac{Ф}{m} = 16{,}0 \cdot 10^3 + \frac{280 \cdot 10^3}{22} = 16{,}0 \cdot 10^3 + 12{,}7 \cdot 10^3 =$$
$$= 28{,}7 \cdot 10^3 \text{ дж/кг} = 28{,}7 \text{ кдж/кг}.$$

Значению энтальпии $i_г = 28{,}7$ кдж/кг соответствует (по табл. 11) температура $t_г = 28{,}7°$ С.

6. Полезный тепловой поток в калорифере на подогрев воздуха по формуле (42)

$$Ф = m_ч (i_г - i_в) = 22\ [28{,}7 - (-30)]\ 10^3 = 1290 \cdot 10^3 \text{ вт} = 1290 \text{ квт}$$

в прежних единицах $1290 \cdot 10^3 \cdot 0{,}86 = 1\,110\,000$ ккал/ч $= 1{,}11$ Гкал/ч).

РАСЧЕТ АЭРАЦИИ

Аэрация, как и проветривание помещений, происходит под воздействием двух независящих друг от друга факторов:

1) разности давлений внутреннего и наружного воздуха (или наружного и внутреннего воздуха) и

2) действия ветра на ограждения здания.

Пусть температура внутреннего воздуха помещения $t_в$ не равна температуре наружного воздуха $t_н$, и ветер снаружи отсутствует. Замеряя давление на каком-либо уровне $A—B$ (рис. 84) внутри здания и снаружи, можно убедиться, что показания окажутся разными. Если обозначить абсолютное давление снаружи $p_а$, то давление внутри будет равно $p_а + \Delta p$, где Δp — разность давлений внутреннего и наружного воздуха на уровне $A—B$.

Эта разность давлений возникает как результат изменения плотности воздуха при изменении его температуры.

Обозначим среднюю температуру внутреннего воздуха $t_{в.\,ср}$, температуру наружного воздуха $t_н$, среднюю плотность внутреннего

воздуха $\rho_{в.\,ср}$, плотность наружного воздуха $\rho_н$. Тогда давление наружного воздуха на уровне $C—D$ будет равно:

$$p_{нC-D} = p_а + H_1\rho_н g; \qquad (а)$$

давление внутреннего воздуха на уровне $C — D$:

$$p_{вC-D} = p_а + \Delta p + H_1\rho_{в.\,ср} g, \qquad (б)$$

где $H_1\rho_н g$ и $H_1\rho_{в.\,ср} g$ — давления столбов наружного и внутреннего воздуха высотой H_1.

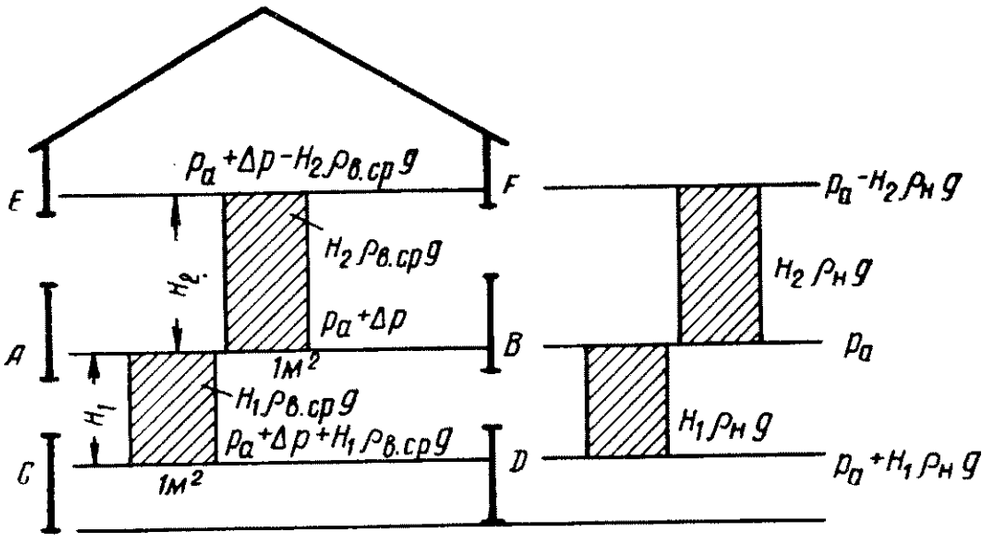


Рис. 84. К расчету аэрации промышленного здания.

Избыточное давление на уровне $C — D$ равно

$$p_{C-D} = p_{вC-D} - p_{нC-D} = \Delta p - H_1(\rho_н - \rho_{в.\,ср})g. \qquad (в)$$

Аналогично получим выражение для определения избыточного давления на любом уровне. В частности для уровня $E — F$

$$p_{E-F} = \Delta p + H_2(\rho_н - \rho_{в.\,ср})g. \qquad (г)$$

Из выражений (в) и (г) можно сделать вывод, что это давление по направлению вверх от уровня $A—B$ увеличивается, а по направлению вниз уменьшается на H $(\rho_н—\rho_{в.\,ср})$, где H — высота соответствующего столба воздуха в *м*.

В верхней части помещения избыточное давление больше нуля, и, если сделать отверстие в стене этой части помещения, то при отсутствии ветра воздух помещения будет выходить наружу через это отверстие. В нижней части помещения избыточное давление меньше нуля, и здесь, наоборот, воздух будет поступать в цех.

Избыточное давление является движущей силой, за счет действия которой происходит естественный воздухообмен помещения. Плоскость, в которой избыточное давление равно нулю, носит название **нейтральной зоны.**

Отверстия, расположенные выше нейтральной линии, работают на вытяжку, а ниже нейтральной линии — на приток воздуха. Изменяя соотношение между площадями нижних и верхних отверстий, мы меняем уровень нейтральной линии. Если площади открытых отверстий в стенах и в фонаре равны, то удельный объемный расход воздуха V (в $м^3/сек$) через 1 $м^2$ отверстия можно определить по эмпирической формуле

$$V = 0{,}12\sqrt{H\,\Delta t}, \tag{47}$$

где H — расстояние между центрами нижнего и верхнего отверстий в $м$;

Δt — разность температур средней (по высоте) в цехе и наружного воздуха в *град*.

Если известен необходимый воздухообмен при аэрации и нужно определить площадь отверстий для этой цели, то, полагая, что площадь нижнего отверстия равна площади верхнего, находят ее ($F_н = F_в = F$) в $м^2$ из уравнения

$$F = \frac{V_1}{V_{уд}}, \tag{48}$$

где V_1 — необходимый воздухообмен в $м^3/сек$;

$V_{уд}$ — удельный воздухообмен через 1 $м^2$ отверстия в $м^3/(сек \cdot м^2)$.

При неравенстве площадей верхних и нижних отверстий ($F_н > F_в$) меняется воздухообмен по сравнению со случаем, когда $F_н = F_в$.

Другой движущей силой в создании естественного воздухообмена является ветер. С той стороны здания, на которую дует ветер, давление наружного воздуха увеличивается, а с обратной — возникает разрежение.

С той стороны здания, где давление внутри меньше наружного, атмосферный воздух будет поступать в отверстие, а со стороны, где внутреннее давление больше наружного, воздух помещения будет уходить в атмосферу, т. е. будет происходить непрерывный воздухообмен, обусловленный разностью давлений $p_1 - p_2$.

Для организации аэрации за счет ветра надо знать скорость ветра и господствующее его направление в наиболее жаркие месяцы года. Аэрацию обычно рассчитывают, принимая во внимание суммарное действие обоих факторов: тепла и ветра.

Если совместно действуют тепло и ветер, то общее избыточное давление представляет сумму

$$\Delta p = H\,(\rho_н - \rho_{в.\,ср})\,g + (p_1 - p_2). \tag{49}$$

В основу расчета аэрации кладут следующие положения.

1. В установившемся режиме расход приточного воздуха $V_{пр}$, поступающего в цех, равен расходу вытяжного воздуха $V_{выт}$, покидающего цех:

$$V_{пр} = V_{выт}. \tag{50}$$

2. Сумма потоков тепла $\Phi_н$, вносимого наружным воздухом, и избыточного тепла в цехе $\Phi_{изб}$, должна равняться потоку тепла $\Phi_у$, уносимого воздухом, покидающим помещение:

$$\Phi_н + \Phi_{изб} = \Phi_у. \tag{51}$$

При расчете аэрации зданий баланс воздуха и баланс тепла должны удовлетворять уравнениям (50) и (51).

3. Внутреннее избыточное давление на каком-либо уровне в здании при данных условиях определяется соотношением площадей открытых отверстий.

При наличии избытков тепла аэрацию применяют и в зимнее время с той лишь разницей, что холодный воздух впускают через створки, расположенные на высоте 5—7 *м* над полом. Попадая в цех, холодный воздух, как более плотный, опускается вниз, перемешиваясь с теплым воздухом помещения, и уже нагретым попадает в рабочую зону.

В зависимости от требования производства аэрацию комбинируют с механической вентиляцией в виде воздушных душей, местных отсосов.

Избыточный поток тепла $\Phi_{изб}$ (в *вт*), уносимого из цеха удаляемым из него воздухом

$$\Phi_{изб} = \Phi_у - \Phi_н = m_у (i_у - i_0) - m_н (i_н - i_0), \tag{52}$$

где $m_у$ и $m_н$ — соответственно расход воздуха, покидающего помещение и поступающего в помещение снаружи, в *кг/сек*;

$i_у$ и $i_н$ — соответственно удельная энтальпия уходящего воздуха и наружного атмосферного воздуха в *дж/кг* (см. табл. 11 или диаграмму $I-d$);

i_0 — удельная энтальпия воздуха при 0° С в *дж/кг*.

Для установившегося режима ($m_у = m_н$) можно получить из выражения (52) расчетную формулу для определения расхода воздуха, участвующего в воздухообмене:

$$m_у = m_н = \frac{\Phi}{i_у - i_н} \tag{52а}$$

Из формулы (52а) следует, что в летний период при аэрации в цех должно поступать больше воздуха, чем в зимний период, так как температура и энтальпия наружного воздуха выше. Исходя из этого, расчет площади открывающихся фрамуг нужно вести на летний период.

Режим работы аэрационных устройств устанавливается рабочей инструкцией по каждому обособленному производственному помещению.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Задачей гидродинамического расчета воздуховода, как и для любого трубопровода (см. стр. 52), является определение его диаметра, падения давления в трубопроводе и пропускной способности (по допустимому падению давления).

Для воздуховода с прямоугольным сечением в расчеты вводят понятие эквивалентного диаметра $d_э$, т. е. диаметра такого эквивалентного круглого воздуховода, в котором при равных скоростях воздуха потери на трение будут такие же, как и в прямоугольном воздуховоде.

Эквивалентный диаметр воздуховода $d_э$ (в *м*) определяют по формуле

$$d_э = \frac{ab}{2(a+b)}, \qquad (53)$$

где a и b — длина сторон прямоугольного воздуховода в *м*.

1. Диаметр круглого воздуховода d (в *м*) (или эквивалентный диаметр прямоугольного воздуховода) можно определить по формуле, аналогичной (20)

$$d = \sqrt{\frac{m_{сек}}{0{,}785u}}, \qquad (54)$$

либо по формуле, выводимой из (23):

$$d = \sqrt[5]{\frac{0{,}811\lambda m_{сек}^2 l}{\Delta p \rho}}, \qquad (55)$$

где $m_{сек}$ — секундный массовый расход воздуха в *кг/сек*;

u — массовая скорость воздуха в *кг/(м² · сек)*, предварительно принимаемая по табл. 19;

Δp — допускаемое падение давления в *н/м²*;

ρ — плотность воздуха в *кг/м³*;

l — приведенная длина воздуховода, равная сумме геометрической длины и эквивалентной длины местных сопротивлений, в *м*.

Таблица 19

Допускаемая массовая скорость воздуха u, *кг/(м² · сек)*, в каналах и воздуховодах при механическом побуждении

Воздуховоды	u в зданиях	
	вспомогательных и административных	производственных
Магистральный сборный канал и воздуховод . .	6—10	6—15
Ответвления	1,2—6	2,5—10
Вытяжная шахта	5	5—7,5

2. Полное падение давления Δp (в $н/м^2$) в воздуховоде постоянного сечения и постоянного массового расхода определяют по формуле, аналогичной (23):

$$\Delta p = 0{,}811\lambda \frac{m^2_{сек} l}{\rho d^5}, \qquad (56)$$

где $m_{сек}$ — секундный массовый расход воздуха в *кг/сек*;

l — полная длина воздуховода в *м*, равная сумме геометрической длины $l_г$ и эквивалентной длины местных сопротивлений $l_э$ — см. формулы (22) и (22а);

d — внутренний диаметр (или внутренний эквивалентный диаметр) воздуховода в *м*;

ρ — плотность воздуха в $кг/м^3$;

λ — безразмерный коэффициент трения ($\lambda = 0{,}15 \div 0{,}25$).

Потери давления в местных сопротивлениях сети воздуховодов обусловливаются изменением сечения воздуховодов, наличием переходов от одного сечения к другому (диффузоры и конфузоры), колен, тройников, крестовин и т. д. Потери давления в этих фасонных частях подсчитывают при помощи коэффициентов местных сопротивлений, которые объясняются возникновением вихреобразований и перераспределением скоростей в фасонных частях и зависят в основном от их вида и формы (табл. 20) [1].

Бóльшая доля потерь падает на местные сопротивления, поэтому при конструировании переходов нужно стремиться к тому, чтобы не допускать внезапных расширений, так как в них возникают большие потери на удар. Переходы от меньшего сечения к большему нужно делать плавными и с малыми углами раскрытия, порядка 8°, тогда при направлении потока воздуха от меньшего сечения к большему потери давления значительно уменьшатся.

Конические или пирамидальные переходы от меньшего сечения к большему называются диффузорами. В них при плавном расширении канала часть динамического давления переходит в статическое, которое используют на покрытие потерь. Поэтому в воздуховоде следует обязательно устанавливать диффузор.

Внезапное сужение канала также вызывает потери давления. Чтобы избежать этого, применяют плавно сужающийся переход от широкого сечения к более узкому, который носит название конфузора. В отличие от диффузора в нем возрастает динамическое и уменьшается статическое давления. Переход статического давления в динамическое связан с потерей давления; однако при плавных переходах эта потеря весьма незначительна (при углах раскрытия конфузоров до $\alpha = 45°$ коэффициент местного сопротивления равен 0,1).

К расчету сети воздуховодов приступают после того, как намечена их трасса, выяснено расположение всех приточных и вытяжных отверстий и определен расход воздуха по каждому участку сети.

---

[1] Подробнее см. [6, 8].

Таблица 20

Коэффициенты местных сопротивлений воздуховодов

Сопротивление	Коэффициент сопротивления ε	Примечание
1. Сопротивления входа		
Вход в отверстие с острыми краями	1,5	
То же с поворотом потока . . .	2,0	
Вход в отверстие с закругленными краями или раструб . .	0,1	
2. Сопротивления выхода		
Выход из трубы по прямому направлению . .	1,0	
Выход с резким поворотом потока	2,5	
Выход с плавным поворотом потока через расширяющийся раструб	1,0	
3. Сопротивления с изменением площади сечения		
Внезапное расширение потока	0 ÷ 1,0 (в зависимости от f/F)	
Внезапное сужение потока . .	0—0,5 (в зависимости от f/F)	
Плавное расширение потока (диффузор) . .	0,05—0,30	
Плавное сужение потока (конфузор)	0,1	
Круглый отвод	0,1—0,5	
Круглое колено	0,2—1,1	

f/F	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ε	1,0	0,8	0,65	0,5	0,35	0,25	0,16	0,10	0

f/F	0—0,25	0,3—0,5	0,6—0,75	0,8—1,0
ε	0,5	0,35	0,20	0

Рассчитываемый воздуховод делят на такие участки, в которых расход перемещаемого воздуха и скорость его остаются неизменными.

По расходу воздуха и принятой скорости подсчитывают диаметр d воздуховода — см. формулы (54) и (55); пользуясь формулами, таблицами или номограммами, определяют возникающее при движении воздуха сопротивление (потери давления) на участке.

Подсчитав потери давления в магистральных воздуховодах, подбирают вентилятор, учитывая при этом запас развиваемого давления в 10—15%. При выборе скоростей движения воздуха нужно руководствоваться экономическими соображениями. Так, увеличение скорости позволяет уменьшить сечение воздуховодов, а следовательно, и расход материалов, но при этом увеличивается расход электроэнергии в связи с увеличением потерь давления в сети. Экономически наивыгоднейшие скорости оказываются в пределах 8—10 *м/сек* или 10—12 *кг/(м²·сек)*. Скорость воздуха следует постоянно увеличивать, начиная с наиболее удаленных участков сети, где скорости воздуха принимают равными 3—4 *м/сек* или 4—5 *кг/(м²·сек)*. В системах вентиляции выбирают скорости в воздуховодах с таким расчетом, чтобы возникающие при этих скоростях сопротивления не превосходили действующей разности давления.

Для воздуховодов, выполненных с шероховатыми стенками, потери, определенные для подобных же воздуховодов из листовой стали, будут больше: для шлакоалебастровых коробов в 2 раза, для кирпичных коробов — в 2,5 раза и для оштукатуренных по сетке — в 3 раза.

Пример 25. Определить диаметр воздуховода и его площадь, динамическое (скоростное) давление $p_д = \frac{\rho v^2}{2}$, если объемный расход воздуха $V_ч = 4000$ *м³/ч* и линейная скорость $v = 9$ *м/сек*, абсолютное давление воздуха $p = 1{,}2$ *бар* и температура воздуха $t = 40°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Определяем плотность воздуха по формуле (44а)

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{1{,}2 \cdot 10^5}{287{,}1\,(40+273)} = 1{,}33 \text{ кг/м}^3.$$

2. Массовый расход воздуха по формуле (44)

$$m_ч = V_ч \rho = 4000 \cdot 1{,}33 = 5320 \text{ кг/ч}$$

или $m_{сек} = 5320 : 3600 = 1{,}48$ *кг/сек*.

3. Массовая скорость воздуха по формуле (17а)

$$u = v\rho = 9 \cdot 1{,}33 = 12{,}0 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{сек)}.$$

4. Необходимый диаметр воздуховода по формуле (54)

$$d = \sqrt{\frac{m_{сек}}{0{,}785u}} = \sqrt{\frac{1{,}48}{0{,}785 \cdot 12}} = 0{,}4 \text{ м};$$

тот же результат получаем при пользовании номограммой [8] для $m_ч = 5320$ *кг/ч* и $u = 12$ *кг/(м²·сек)*.

5. Необходимая площадь воздуховода

$$F = 0{,}785d^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}4^2 = 0{,}126 \text{ м}^2.$$

6. Динамическое давление

$$p_д = \rho \frac{v^2}{2} = 1{,}33 \cdot \frac{9^2}{2} = 53{,}9 \text{ н/м}^2$$

(или $53{,}9 \cdot 0{,}1 \doteq 55{,}4$ *мм вод. ст.*).

Пример 26. Рассчитать воздуховоды приточной системы вентиляции, аксонометрическая схема которой приведена на рис. 85. Длина участков и расходы воздуха указаны на схеме. Воздуховоды стальные, круглого сечения. Скорость воздуха в воздуховодах не должна превышать $v = 8$ *м/сек*. Воздух выходит из воздуховодов через насадок с плавным поворотом потока в направлении, перпендикулярном к воздуховодам. Воздух нагревается в калорифере, сопротивление которого проходу воздуха равно 80 $н/м^2$ (≈ 8 *мм вод. ст.*). Плотность воздуха $\rho = 1{,}2$ *кг/м*^{3}.

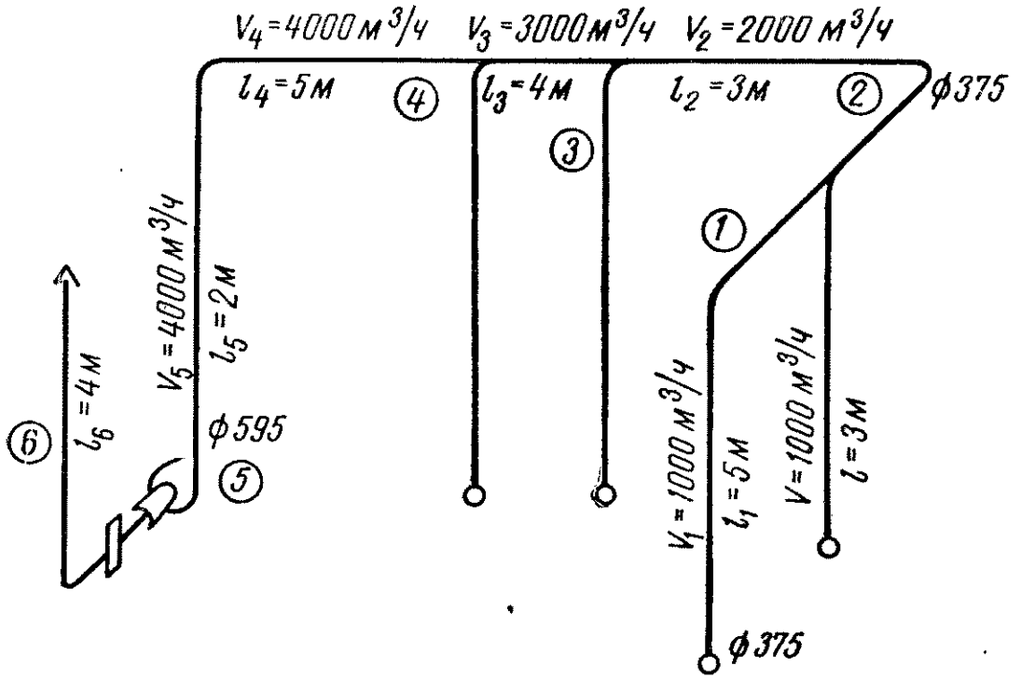


Рис. 85. К расчету воздуховода (аксонометрическая схема).

Р а с ч е т.

1. Коэффициенты местных сопротивлений ε на участках 1—6 (расчет ведут, начиная с наиболее отдаленного участка по магистрали 1—2—3—4—5—6). Значения ε принимаются по данным справочников [8].

Участок № 1

Выход с плавным поворотом потока через расширяющийся насадок	$\varepsilon = 1{,}0$
Отвод 90° при $r/d = 2{,}0$	$\varepsilon = 0{,}15$
Тройник — проход	$\varepsilon = 0{,}00$
	$\sum \varepsilon_1 = 1{,}15$

Участок № 2

Отвод 90° при $r/d = 2{,}0$	$\varepsilon = 0{,}15$
Тройник — проход	$\varepsilon = 0{,}00$
	$\sum \varepsilon_2 = 0{,}15$

Участок № 3

Тройник — проход	$\varepsilon_3 = 0$

Участок № 4

Отвод 90° при $r/d=0{,}75$ . . . . . $\varepsilon_4=0{,}5$

Участок № 5

Диффузор после вентилятора при $\alpha=10\div15°$ . . . . . $\varepsilon_5=0{,}05$

Участок № 6

Конфузор перед вентилятором при $\alpha<45°$ . . . . . $\varepsilon=0{,}10$

Внезапное расширение потока при выходе воздуха из приточной шахты в калорифер . . . . . $\varepsilon=0{,}25$

Прямоугольное сечение 90° при $\frac{b}{h}=\frac{700}{700}=1{,}0$ . . . . . $\varepsilon=1{,}1$

Вход с поворотом потока (шахты) . . . . . $\varepsilon=2{,}0$

$$\sum\varepsilon_6=3{,}45$$

2. Падение давления на отдельных участках воздуховода — см. формулу (56). Результаты расчетов заносим в сводную табл. 21.
3. Полное падение давления сети (воздуховода 1—6) и калорифера.

$$\Delta p=p_{1-6}+\Delta p_{кал}=254{,}8+80\approx335\ н/м^2$$

(или в прежних единицах $\approx 335\cdot0{,}102=34{,}2$ *мм вод. ст.*).

Таблица 21

К примеру 26

Номер участка	Расход воздуха: объемный, $м^3/ч$	Расход воздуха: массовый, $кг/сек$	Внутренний диаметр d, *мм*	Длина участка $l_г$, *м*	Скорость: линейная v, $м/сек$	Скорость: массовая u, $кг/(м^2\cdot сек)$	Коэффициент трения λ	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum\varepsilon$	Эквивалентная длина местных сопротивлений $l_э=\sum\varepsilon\frac{d}{\lambda}$, *м*	Полная длина $l=l_г+l_э$, *м*	Падение давления: на участке, $н/м^2$	Падение давления: на участке, *мм вод. ст.*	Падение давления: в конце участка, $н/м^2$	Падение давления: в конце участка, *мм вод. ст.*
1	1000	0,33	375	5	3,5	4,2	0,019	1,15	43,1	48,1	25,4	2,60	25,4	2,60
2	2000	0,67	450	3	5,0	6,0	0,018	0,15	3,7	6,7	8,4	0,86	33,8	3,46
3	3000	1,00	500	4	5,5	6,6	0,017	0	0	4,0	3,6	0,37	37,4	3,83
4	4000	1,33	550	5	6,0	7,2	0,016	0,4	11,8	16,8	15,2	1,55	52,6	5,38
5	4000	1,33	550	2	6,0	7,2	0,016	0,05	1,5	3,5	3,2	0,33	55,8	5,71
6	4000	1,33	450	4	8,0	9,6	0,018	3,45	86,0	90,0	199,0	20,30	254,8	26,01

Определяя диаметры воздуховодов остальных участков, необходимо иметь в виду, что потеря давления в них от входа воздуха в установку до выхода в помещение должна быть равна 254,8 $н/м^2$. Для того чтобы такие потери обеспечить на коротких участках, как например на участке 6, пришлось бы взять очень маленький диаметр, но это привело бы к увеличению скорости воздуха на выходе и возникновению неприятных ощущений (дутья) у работающих. Поэтому подобные ответвления на практике делают такого же диаметра, как на участке 1, а перепад давлений на участке регулируют клапаном.

РАСЧЕТ И ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА И ДВИГАТЕЛЯ К НЕМУ

Основными параметрами вентилятора, как и центробежного насоса, являются его подача, развиваемый напор, частота вращения и мощность.

Вентилятор подбирают по его объемной подаче (объему воздуха, подаваемому в единицу времени) и развиваемому полному напору H (в *м*), определяемому из соотношения, аналогичного (25)

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g}, \tag{57}$$

где Δp — полное давление, развиваемое вентилятором, в $н/м^2$;

ρ — плотность воздуха в $кг/м^3$;

g — ускорение свободного падения в $м/сек^2$ ($g \approx 9{,}8$ $м/сек^2$).

Между объемной подачей V, напором H и частотой вращения n для вентилятора действительны те же соотношения (26)—(29), что и для центробежных насосов (путем замены Q на V). Однако при увеличении производительности или развиваемого напора вентилятора увеличением частоты вращения одновременно снижается его к. п. д.

Мощность вентилятора $N_в$ (в *вт*) определяют по формуле, аналогичной (30)

$$N_в = V \Delta p, \tag{58}$$

где Δp — развиваемое вентилятором давление в $н/м^2$;

V — объемная подача вентилятора в $м^3/сек$.

Мощность электродвигателя $N_{э.д}$ (в *вт*) для привода вентилятора определяют по формуле, аналогичной (31)

$$N_{э.д} = \frac{aN_в}{\eta_в \eta_{пер}}, \tag{59}$$

где a — коэффициент запаса мощности (табл. 22);

$\eta_в$ — к. п. д. вентилятора;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи от вентилятора к электродвигателю.

Таблица 22

Коэффициент запаса мощности электродвигателя для вентилятора

Мощность вентилятора, *квт*	Коэффициент запаса мощности a		Мощность вентилятора, *квт*	Коэффициент запаса мощности a	
	при ременной передаче	при соединении на одной оси вентилятора с электродвигателем		при ременной передаче	при соединении на одной оси вентилятора с электродвигателем
До 0,5	2	1,5	До 5	1,15	1,15
» 1	1,5	1,3	Свыше 5	1,10	1,10
» 2	1,2	1,2			

Примечание. Для осевых нереверсивных вентиляторов ЦАГИ коэффициент запаса во всех случаях можно принимать равным: при соединении на одной оси $a = 1{,}1$; при ременной передаче $a = 1{,}20$.

При непосредственной насадке колеса вентилятора на вал электродвигателя $\eta_{пер} = 1$, при соединении вала вентилятора с электродвигателем при помощи муфты $\eta_{пер} = 0{,}98$, при ременном приводе с клиновыми ремнями — $\eta_{пер} = 0{,}95$; с плоскими ремнями $\eta_{пер} = 0{,}90$.

В настоящее время созданы вентиляторы, к. п. д. которых достигает 0,80 (ЦЧ-70), в то время как у наиболее распространенных вентиляторов старой разработки ЭВР максимальный к. п. д. не превышает 0,55.

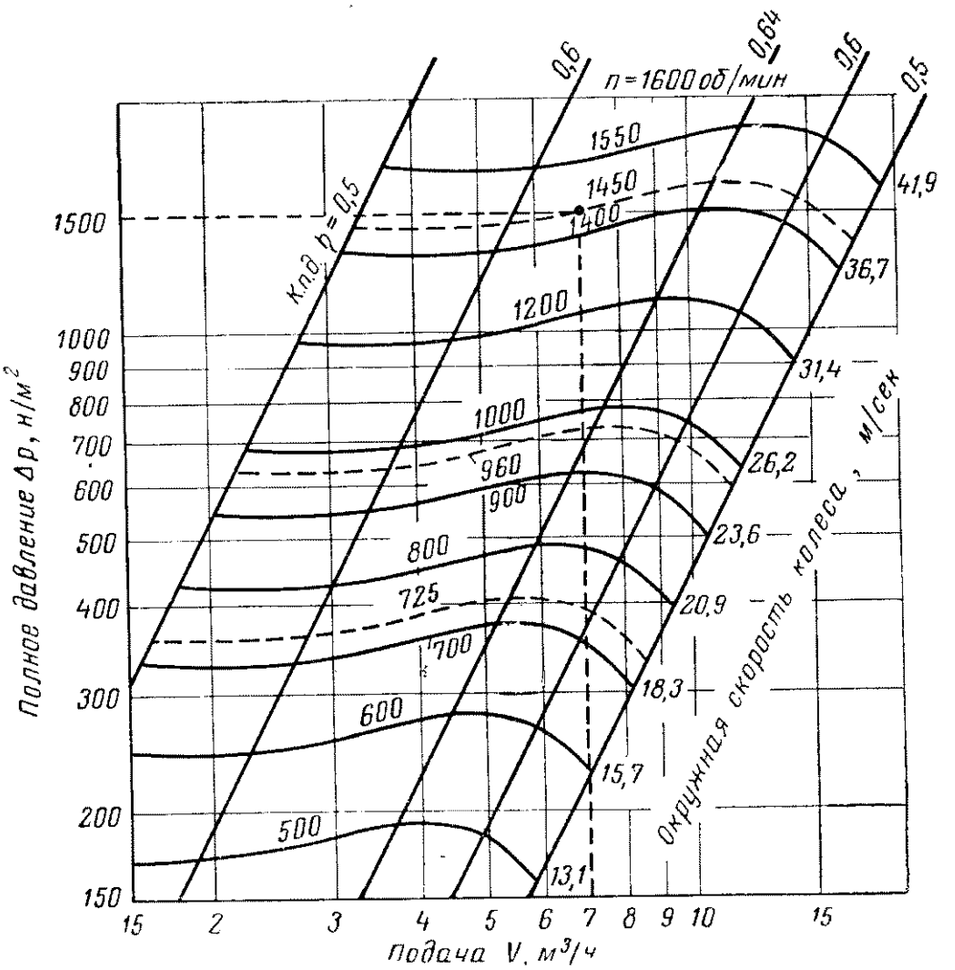


Рис. 86. Характеристика центробежного вентилятора Ц9-57 (ЦАГИ СТД-57) № 5.

Для каждого номера вентилятора режим работы определяют по его характеристике (рис. 86). Она представляет собой график работы вентилятора при различных частотах вращения ротора (в *об/мин*).

Характеристики построены следующим образом: по вертикальной прямой (оси ординат) отложены значения полного давления p в $н/м^2$ (или *мм вод. ст.*), а на горизонтальной прямой (оси абсцисс) — значения объемной подачи V в $м^3/ч$.

На характеристике вентилятора нанесены кривые постоянных частот вращения в *об/мин*, $n = \text{idem}$, к. п. д. вентилятора $\eta_в = \text{idem}$.

В зависимости от того, какое количество воздуха V и полное давление p (или напор H) требуются для данной вентиляционной установки, определяют по характеристике частоту вращения вентилятора и его к. п. д.

Полное давление $p_{вен}$, развиваемое вентилятором, равно сумме динамического (скоростного) давления $p_д$ и статического давления $p_{ст}$, расходуемого на преодоление гидравлических потерь на линиях всасывания и нагнетания ($\Delta p_{вс} + \Delta p_н$).

Динамическое и статическое давление в $н/м^2$ определяют по формулам

$$p_д = \rho \frac{v^2}{2} = \frac{u^2}{2\rho}; \tag{60}$$

$$p_{ст} = \Delta p_{вс} + \Delta p_н, \tag{60а}$$

где v — линейная скорость потока воздуха в $м/сек$;

u — массовая скорость потока в $кг/(м^2 \cdot сек)$;

ρ — плотность воздуха в $кг/м^3$.

Полное давление вентилятора

$$p_{вен} = p_{ст} + p_д = \Delta p_{вс} + \Delta p_н + \rho \frac{v^2}{2}; \tag{61}$$

или

$$p_{вен} = \Delta p_{вс} + \Delta p_н + \frac{u^2}{2\rho}. \tag{61а}$$

Если гидравлические сопротивления воздуховода слишком велики по сравнению с давлением, развиваемым вентилятором, то все это давление будет расходоваться на преодоление гидравлических сопротивлений, и скоростная составляющая в этом случае будет равна нулю, т. е. воздух не приобретет направленного движения.

Вентилятор постоянно забирает воздух из линии всасывания и выталкивает его в линию нагнетания. В результате этого на линии всасывания вентилятор создает давление меньше атмосферного и воздух засасывается в всасывающий воздуховод; на линии нагнетания вентилятор создает давление выше атмосферного, и воздух из нагнетающего воздуховода под действием этого давления выталкивается с определенной скоростью в помещение.

Если вентилятор забирает воздух из помещения с повышенным давлением, больше атмосферного на Δp, или подает воздух в помещения с пониженным давлением, меньше атмосферного на Δp, то требуемое от вентилятора давление будет меньше на Δp.

Полное давление сети представляет собой сумму статического и динамического давлений. Статическое давление характеризуется степенью повышения давления, динамическое давление обусловливается кинетической энергией движущегося потока. Это давление, которое испытывает при взаимодействии с движущимся потоком единица поверхности пластины, установленной перпендикулярно к потоку.

Зависимость между давлением p, имеющимся в сети воздуховодов, и объемным расходом протекающего воздуха в общем виде может быть выражена уравнением, которое называется уравнением характеристики сети:

$$p = p_0 + kV^2, \tag{62}$$

где p_0 — гидростатическая составляющая давления;
k — коэффициент, зависящий от геометрических размеров воздуховодов;
V — объемный расход воздуха.

Гидростатическая составляющая в большинстве случаев равна нулю, так как вся сеть воздуховодов обычно проходит по помещениям, в которых имеется одинаковое относительное давление. Положительное или отрицательное относительное давление возникают внутри помещения тогда, когда имеется в наличии только приточная или только вытяжная вентиляция.

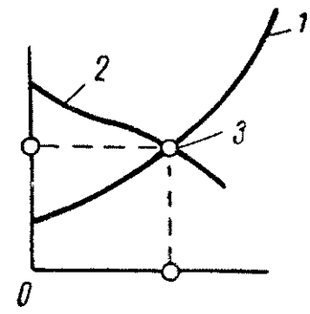


Рис. 87. Наложение характеристики сети на характеристику вентилятора.

Характеристика сети, соответствующая уравнению (62), приведена на рис. 87 (кривая *1*). Для того, чтобы определить подачу и давление, которое должен развивать вентилятор в данной сети, необходимо наложить характеристику вентилятора (кривую *2*, рис. 89) на характеристику сети, при этом характеристики должны быть выполнены в одном масштабе. Точка *3* пересечения характеристик определит искомые давление и подачу вентилятора, так называемую р а б о ч у ю т о ч к у. При изменении характеристики сети (кривые *1*, *2* и *3* на рис. 88), как, например, при дросселировании, меняется местоположение рабочей точки *A*.

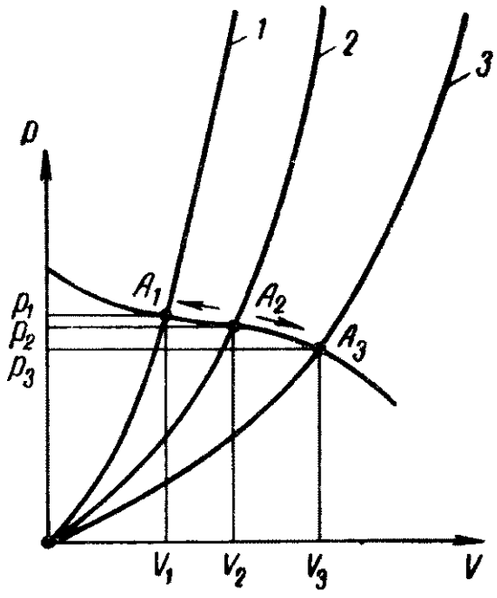


Рис. 88. Изменение положения рабочей точки при изменении характеристики сети.

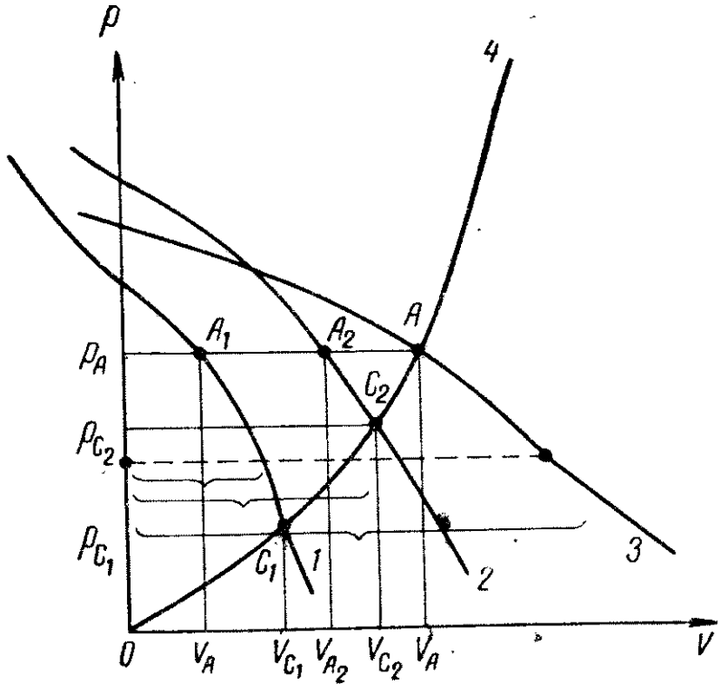


Рис. 89. Работа в сети двух параллельно соединенных вентиляторов.

1 и *2* — характеристики вентиляторов; *3* — суммарная характеристика; *4* — характеристика сети.

Изменение плотности среды, перемещаемой вентилятором, вызывает одновременное изменение характеристик вентилятора и сети, однако при этом изменение характеристик происходит таким образом, что подача вентилятора остается неизменной.

Рассмотрим параллельную и последовательную работу двух или более вентиляторов на общую сеть. В случае параллельной работы вентиляторы подают воздух в общую сеть. Сеть воздуховодов для этого случая можно разбить на участки, по которым проходит воздух от обоих вентиляторов, общие и частные, по которым проходит воздух от одного вентилятора. При малых потерях давления на частных участках можно считать, что вентиляторы присоединены к общему участку.

При построении суммарной характеристики вентиляторов, работающих параллельно, для случая малых потерь на частных участках следует учесть, что в месте соединения потоков устанавливается общее давление. Поэтому, чтобы построить суммарную характеристику, необходимо для каждого данного давления складывать подачи вентиляторов (рис. 89).

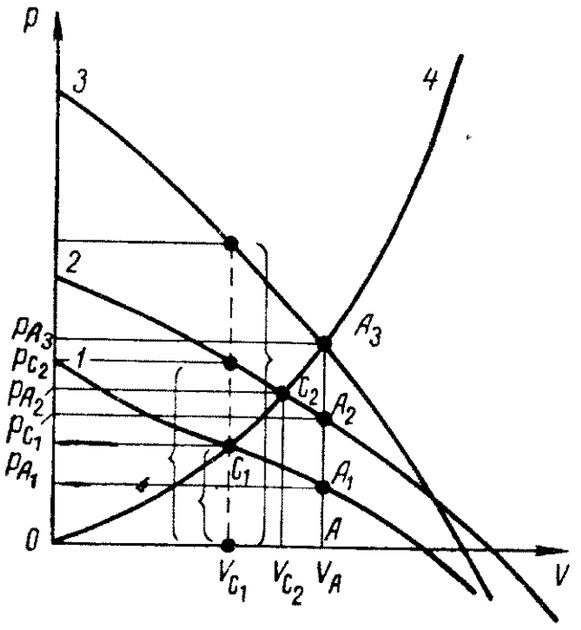


Рис. 90. Работа в сети двух последовательно соединенных вентиляторов.

1—2 — характеристики вентиляторов; *3* — суммарная характеристика; *4* — характеристика сети.

Накладывая характеристику сети *4* на полученную суммарную характеристику *3*, определяют:

1) подачу V_A и развиваемое давление в сети при совместной работе вентиляторов (точка A);

2) подачу V_{A_1} и V_{A_2} и развиваемое каждым вентилятором при совместной работе давление p_A (точки A_1 и A_2);

3) подачу V_{C_1} и V_{C_2} и развиваемое давление каждого вентилятора p_{C_1} и p_{C_2} в случае раздельной работы (точки C_1 и C_2).

При значительных потерях давления на частном участке можно его рассматривать как продолжение нагнетательной (или всасывающей) линии. В этом случае при суммировании характеристик отдельных вентиляторов, необходимо уменьшать давление на потери Δp, взятые при соответствующих расходах.

Общая подача параллельно работающих вентиляторов может быть больше, равна или меньше подачи одного вентилятора. Это зависит от характеристик сети и вентилятора.

При последовательной работе вентиляторов давление в сети равно сумме давлений, создаваемых вентиляторами, а подачи отдельных вентиляторов и объемный расход воздуха в сети постоянные ($V = \text{idem}$).

Если вентиляторы установлены непосредственно один за другим и потери на соединительном участке отсутствуют, для построения суммарной характеристики (кривая *3*, рис. 90) необходимо для каждого данного значения подачи складывать давления, развиваемые вентиляторами.

Пусть отрезок AA_1 равен давлению p_{A_1}, развиваемому первым вентилятором при подаче V_A; отрезок AA_2 — давлению p_{A_2}, развиваемому вторым вентилятором при подаче V_A. Складывая отрезки AA_1 и AA_2, получаем точку A_3 суммарной характеристики.

Если вентиляторы установлены на таком расстоянии друг от друга, что потерями на соединительном участке нельзя пренебречь, то для построения суммарной характеристики следует уменьшить давление на нагнетательном патрубке предыдущего вентилятора на Δp — потери давления на соединительном участке.

Следовательно, чтобы построить суммарную характеристику для этого случая, необходимо построить приведенную характеристику предыдущего вентилятора путем вычитания из характеристики вентилятора характеристики соединительного участка, а затем для каждого заданного значения подачи складывать давления как и в предыдущем случае.

Накладывая характеристику сети на суммарную характеристику работы вентиляторов, определяют:

1) подачу V_A и развиваемое в сети давление p_A при совместной работе (точка A_3);

2) подачу V_A и развиваемое каждым вентилятором давление p_{A_1} и p_{A_2} при совместной работе (точки A_1 и A_2);

3) подачу $V_{C_1} + V_{C_2}$ и развиваемое давление p_{C_1} и p_{C_2} в случае раздельной работы (точки C_1 и C_2).

Общее давление параллельно работающих вентиляторов может быть больше, равно или меньше давления одного вентилятора.

Для определения подачи вентиляторов, действительных давлений, создаваемых ими, и сравнения полученных результатов с данными каталога проводят технические испытания в эксплуатационных условиях. При этом замеряют полное давление на линии всасывания $p_{вс}$, динамическое давление на линии всасывания $p_{д.\,вс}$, полное давление на линии нагнетания $p_н$ и динамическое давление на линии нагнетания $p_{д.\,н}$.

Для измерения статического давления припаивают к стенке воздуховода, по которому движется воздух, трубку малого сечения ($d = 10$ *мм*) так, чтобы она оканчивалась в плоскости воздуховода (рис. 91, *а*), и другой конец трубки присоединяют к U-образному манометру при помощи резинового шланга. Разность уровней жидкости в коленах U-образного манометра покажет положительное избыточное статическое давление на стенки воздуховода:

$$p_{ст} = p - p_a, \tag{63}$$

где p — абсолютное давление внутри воздуховода;

p_a — абсолютное давление атмосферного воздуха, действующее на открытое колено U-образного манометра.

Если в воздуховоде будет разрежение, т. е. давление в нем будет меньше атмосферного, то статическое давление $p_{ст}$ будет

отрицательным и жидкость в левом колене манометра будет находиться на более высоком уровне.

Для измерения полного давления (рис. 91, *б*) трубку внутри воздуховода устанавливают параллельно его оси открытым сечением навстречу потоку. На левый столб жидкости в манометре будет передаваться полное давление в воздуховоде, и разность уровней жидкости в коленах U-образного манометра покажет полное давление в воздуховоде.

Для измерения динамического давления $p_д$, представляющего собой разность между полным и статическим давлением, надо применять две трубки и присоединять их к U-образному манометру, как показано на рис. 91, *в*.

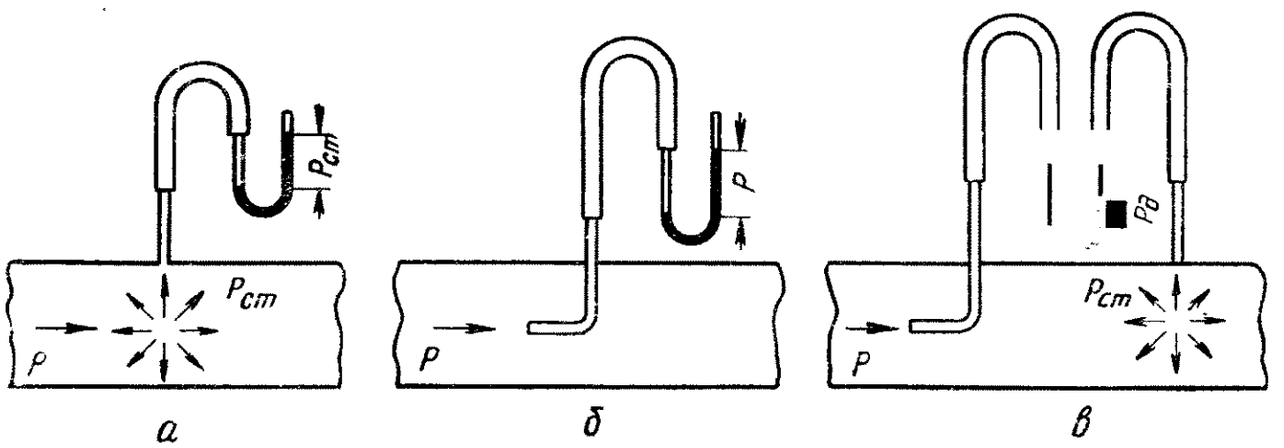


Рис. 91. Измерение U-образным манометром давления, развиваемого вентилятором.

а — измерение статического давления; *б* — измерение полного давления; *в* — измерение динамического давления.

Для соединения металлической трубки с U-образным манометром или микроманометром следует пользоваться резиновыми трубками с внутренним диаметром 4—6 *мм* и наружным 10—14 *мм*. Длина трубки не влияет на точность измерений и может быть принята любой, в зависимости от испытуемого объекта.

При производстве замеров необходимо следить за полной герметичностью присоединений, не допуская попадания в шланги жидкости. Полное давление p, развиваемое вентилятором, равно разности полных давлений на линии нагнетания ($p_н$) и на линии всасывания $p_{вс}$:

$$p = p_н - p_{вс}. \tag{64}$$

Скорость v (в *м/сек*) в любой точке сечения воздуховода можно определить по формуле (при $\rho = 1{,}2$ *кг/м*^{3})

$$v = \sqrt{\frac{2p_д}{1{,}2}} = 1{,}3\sqrt{p_д}, \tag{65}$$

где $p_д$ — динамическое давление в *н/м*^{2}.

Подача вентилятора V (в $м^3/сек$)

$$V = Fv_{ср}, \tag{66}$$

где F — площадь сечения воздуховода в $м^2$;

$v_{ср}$ — средняя скорость по сечению в $м/сек$.

При испытании центробежного вентилятора в сети необходимо соблюдать следующие правила.

1. Частота вращения вентилятора должна быть во время испытаний постоянной и замеряться как перед началом наладки, так и после окончания.

2. U-образная или пневмометрическая трубка на всасывающей стороне должна быть установлена на расстоянии 1,5 d от вентилятора и на нагнетательной стороне на расстоянии 2,5 d (где d — диаметр воздуховода).

3. Подачу вентилятора предпочтительно вычислять по замерам на всасывающей стороне.

4. При пользовании U-образным манометром необходимо следить, чтобы внутренняя поверхность трубки была чистой, а жидкость, заполняющая прибор, была свободна от примесей или мути.

Плотно надетый на ниппели прибора конец резиновой трубки должен иметь длину не менее 15—20 *мм*.

5. Отсчеты по прибору следует делать по возможности при неподвижном положении жидкости в трубке. При значительных и непрерывных колебаниях отсчет принимают по среднему положению конца колеблющегося столбика жидкости.

Пример 27. Определить по характеристической диаграмме (рис. 86) основные параметры вентилятора: частоту вращения n и к. п. д. η, если объемная подача воздуха составляет $V_ч = 7000$ $м^3/ч$ при полном давлении, создаваемом вентилятором $\Delta p = 150$ *мм вод. ст.* (≈ 1500 $н/м^2$).

Р е ш е н и е. Заданному режиму удовлетворяет характеристика, приведенная на рис. 86, вентилятора Ц9-57 (ЦАГИ СТД-57) № 5. Для $V_ч = 7000$ $м^3/ч$ и $\Delta p = 150$ *мм вод. ст.* находим, что частота вращения $n = 1450$ *об/мин* и к. п. д. $\eta = 0{,}62$.

При подборе вентиляторов надо стремиться к тому, чтобы его к. п. д. был не ниже 0,9 максимального значения к. п. д. вентилятора выбранной серии.

Пример 28. Определить для вентилятора с подачей $V_ч = 7000$ $м^3/ч$ (1,93 $м^3/сек$) и развиваемым давлением $\Delta p = 150$ *мм вод. ст.* (см. пример 27) мощность вентилятора и электродвигателя, если к. п. д. вентилятора $\eta_в = 0{,}62$.

Р е ш е н и е. 1. Мощность вентилятора по формуле (58)

$$N_в = V_{сек}\,\Delta p,$$

где $V_{сек} = 1{,}93$ $м^3/сек$; $\Delta p \approx 150 \cdot 10 = 1500$ $н/м^2$;

$$N_в = 1{,}93 \cdot 1500 \approx 3000\ вт = 3\ квт.$$

2. Мощность электродвигателя по формуле (59)

$$N_{э.д} = \frac{aN_в}{\eta_в \eta_{пер}} = \frac{1{,}3 \cdot 3}{0{,}62 \cdot 0{,}98} = 6{,}4\ квт.$$

РАСЧЕТ И ПОДБОР КАЛОРИФЕРОВ

При расчете калориферов вначале определяют тепловой поток (или тепловую мощность) Ф (в *вт*) калорифера, расходуемый на нагревание,

$$Ф = m_{сек} (i_к - i_н), \tag{67}$$

где $m_{сек}$ — секундный массовый расход воздуха, нагреваемого в калорифере, в *кг/сек*;

$i_к$ и $i_н$ — удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в калорифер в *дж/кг*.

Живое сечение калорифера для прохода воздуха $f_ж$ (в $м^2$) подсчитывают по формуле

$$f_ж = \frac{m_{сек}}{u}, \tag{68}$$

где u — массовая скорость воздуха в $кг/(м^2 \cdot сек)$.

Массовая скорость воздуха в $кг/(м^2 \cdot сек)$, устанавливаемая в калорифере,

$$u = \frac{m_{сек}}{f_ж}. \tag{69}$$

По экономическим соображениям массовую скорость воздуха в пластинчатых калориферах принимают равной 7—10 $кг/(м^2 \cdot сек)$.

Поверхность нагрева калориферной установки F (в $м^2$) подсчитывают по формуле

$$F = \frac{Ф}{k (t_{т.\,ср} - t_{в.\,ср})}, \tag{70}$$

где Ф — тепловой поток, расходуемый на нагрев воздуха, в *вт*;

k — коэффициент теплопередачи калорифера в $вт/(м^2 \cdot град)$;

$t_{т.\,ср}$ — средняя температура теплоносителя (пара или воды) в °С;

$t_{в.\,ср}$ — средняя температура нагреваемого воздуха в °С.

Для воды

$$t_{т.\,ср} = \frac{t'_т + t''_т}{2}, \tag{71}$$

где $t''_т$ и $t'_т$ — соответственно температура горячей воды на выходе из калорифера и холодной воды на входе в калорифер в °С.

Для насыщенного пара с избыточным давлением до 0,3 *бар* ($\approx$ 0,3 *ат*) можно принять, что средняя температура пара $t_{т.\,ср} = 100°$ С, а при избыточном давлении больше 0,3 *бар* ($>$0,3 *ат*) температуру пара определяют в зависимости от давления по табл. 10.

Средняя температура воздуха

$$t_{в.\,ср} = \frac{t'_в + t''_в}{2}, \tag{72}$$

где $t'_в$ и $t''_в$ — соответственно температура воздуха до и после калорифера в °С.

После определения поверхности нагрева по формуле (70) подбирают калорифер [8, 12] при массовой скорости воздуха в пределах 7—10 *кг/(м²·сек)*. При подборе калориферов следует принимать запас на сопротивление по воздуху 10%, на сопротивление по воде 20%.

Калориферы можно компоновать в группы по схемам, приведенным на рис. 92, 93 и 94, где показано присоединение трубопроводов к калориферам при обогреве паром, когда избыточное давление пара $p_{из} > 0{,}3$ *бар* (рис. 92); параллельное и последовательное присоединение трубопроводов к калориферам при обогреве водой показано на рис. 93 и 94.

Массовую скорость воды u в трубах калорифера в *кг/(м²·сек)* можно определить по формуле

$$u = \frac{\Phi}{f_{ж}(i''_{т} - i'_{т})}, \qquad (73)$$

где Ф — тепловой поток, расходуемый на нагрев воздуха, в *вт*;

$f_{ж}$ — живое сечение трубок калорифера по воде в *м²*;

$i''_{т}$ — удельная энтальпия горячей воды на выходе из калорифера в °С (см. табл. 9);

$i'_{т}$ — удельная энтальпия воды на входе в калорифер в °С (см. табл. 9).

Пример 29. Подобрать калорифер для подогрева воздуха от $t'_{в} = -23°$ С до $t''_{в} = 20°$ С. Расход воздуха $m_{ч} = 11\,000$ *кг/ч* ($m_{сек} = 3{,}06$ *кг/сек*). Теплоноситель — насыщенный водяной пар с параметрами: абсолютным давлением $p_{абс} = 3$ *бар* и соответствующей температурой насыщения $t_{н} = 133{,}5°$ С (см. табл. 10).

Р е ш е н и е. 1. Массовая скорость воздуха в калорифере (по предварительной оценке)

$$u = 8 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{сек)}.$$

2. Энтальпия воздуха на входе в калорифер (см. табл. 11)

$$i'_{в} = -23 \text{ кдж/кг}.$$

3. Энтальпия воздуха на выходе из калорифера (см. табл. 11)

$$i''_{в} = 20 \text{ кдж/кг}.$$

4. Тепловой поток, расходуемый на нагрев воздуха, по формуле (67)

$$\Phi = m_{сек}(i''_{в} - i'_{в}) = 3{,}06\,[20 - (-23)] \cdot 10^3 = 131{,}6 \cdot 10^3 \text{ вт} = 131{,}6 \text{ квт}.$$

5. Средняя температура воздуха по формуле (72)

$$t_{в.\,ср} = \frac{t'_{в} + t''_{в}}{2} = \frac{(-23) + 20}{2} = -1{,}5 \text{ °С}.$$

6. Коэффициент теплопередачи от пара к воздуху при массовой скорости воздуха $u = 8$ *кг/(м²·сек)* для теплоносителя — пара определен предварительно по [8, 12]

$$k \approx 25 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

7. Необходимая поверхность нагрева калорифера по формуле (70)

$$F = \frac{\Phi}{k(t_{т.\,ср} - t_{в.\,ср})} = \frac{131{,}6 \cdot 10^3}{25\,[133{,}5 - (-1{,}5)]} = 40{,}2 \text{ м}^2.$$

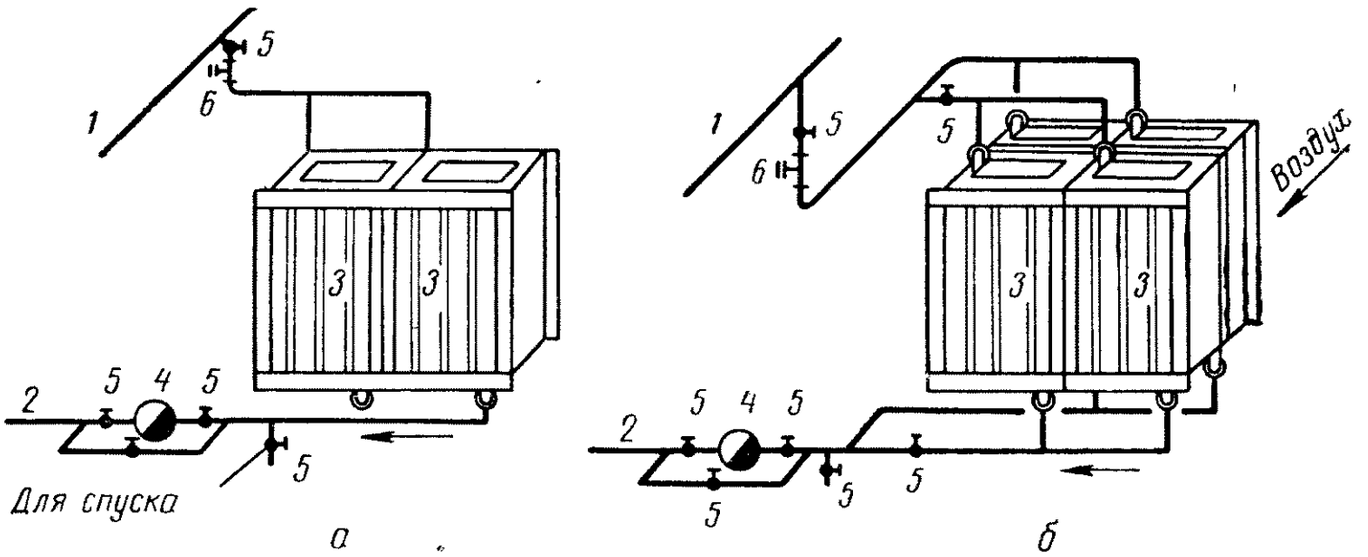


Рис. 92. Последовательное присоединение трубопроводов к калориферам при обогреве паром (теплоноситель — пар, $p \geqslant 0{,}3$ *бар*).

а — схема 1; *б* — схема 2; *1* — паропровод; *2* — конденсатопровод; *3* — калорифер; *4* — конденсатоотводчик; *5* — вентиль; *6* — тройник с пробкой.

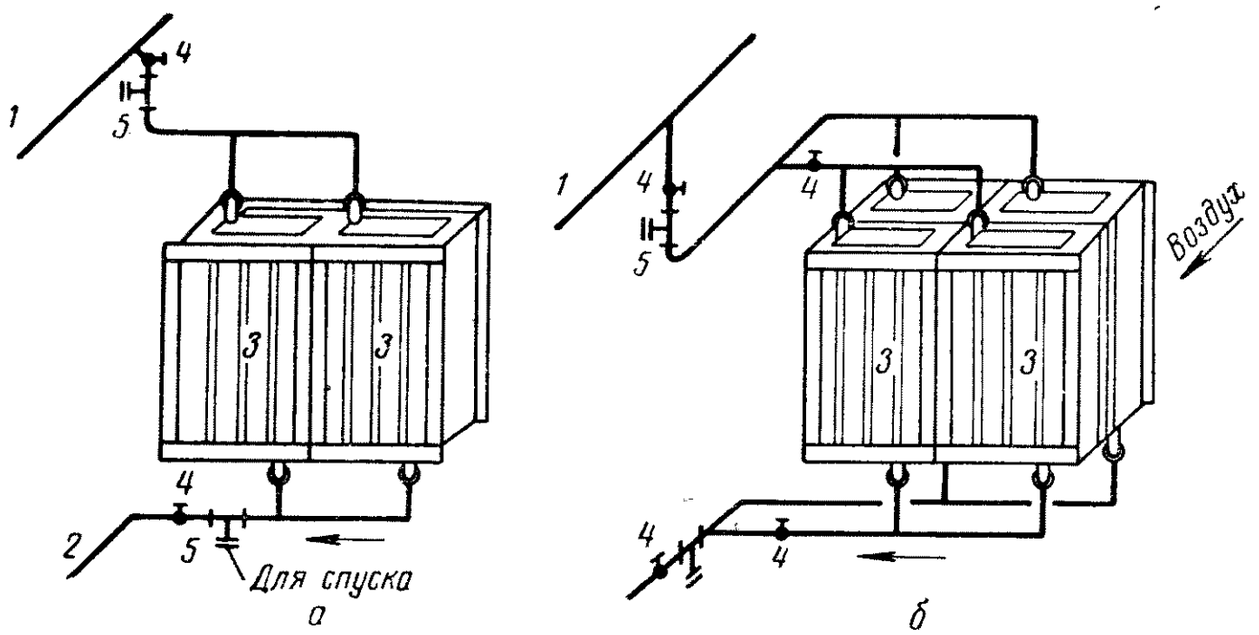


Рис. 93. Параллельное присоединение трубопроводов к калориферам при обогреве водой.

а — схема 3; *б* — схема 4; *1* — трубопровод горячей воды; *2* — трубопровод обратной воды; *3* — калорифер; *4* — вентиль; *5* — тройник с пробкой.

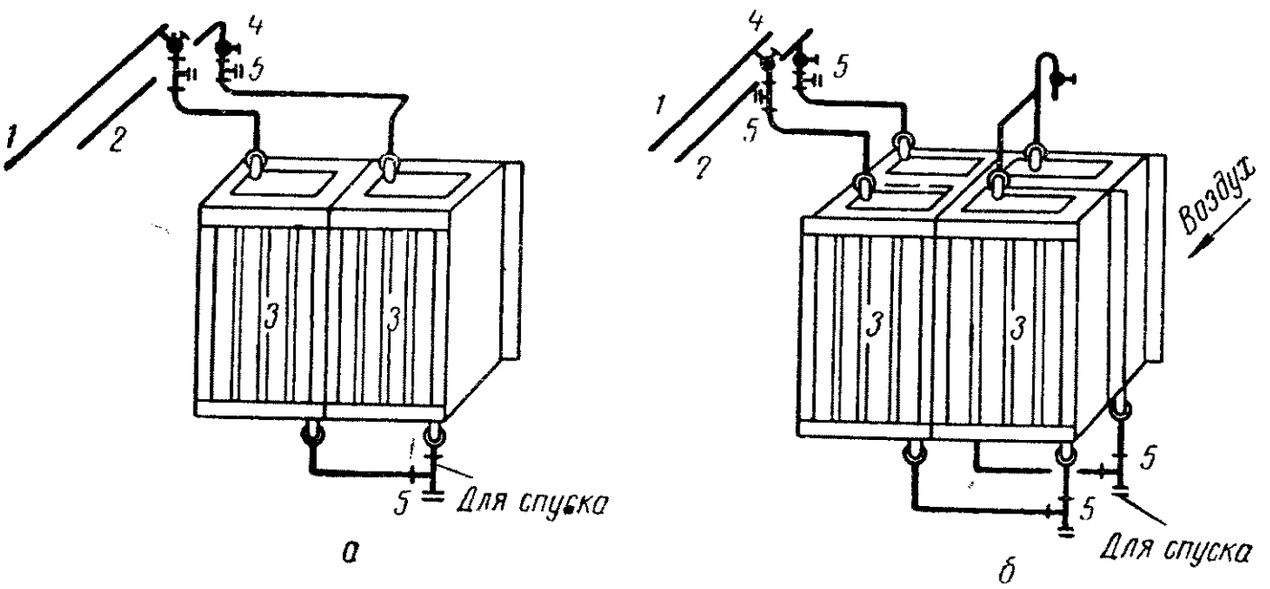


Рис. 94. Последовательное присоединение трубопроводов к калориферам при обогреве водой.

а — схема 5; *б* — схема 6; *1* — трубопровод горячей воды; *2* — трубопровод обратной воды: *3* — калорифер; *4* — вентиль; *5* — тройник с пробкой.

8. Подбор калорифера

Для полученной поверхности нагрева можно по [8] принять следующие модели пластинчатых калориферов:

а) одноходовый пластинчатый калорифер средней модели КФС-9 с поверхностью нагрева $F = 41{,}6$ $м^2$ и живым сечением по воздуху $f_ж = 0{,}486$ $м^2$;

б) многоходовый пластинчатый калорифер средней модели КМС-9 ($F = 41{,}6$ $м^2$ и $f_ж = 0{,}486$ $м^2$);

в) одноходовый пластинчатый калорифер большой модели КФБ-8 ($F = 45{,}7$ $м^2$; $f_ж = 0{,}416$ $м^2$);

г) многоходовый пластинчатый калорифер большой модели КМБ-8 ($F = 45{,}7$ $м^2$; $f_ж = 0{,}416$ $м^2$).

9. Проверка значения теплового потока:

а) для КФС-9 $u = \frac{3{,}06}{0{,}486} = 6{,}3$ $кг/(м^2 \cdot сек)$; $k = 25{,}5$ $вт/(м^2 \cdot град)$ [8]; $Ф = kF(t_{т.\,ср} - t_{в.\,ср}) = 25{,}5 \cdot 41{,}6\,[133{,}5 - (1{,}5)] = 143{,}2 \cdot 10^3$ $вт = 143{,}2$ $квт$; запас теплоотдачи $n = \frac{(143{,}2 - 131{,}6)\,100}{131{,}6} = 8{,}9\%$;

б) для КМС-9 $u = \frac{3{,}06}{0{,}486} = 6{,}3$ $кг/(м^2 \cdot сек)$; $k = 25{,}5$ $вт/(м^2 \cdot град)$; $Ф = 143{,}2$ $квт$; $n = 8{,}9\%$;

в) для КФБ-8 $u = \frac{3{,}06}{0{,}416} = 7{,}35$ $кг/(м^2 \cdot сек)$; $k = 25{,}5$ $вт/(м^2 \cdot град)$; $Ф = 25{,}5 \cdot 45{,}7\,[133{,}5 - (-1{,}5)] = 157 \cdot 10^3$ $вт = 157$ $квт$; $n = \frac{(157 - 131{,}6)\,100}{131{,}6} = 19\%$.

г) для КМБ-8 $u = 7{,}35$ $кг/(м^2 \cdot сек)$; $k = 25{,}5$ $вт/(м^2 \cdot град)$; $Ф = 157$ $квт$; $n = 19\%$.

Наиболее подходящим является пластинчатый калорифер большой модели КФБ-8 (или КМБ-8) с запасом теплоотдачи 18% (по СН и П запас теплоотдачи должен составлять от 10 до 20%) или следующий номер калорифера средней модели КФС-10 или КМС-10 с поверхностью нагрева $F = 47{,}8$ $м^2$; живым сечением по воздуху 0,558 $м^2$, массовой скоростью $u = 5{,}5$ $кг/(м^2 \cdot сек)$, коэффициентом теплопередачи $k = 23{,}4$ $вт/(м^2 \cdot град)$, $Ф = 152$ $квт$ и $n = 15\%$.

ОСНОВНЫЕ ПРИБОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ НАЛАДКЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

U-образный манометр (рис. 95) представляет собой U-образно изогнутую стеклянную трубку, залитую ртутью, подкрашенной водой или спиртом. Давление определяется по разности уровней ΔH в обоих коленах по формуле

$$p = \Delta H \rho g, \qquad (74)$$

где ρ — плотность заливаемой жидкости (для воды $\rho = 1000$ $кг/м^3$; для ртути $\rho = 13\,600$ $кг/м^3$; для спирта $\rho = 800$—810 $кг/м^3$).

Ртуть применяют, когда U-образный манометр предназначается для измерения больших давлений. Спирт имеет перед водой ряд преимуществ; точка замерзания спирта ниже, чем у воды, мениск спирта более плоский, чем у воды и удобнее для отсчета.

В наклонном напоромере (рис. 96) одно из колен U-образной трубки заменено резервуарчиком, площадь поперечного сечения которого во много раз больше, чем у трубки. Вследствие этого можно

пренебречь изменением уровня в резервуаре по сравнению с изменением уровня в трубке и вести отсчет только по уровню в ней. Для большей точности и простоты отсчетов трубку делают наклонной с постоянным или переменным углом наклона.

Для определения давления и скоростей применяют несложную по конструкции пневмометрическую трубку (рис. 97). Как видно из рисунка, она представляет собой две спаянные трубки: *1*, имеющую полушаровую поверхность с отверстием посередине и предназначенную для измерения полных давлений, и *2*, имеющую скошенный с двух сторон глухой конец, для измерения статических давлений. На определенном расстоянии от скошенного конца имеются четыре отверстия с диаметром от 0,5 до 0,8 *мм*.

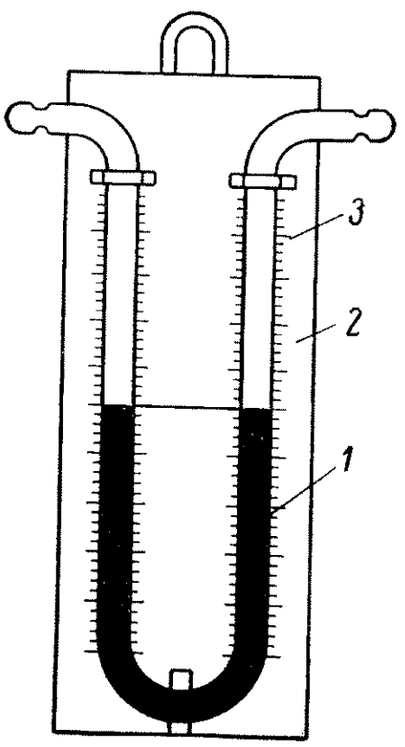


Рис. 95. U-образный манометр.

1 — стеклянная трубка; *2* — деревянная планка; *3* — шкала.

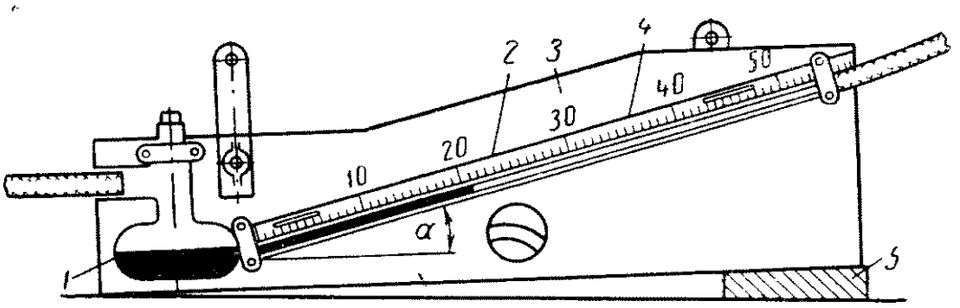


Рис. 96. Наклонный напоромер.

1 — стеклянный резервуар; *2* — неподвижная наклонная трубка; *3* — деревянная колодка; *4* — подвижная шкала; *5* — клин.

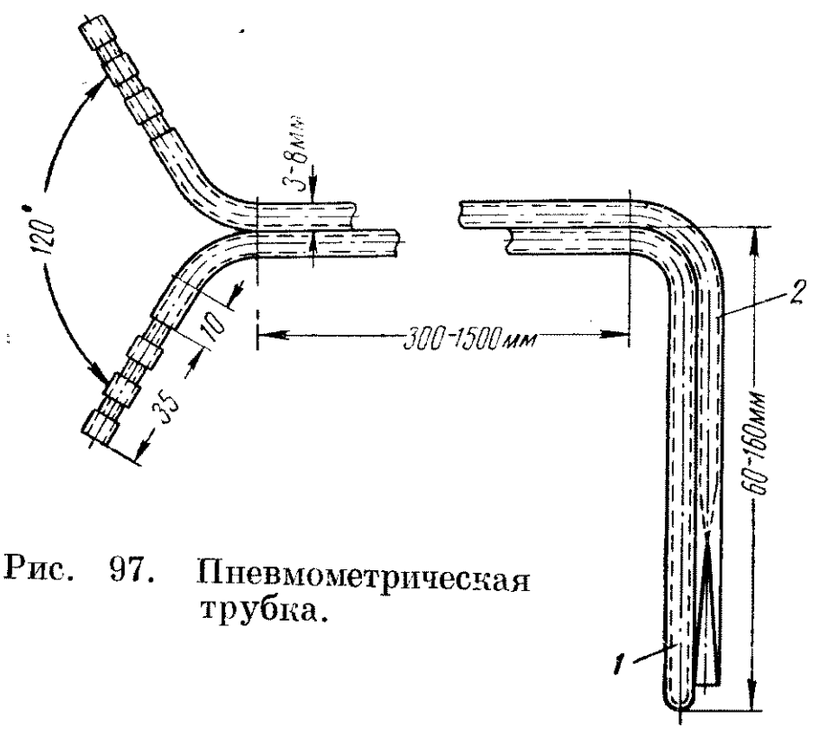


Рис. 97. Пневмометрическая трубка.

Схемы присоединения пневмометрических трубок к напоромеру приведены на рис. 98. Пневмометрической трубкой замеряют полное положительное давление (рис. 98, *а*), присоединив трубку полного давления *1* к штуцеру *3* резервуара напоромера; штуцер *4* трубки напоромера оставляют открытым.

Полное отрицательное давление замеряют присоединением трубки полного давления *1* к штуцеру *4* трубки напоромера при открытом штуцере 3 (рис. 98, *б*).

Статическое положительное давление замеряют присоединением трубки статического давления *2* к штуцеру *3* резервуара напоромера при открытом штуцере *4* (рис. 98, *в*).

Статическое отрицательное давление замеряют присоединением трубки статического давления *2* к штуцеру *4* при открытом штуцере *3* (рис. 98, *г*).

Скоростное (динамическое) давление замеряют присоединением трубки полного давления *1* к штуцеру *3* резервуара напоромера, а трубки статического давления *2* к штуцеру *4* трубки напоромера (рис. 98, *д*).

Пневмометрическую трубку во всех случаях следует вводить в воздуховод открытым концом против потока воздуха.

Если помещение, в котором установлен прибор, находится под значительным давлением или разрежением, то следует сообщать открытый штуцер напоромера (с помощью резинового шланга) с атмосферой или с помещением, в котором давление равно атмосферному.

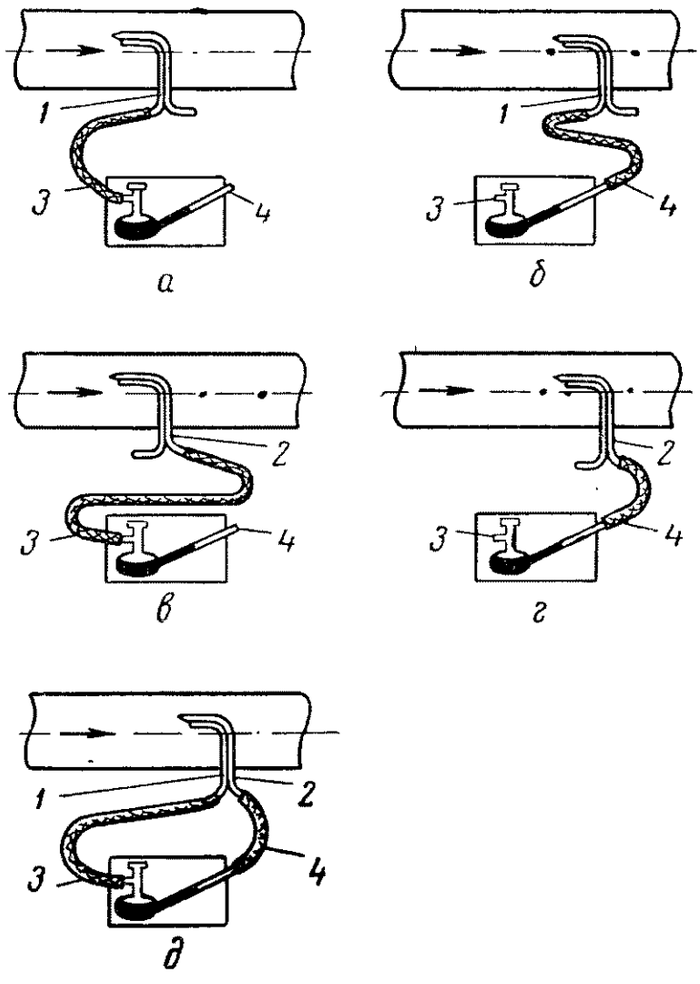


Рис. 98. Схема присоединения пневмометрической трубки к напоромеру при замерах.

Измерив в какой-либо точке динамическое давление $p_д$, (в $н/м^2$), можно определить линейную v (в $м/сек$) или массовую u, в $кг/(м^2 \cdot сек)$, скорость воздуха в этой же точке из уравнения (60):

$$v = \sqrt{\frac{2p_д}{\rho}}; \tag{75}$$

$$u = \sqrt{2p_д\rho}. \tag{75а}$$

При плотности воздуха $\rho = 1{,}3$ $кг/м^3$ (при 14° С) формулы (75) (75а) и приобретают вид

$$v = 1{,}3\sqrt{p_д}; \tag{76}$$

$$u = 1{,}6\sqrt{p_д}. \tag{76а}$$

С достаточной для практических расчетов точностью можно пользоваться формулами (76) и (76а) при температурах в диапазоне

15—25° С. Место для определения расхода воздуха выбирают по возможности на длинном прямом участке воздуховода постоянного сечения, так как отводы и тройники искажают скоростное поле потока на значительной длине воздуховода. Длину прямого участка после фасонной части берут равной (3 ÷ 4) d (где d — диаметр участка воздуховода).

Средние значения скоростных давлений, замеренных в разных точках сечения воздуховода, определяют по формуле

$$p_{ск} = \left(\frac{\sqrt{p_{ск1}} + \sqrt{p_{ск2}} + \ldots + \sqrt{p_{скn}}}{n} \right)^2, \qquad (77)$$

где $p_{ск1}$; $p_{ск2}$; $p_{скn}$ — значения скоростных давлений, замеренных в отдельных точках (1, 2, . . ., n) сечения;

n — число точек замеров.

В тех случаях, когда наименьшее и наибольшее значения скоростного давления, замеренного в данном сечении воздуховода, отличаются друг от друга менее чем в два раза, усредненное значение скоростного давления с достаточной для практики точностью определяют, как среднее арифметическое из значений скоростных давлений в различных точках замера:

$$p_{ск} = \frac{p_{ск1} + p_{ск2} + \ldots + p_{скn}}{n}. \qquad (77а)$$

Для измерения скорости движения воздуха применяют анемометр, представляющий собой вертушку, вращающуюся тем быстрее, чем выше скорость набегающего потока. Вертушка соединена со счетным механизмом.

Скорости движения воздуха от 0,2 до 6 *м/сек* измеряют с помощью ручного крыльчатого анемометра. Замеры этим прибором производят следующим образом: записывают начальное показание счетчика анемометра; с выключенным механизмом его устанавливают в воздушном потоке и через 5—10 *сек* включают счетчик одновременно с секундомером. Через 1—2 *мин* счетчик выключают и записывают его конечное показание. Затем разность кокечного и начального отсчетов делят на время замера в секундах.

Пользуясь тарировочным графиком, которым снабжается каждый анемометр, переводят полученный результат от деления в скорость (в *м/сек*). Для измерения скоростей от 1 до 20 *м/сек* используют чашечные анемометры.

Измерение анемометром производят в открытых концах воздуховодов, в приточных и вытяжных отверстиях, в проемах внешних ограждений.

Для большей точности показаний анемометры должны быть укреплены на рейках. Счетный механизм пускают и выключают с помощью шнура. Ось колеса чашечного анемометра должна быть

перпендикулярна, а ось колеса крыльчатого анемометра — совпадать с направлением потока.

В каждом проеме замер нужно производить два раза. Разница между их результатами не должна превышать ±5%, в противном случае производят дополнительный замер.

В открытых проемах и отверстиях размером до 1—2 $м^2$ скорость воздуха замеряют при медленном равномерном передвижении анемометра по всему сечению отверстия или проема.

Расход воздуха V, проходящего в течение 1 *сек* через проем, отверстие или сечение воздуховода в $м^3/сек$, подсчитывают по формуле

$$V = vF, \qquad (78)$$

где v — средняя скорость воздушного потока, замеренная анемометром, в *м/сек*;

F — сечение воздуховода в $м^2$.

Для измерения температуры газов и жидкостей в пределах от —40 до +60° С применяют тарированные ртутные термометры с ценой деления 0,2 *град*, а при температурах свыше 60° С — термометры с ценой деления 0,5 или 1 *град*. При измерении отрицательных температур ниже —30° С используют спиртовые термометры.

Для измерения относительной влажности в вентиляционных устройствах применяют психрометр (рис. 99), имеющий шкалу от —15 до +50° С с ценой деления 0,2 *град* или шкалу от 0 до 45° С [5, 6, 9].

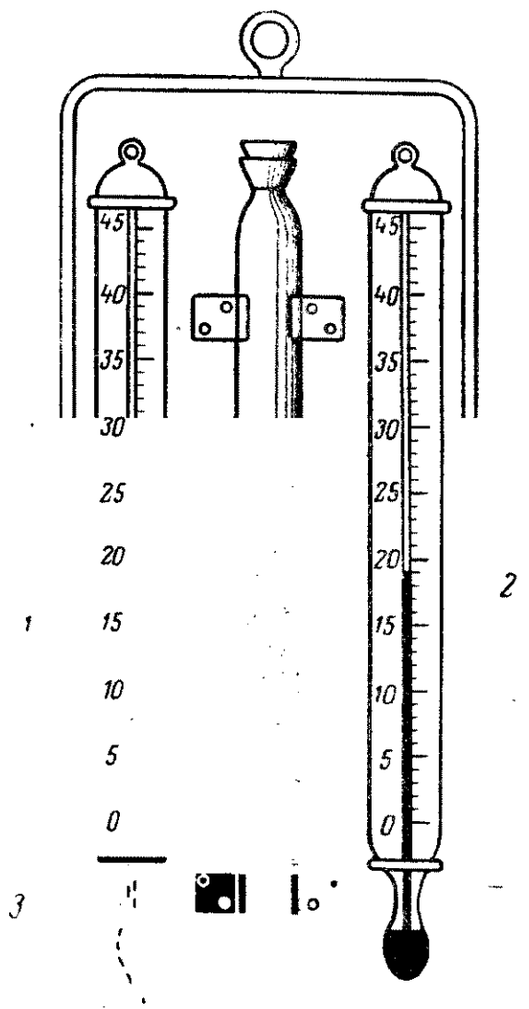


Рис. 99. Психрометр.

1 — шкала; *2* — деревянная планка; *3* — стеклянный баллон для ртути.

Пример 30. Найти относительную влажность воздуха φ при температуре сухого термометра $t_с = 27°$ С и температуре мокрого термометра $t_м = 20°$ С.

Р е ш е н и е. Находим на верхней горизонтальной линии графика (рис. 100) точку $t_с = 27°$ С и опускаем вниз перпендикуляр; находим на той же верхней горизонтальной линии графика точку $t_м = 20°$ С и двигаемся вниз по наклонной линии до пересечения с перпендикуляром, опущенным из точки $t_с = 27°$ С.

Точка пересечения дает показание относительной влажности φ = 52%.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Надлежащий эффект действия вентиляции зависит не только от качества проекта и монтажа, но и в значительной степени от правильной эксплуатации и надлежащего ухода за оборудованием

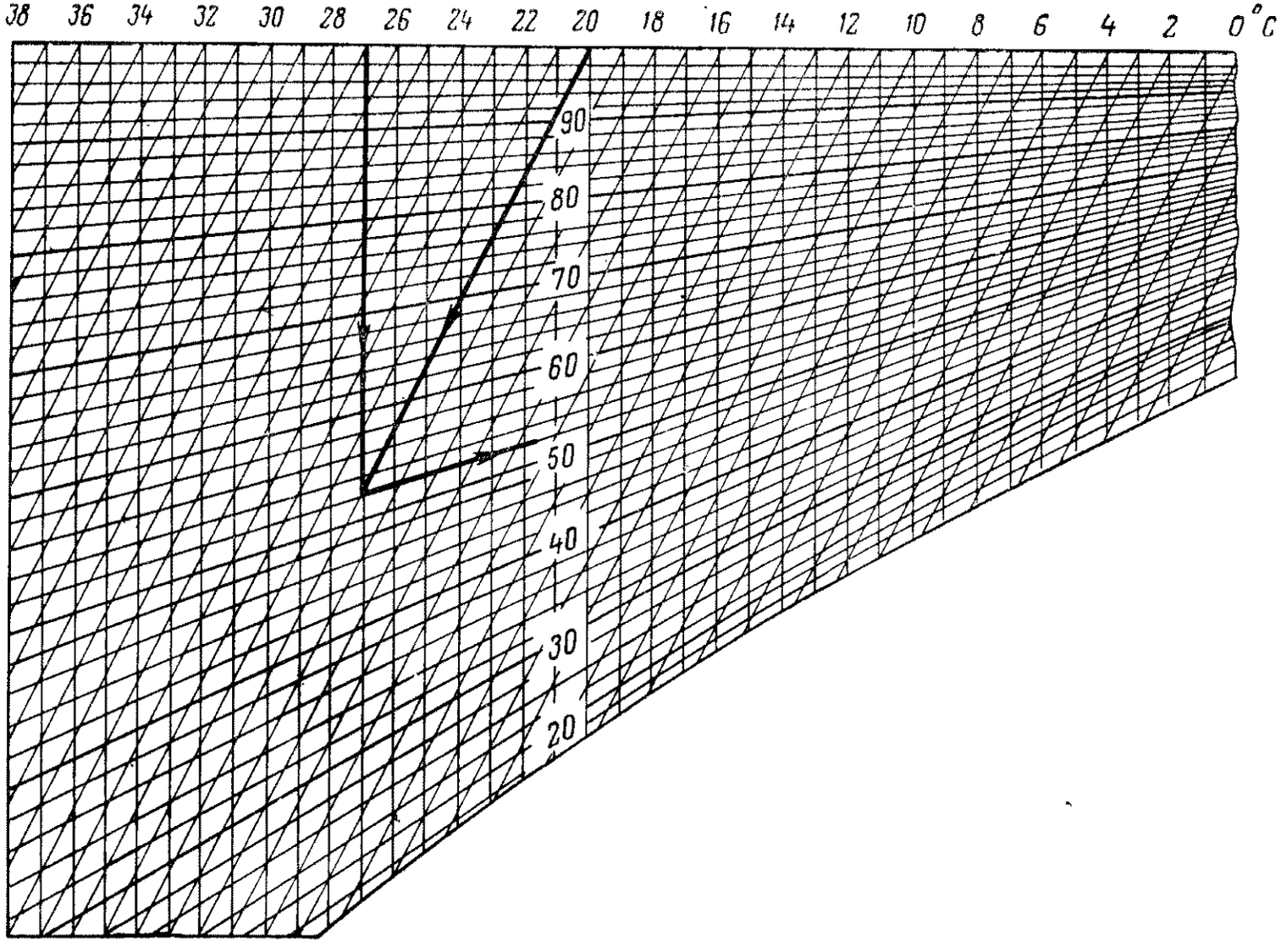


Рис. 100. График для определения относительной влажности по показаниям аспирационного психрометра завода «Гидрометприбор».

вентиляционных установок. Для этого каждую вентиляционную установку обеспечивают инструкцией по эксплуатации, паспортом и журналом эксплуатации.

Инструкция по эксплуатации конкретно охватывает все вопросы эксплуатации и наладки данной вентиляционной установки и содержит сведения о расчетных температурах и требуемой влажности воздуха на рабочих местах, подаче и частоте вращения вентиляторов в *об/мин*, о порядке включения и выключения вентиляционной установки, методах регулирования расхода, влажности и температуры приточного воздуха, плановых сроках чистки вентиляционного оборудования, а также указания о порядке действия при пожаре или авариях.

Паспорт вентиляционной установки, как правило, составляют при приемке установки в эксплуатацию; в него записывают технические данные и краткую характеристику установки.

К паспорту должна быть приложена схема вентиляционной установки с указанием точек присоединения контрольно-измерительных приборов и расположения регулирующих приспособлений. Все изменения в схеме вентиляционной установки, проведенные после составления паспорта, а также результаты последующих испытаний заносят в паспорт.

В журнал эксплуатации записывают неисправности вентиляционной установки, выявленные при дежурстве, все случаи прекращения работы установки, как результат аварии, ремонта или отсутствия электроэнергии и теплоносителя (воды, пара), отметки об устранении выявленных неисправностей и о возобновлении нормальной работы, а также фамилии дежурного персонала и данные о приеме и сдаче дежурства.

В ремонтную карту вносят вид ремонта (текущий, средний, капитальный), даты начала и окончания ремонтных работ, краткое содержание ремонта и оценки качества ремонта.

При уходе за вентиляторами выполняют следующие работы.

Систематически осматривают рабочие колеса и проверяют их балансировку: при правильной балансировке они должны останавливаться в любом положении, не возвращаясь в исходное; они должны легко вращаться от руки, не задевая кожуха, не иметь биений или смещений на валу. Лопатки рабочих колес не должны иметь вмятин, прогибов или разрывов.

Проверяют правильность направления вращения рабочих колес. В центробежных вентиляторах оно совпадает с направлением разворота спирали кожуха, в осевых нереверсивных вентиляторах при правильном вращении «носики» (кромки) лопаток крыльчатки должны быть направлены вперед. Систематически очищают рабочие колеса от пыли и загрязнения.

Проверяют надежность крепления вентилятора к основанию: гайки крепящих болтов должны быть надежно затянуты, на болты должны быть надеты контргайки.

Проводят осмотр подшипников: при выявлении коррозии или трещин их необходимо сменить. Подшипники пополняют смазочным маслом: жидким не реже одного раза в месяц и консистентной смазкой — не реже одного раза в 3—4 месяца. Полностью заменяют смазку подшипников и промывают бензином корпуса не реже одного раза в 6 месяцев при применении жидкого масла и не реже одного раза в год — при консистентных смазках. Температура корпусов подшипников вентиляторов не должна превышать 40—50° С. При более высоких температурах нужно осмотреть, очистить и заполнить подшипники свежей смазкой.

Необходимо следить за положением валов вентиляторов и электродвигателей: если валы соединены ременной передачей, они должны быть строго параллельны, а средние линии полотен их шкивов должны совпадать; оси валов вентилятора и электродвигателя, соединенные муфтами, должны находиться на одной прямой.

При плоскоременной передаче нижняя половина ремня должна быть ведущей; не допускается сращивание плоских и клиновых ремней накладками или металлическими скобами. При проверке натяжения ремень должен пружинить.

Работа вентилятора должна быть бесшумной. При появлении в нем в процессе работы шума и возникновении вибраций выключают электродвигатель, устанавливают причину этих явлений (износ подшипников, ослабление растяжек рабочего колеса, попадание посторонних предметов и др.) и принимают меры к их устранению.

Всасывающие отверстия вентиляторов, не присоединенные к воздуховодам, должны иметь защитные металлические решетки с ячейками размером 25—50 *мм*.

Для включения калориферов, работающих на воде, выполняют следующие действия:

1) закрывают устройства для спуска воды в низших точках трубопровода калориферной установки;

2) постепенно открывают запорную арматуру на обратной линии от калорифера;

3) проверяют, открыты ли устройства для удаления воздуха в верхних точках обвязки калориферов, и закрывают эти устройства после появления в них струи воды;

4) открывают запорную арматуру на подающей линии к калориферам;

5) проверяют отсутствие подтеканий и парения в калориферах, трубопроводе и арматуре;

6) проверяют показание термометра на подающей линии к калориферам, а при его отсутствии — термометра в узле управления местной системой теплоснабжения, не допускается пуск вентилятора, если температура окажется значительно ниже требуемой по графику теплоснабжения.

Для выключения калориферов, работающих на воде:

1) закрывают запорную арматуру на подающем трубопроводе к калориферной установке;

2) закрывают запорную арматуру на обратном трубопроводе от калориферной установки;

3) открывают спускные устройства в низших точках трубопровода для освобождения калориферов и подводок к ним от воды;

4) открывают устройство для выпуска воздуха.

Для включения калориферов, работающих на паре с избыточным давлением свыше 0,3 *бар*:

1) закрывают основной проход конденсатоотводчика и открывают проход через обводную линию или через внутренний обводной канал конденсатоотводчика;

2) открывают контрольный вентиль, установленный после конденсатоотводчика;

3) постепенно открывают вентиль на общем паровом трубопроводе к калориферам;

4) после выпуска воздуха и появления пара закрывают контрольный вентиль;

5) открывают проход пара через конденсатоотводчик и закрывают обводную линию или внутренний обводной канал.

Для выключения калориферов, работающих на паре с $p_{изб} < 0{,}3$ *бар*:

1) закрывают запорную арматуру на паровом трубопроводе к калориферной установке;

2) открывают обводную линию или обводной канал;

3) открывают контрольный кран;

4) закрывают основной проход конденсатоотводчика; при выключении установки на длительный период следует вывернуть пробку в нижней части конденсатоотводчика для спуска конденсата.

Уход за калориферами в процессе эксплуатации заключается в основном в том, что:

1) систематически следят, чтобы между калориферами, а также между калориферами и строительными конструкциями не было зазоров; обнаруженные зазоры должны быть заделаны несгораемыми материалами;

2) периодически очищают ребра калориферов от загрязнений пневматическим способом с использованием существующей сети трубопроводов сжатого воздуха, или баллонов со сжатым воздухом, или гидропневматическим способом при загрязнении ребер калориферов плотно слежавшимися пылевыми отложениями, не поддающимися очистке струей сжатого воздуха (рис. 101);

3) ежедневно тщательно осматривают калориферные установки и при обнаружении парений или подтеканий в калориферах, фланцевых соединениях, арматуре или трубопроводе немедленно принимают меры к устранению неплотностей; при парении или подтекании в местах расположения съемных крышек калориферов необходимо сменить прокладки; при теплоносителях — паре и перегретой воде применяют прокладки из паронита, предварительно смоченного

в горячей воде; при теплоносителе — воде с температурой до 100 °С — из картона толщиной 3—4 *мм*, смоченного в воде и проваренного в олифе;

4) погнутые пластинки калориферов выправляют без нарушения оцинковки;

5) следят за исправностью действия контрольно-измерительных приборов и конденсатоотводчиков;

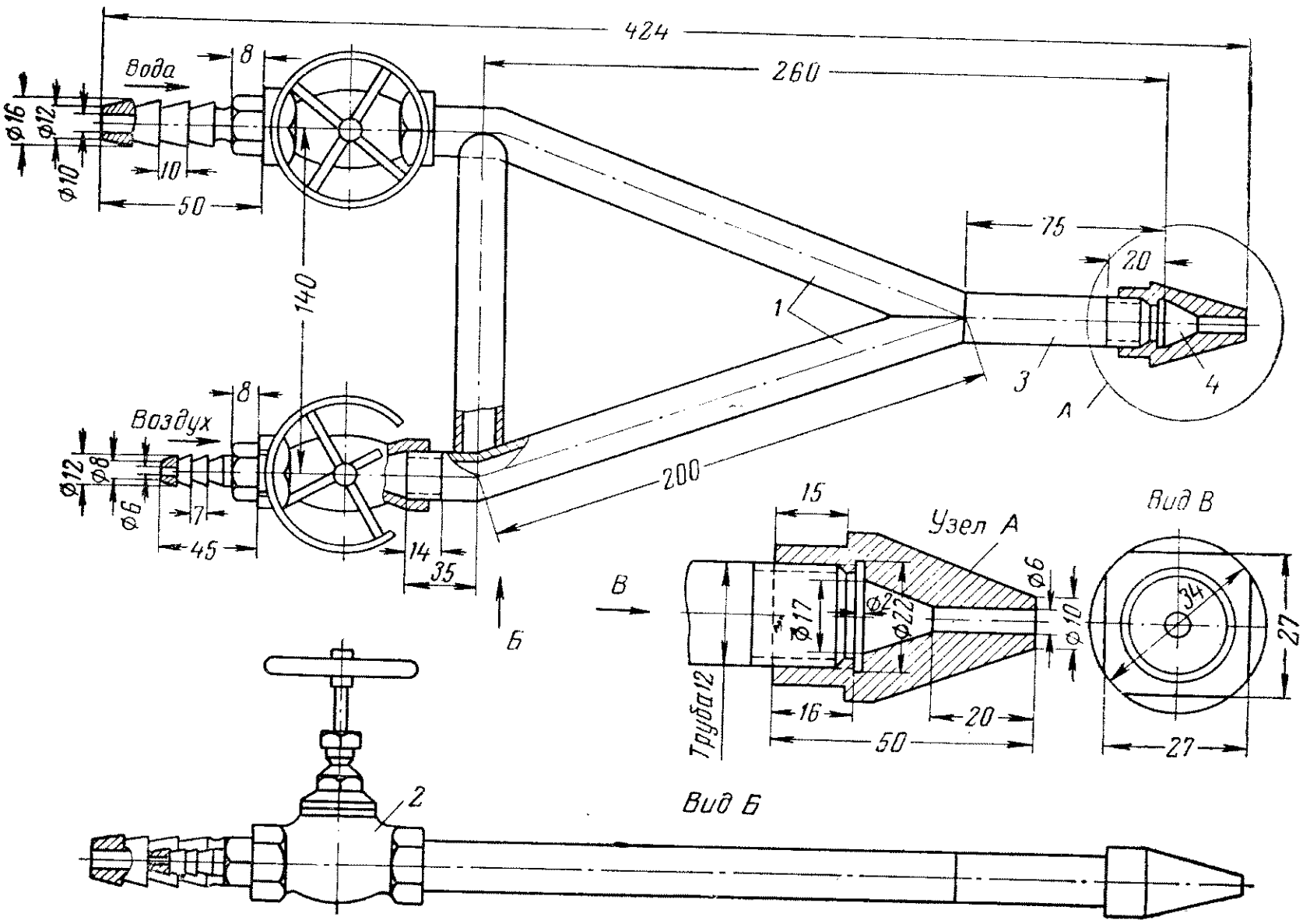


Рис. 101. Приспособление для прочистки загрязненных калориферов гидропневматическим способом.

1 — стальная труба ($d_у$ = 15 *мм*); *2* — запорный вентиль; *3* — смесительная трубка ($d_у$ = = 15 *мм*); *4* — наконечник с отверстием (d = 6 *мм*).

6) периодически выпускают воздух, скапливающийся в высших точках трубопроводов, подающих и отводящих воду от калориферных установок.

Уход за пылеотделителями типа циклон заключается в основном в том, что:

1) следят, чтобы циклоны находились в вертикальном положении и были прочно прикреплены к постаментам или опорным кронштейнам;

2) систематически проверяют герметичность пылесборного бункера и затвора пылеотводящего патрубка;

3) периодически в сроки, установленные рабочей инструкцией, удаляют пыль, осаждающуюся в пылесборнике циклона; на время очистки циклона обязательно останавливают вентилятор;

4) при транспортировании вентиляционной установкой пыли, затвердевающей при контакте с влагой (гипс, цемент) периодически очищают внутреннюю поверхность циклона от образовавшейся корки, для чего в корпусе циклона делают герметически закрывающиеся люки;

5) перед установкой новых циклонов, а также при ремонте существующих проверяют отсутствие посторонних предметов внутри циклона и чистоту его внутренних поверхностей, устраняют неровности и наплавы на внутренних поверхностях, оставшиеся после сварки; снимают фаску на листах, образующих выступы внутри циклона, если стыковые соединения циклона выполнены внахлестку.

Уход за фильтрами в основном заключается в том, что:

1) их очищают периодически от скопившейся пыли в календарные сроки, установленные рабочей инструкцией, или по достижении зафиксированного в ней предельно допустимого сопротивления фильтра движению воздуха; сопротивление фильтра определяют как разность статических давлений до и после фильтра, для замера которых в соответствующих местах воздуховодов или вентиляционных камер должны быть размещены специальные лючки;

2) во время периодической чистки фильтров устраняют возможность попадания пыли в чистую часть камеры; ячейки масляных, зернистых и других фильтров должны легко устанавливаться в каркас и легко выниматься из него; фильтрующий материал (кольца, шлак, кокс, гравий) должен полностью заполнять ячейки фильтров.

Зерна для зернистых фильтров следует перед засыпкой промыть. Сетка, поддерживающая зерна, должна быть съемной; ее необходимо хорошо натянуть и предохранять от коррозии. При устройстве зернистого фильтра с несъемными ячейками должна быть обеспечена возможность промывки фильтрующего слоя водой под напором в обратном направлении. В матерчатых фильтрах материал должен натягиваться без щелей и сборок, с начесом, обращенным в сторону поступления воздуха. Материя прикрепляется к каркасу так, чтобы ее можно было легко снять для чистки.

Эксплуатация воздуховодов вентиляционных установок в основном заключается в систематической проверке их состояния и своевременном устранении повреждений воздуховодов, воздухоприемных и воздуховыпускных устройств.

При проверке:

1) следят за прочностью креплений воздуховодов; крепление горизонтальных стальных воздуховодов при диаметрах (или при большей стороне для прямоугольных воздуховодов) до 375 *мм* нужно располагать на расстоянии не более 4 *м*, а свыше 375 *мм* — не более 3 *м*;

2) не допускают крепление растяжек и подвесок к фланцам воздуховодов, а также нарушение уклонов воздуховодов, транспортирующих воздух с повышенной влажностью (уклон должен быть в пределах 0,01—0,015 для обеспечения стока воды);

3) систематически проверяют состояние антикоррозионного покрытия воздуховодов и вентиляционных деталей из черной кровельной или листовой стали;

4) периодически смазывают многостворчатые клапаны и решетки, систематически проверяют эксплуатационные отверстия в воздуховодах — смотровые окна, люки, лазы, отверстия для прочистки и дверки пылесборников пылеочистительных устройств, при работе вентиляционной установки они должны быть герметически закрыты;

5) при замене прокладок между фланцами отдельных воздуховодов вновь устанавливаемые прокладки должны плотно прилегать к плоскости фланцев и иметь толщину 3—5 *мм*; для прокладок следует применять: в воздуховодах, перемещающих воздух нормальной влажности с температурой до 70° С, — картон или прядь пенькового каната с промазкой суриковой замазкой, и в воздуховодах, перемещающих воздух с температурой выше 70° С, — асбестовый картон или шнур;

6) при замене того или иного участка стального воздуховода не допускают размещение поперечных соединений (стыков) отдельных звеньев воздуховодов в толще строительных конструкций (стен, перегородок, перекрытий); звенья воздуховодов, предназначенных для влажного воздуха, размещают так, чтобы в нижней части их не было продольных фальцевых швов (поперечные фальцевые швы в нижней части на одной четверти окружности воздуховодов должны быть уплотнены путем пропайки или сварки);

7) систематически проверяют герметичность воздуховодов, сравнивая общую подачу установки с суммарным расходом вентиляционного воздуха, поступающего через приточные отверстия или удаляемого через вытяжные отверстия; при расхождении свыше 10% выявляют и устраняют обнаруженные в установке неплотности;

8) регулярно обследуют загрязненность воздуховодов через имеющиеся люки или постукиванием деревянным молотком; прочистку загрязненных воздуховодов производят в следующей последовательности: останавливают вентилятор, затем удаляют накопившуюся пыль из пылеприемников и, наконец, очищают засоренные участки по направлению от магистрали к местным отсосам, плотно закрывая крышки люков после очистки; при повторяющихся засорениях одних и тех же мест воздуховода следует установить и устранить причину засорений.

Включение приточно-вытяжных вентиляционных установок проводят в следующей последовательности:

1) вначале проверяют положение утепленного клапана воздухоприемного устройства (зимой он должен быть полностью закрыт, летом — полностью открыт), плотность закрытия дверок камер,

люков, лазов воздуховодов, положение обводного клапана калорифера (зимой он должен быть полностью закрыт, летом — открыт) и положение общего дросселирующего устройства установки; дросселирующие устройства должен находиться в положениях, установленных при настройке для каждого периода года;

2) за 10—15 *мин* до начала работы цеха включают приточные и общеобменные вентиляционные установки;

3) за 3—5 *мин* до начала работы производственного оборудования включают местные вытяжные вентиляционные установки: сначала мокрые пылеотделители и после проверки стока воды от пылеотделителей в канализацию — электродвигатель.

Приточную вентиляционную установку включают в следующем порядке:

сначала пускают самоочищающиеся фильтры и калориферы, замеряют параметры теплоносителя калорифера и убеждаются, что они соответствуют рабочей инструкции; при наличии оросительной камеры включают форсунки;

после 15—20-минутного прогрева калорифера открывают утепленный клапан; через 5—10 *мин* после пуска вентиляторов проверяют температуру воздуха, поступающего в вентилируемое помещение, по термометру, стационарно установленному после вентилятора;

если температура не соответствует необходимой, то открывают или закрывают в нужной мере обводной канал около калорифера; через 5—10 *мин* вновь проверяют температуру воздуха; в рециркуляционных установках регулируют температуру воздуха, изменяя соотношение рециркуляционного и наружного воздуха, поступающего в калорифер;

при наличии увлажнительного устройства проверяют влажность воздуха и доводят ее до требуемой по инструкции путем регулирования количества воды или температуры ее подогрева.

Приточные и общеобменные вытяжные системы выключают через 10—20 *мин* после окончания работы цеха (кроме цехов с влаговыделениями, где вентиляционные установки не выключают до просушки строительных конструкций);

при наличии газовыделений после прекращения работы цеха срок выключения вентиляции определяют с учетом местных условий; сначала выключают приточные, а затем вытяжные установки.

Отопительно-вентиляционные установки в течение отопительного периода после окончания работы в цехе переключаются на рециркуляционный режим.

Местные вытяжные вентиляционные установки выключают через 3—5 *мин* после окончания работы производственного оборудования.

Выключение приточной вентиляционной установки производят в следующей последовательности: вначале выключают электродвигатели, затем плотно закрывают утепленный клапан и выключают форсунки в оросительной камере, выключают калориферы, работающие на паре или воде. При остановке

вентилятора приточной вентиляции следует уменьшать количество воды, поступающей в калориферы, в пределах, исключающих их замораживание и, наконец, выключают самоочищающиеся фильтры.

Для остановки вытяжной вентиляционной установки выключают электродвигатель и закрывают вентили на водопроводной линии к мокрым пылеотделителям.

Все вновь смонтированные вентиляционные устройства до сдачи их в эксплуатацию должны пройти предпусковые испытания и наладку для обеспечения работы вентиляционной установки в запроектированном режиме.

Допустимые отклонения от проекта:

по производительности вентиляционных установок $\pm 10\%$;

по расходу воздуха, проходящего через воздуховыпускные или воздухоприемные устройства, $\pm 10\%$;

по температуре приточного воздуха, подаваемого в помещение, ± 2 *град*;

по относительной влажности приточного воздуха, подаваемого в помещение, $\pm 5\%$ (если проектом не предусмотрены иные требования).

Вентиляционные установки, находящиеся в эксплуатации, должны периодически подвергаться эксплуатационным испытаниям для определения, обеспечивает ли данная установка состояние воздуха на рабочих местах, соответствующее санитарно-гигиеническим требованиям.

Эксплуатационные испытания и наладку (в случае необходимости) производят при нормальной загрузке технологического оборудования.

Перед пусковыми и эксплуатационными испытаниями проводят тщательный осмотр вентиляционной установки для определения соответствия ее проекту и выявления дефектов строительно-монтажных работ.

При этом проверяют трассировку воздуховодов, их чистоту, наличие лючков для измерения давлений воздуха, расположение регулирующих устройств, доступность и легкость управления ими. Осматривают местные вентиляционные установки и проверяют соответствие их расположения проекту. Устанавливают, соответствует ли проекту установка калориферов и схема обвязки, проверяют состояние обводных клапанов и возможность управления ими.

Осматривают вентиляторы, состояние их лопастей, качество балансировки рабочего колеса, правильность направления вращения и т. д. Осматривают устройства для очистки воздуха.

Все выявленные при осмотре дефекты строительно-монтажных работ заносят в дефектные ведомости и устраняют к началу испытаний.

В случае выявления неисправностей оборудования (недостаточная герметичность укрытий оборудования, плохая термоизоляция нагретых поверхностей и т. д.) следует занести сведения об этих

неисправностях в дефектную ведомость для их устранения к началу испытаний.

В результате испытания и наладки составных элементов вентиляционной установки добиваются соответствия фактического режима ее работы запроектированному.

При обслуживании отопительных и вентиляционных установок должны быть соблюдены следующие основные требования т е х н и к и б е з о п а с н о с т и:

1) отопительное и вентиляционное оборудование может быть пущено в эксплуатацию только при условии ограждения решетками или кожухами приводных ремней, соединительных муфт и других вращающихся частей;

2) площадки, на которых смонтировано вентиляционное оборудование, стационарные лестницы к ним, а также лестницы для обслуживания теплопроводов и отверстия в перекрытиях должны быть ограждены перилами;

3) крышки люков, подъемные зонты и т. п. должны быть снабжены устройством для их закрепления в открытом (поднятом) положении;

4) теплопроводы, воздуховоды, кронштейны под отопительное и вентиляционное оборудование и аппараты, зонты и другие элементы отопительных и вентиляционных систем на рабочих местах и в проходах должны быть размещены на высоте не менее 1,8 *м* от уровня пола;

5) запрещается загромождать вентиляционные камеры, каналы и площадки посторонними предметами;

6) при ремонте или осмотре оборудования, воздуховодов, зонтов и укрытый на высоте (с лестниц или площадок) не допускается нахождение людей под местами производства работ;

7) применяемые для осмотра, очистки или ремонта воздуховодов и расположенного на высоте отопительного и вентиляционного оборудования переносные лестницы должны иметь откидные прочно закрепляемые при работе стойки; допускается применение переносных лестниц, концы которых снабжены резиновыми наконечниками;

8) ремонт (в том числе подтягивание болтов) и чистка электродвигателей, вентиляторов, насосов и другого оборудования не должны производиться до полной остановки вращающихся частей;

9) запрещается снимать и надевать приводные ремни при вращении ротора электродвигателя;

10) салазки корпуса электродвигателя должны быть заземлены;

11) должно быть обеспечено постоянное освещение мест установки вентиляционного оборудования, требующего систематического ухода и обслуживания; места, где обслуживание оборудования производится редко и кратковременно, должны быть обеспечены переносными электрическими лампами с напряжением не выше 36 *в* (в обычных условиях) и 12 *в* (при работе в сырых местах).

12) при временном отсоединении электродвигателей от сети на ремонт необходимо изолировать концы питающих проводов;

13) в сырых помещениях с полом, проводящим ток, замену электрических ламп необходимо производить после предварительного отключения соответствующей электропроводки;

14) напряжение в электросети, защита проводов и тип электрической арматуры должны отвечать общим правилам техники безопасности для промышленных предприятий и Правилам устройства электроустановок;

15) временные электротехнические устройства в течение всего периода своей работы должны отвечать тем же требованиям в части безопасности для людей, какие предъявляются к постоянным устройствам;

16) запрещается влезать внутрь каналов, бункеров, укрытий, охладителей, увлажнителей до полной остановки соответствующих установок, освобождения бункеров от пыли и проветривания внутренних частей установок.

В процессе чистки или ремонта на месте вентилятора и электродвигателя необходимо вынуть плавкие предохранители для предотвращения случайного пуска электродвигателя.

В вентиляционных камерах и других местах расположения вентиляционного оборудования должны быть вывешены правила и плакаты по технике безопасности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Батурин В. В. Вентиляция, ч. II, Госстройиздат, 1959.
2. Белоусов В. В. Пуск и наладка систем центрального отопления. Стройиздат, 1966.
3. Белоусов В. В., Михайлов Ф. С. Основы проектирования систем центрального отопления. Госстройиздат, 1962.
4. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция. ч. I. Отопление. Стройиздат, 1965.
5. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция, ч. II. Вентиляция. Стройиздат, 1966.
6. Кострюков В. А. Отопление и вентиляция, ч. II. Вентиляция. Стройиздат, 1965.
7. Кучерук В. В., Хазанов И. С. Эксплуатация и ремонт вентиляционных установок машиностроительных заводов. Машгиз, 1961.
8. Рысин С. А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. Справочник. Машгиз, 1964.
9. Староверов И. Г. (ред.). Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Стройиздат, 1964.
10. Орлов А. И. Отопление. Госстройиздат, 1960.
11. Стоцкий Л. Р. Теплосиловое хозяйство предприятий нефтяной и газовой промышленности. Гостоптехиздат, 1959.
12. Фильней М. И. Проектирование вентиляционных установок. Высшая школа, 1966.
13. Эрлихман С. Я. (ред.). Справочник по специальным работам. Эксплуатация и наладка вентиляционных устройств. Госстройиздат, 1962.
14. Вентиляция помещений насосных абсорбционно-газофракционирующих установок нефтеперерабатывающих заводов. ЦБТИ Главсантехмонтажа, 1963.
15. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий (СН 245-63). Госстройиздат, 1963.
16. Указания по строительному проектированию зданий и сооружений в нефтегазоперерабатывающей промышленности (СН 132-60). Госстройиздат, 1960.
17. Противопожарные технические условия строительного проектирования предприятий нефтегазоперерабатывающей промышленности (ПТУСН 02-62). ИТИ Нефтегаз, 1962.
18. Нормативы по промышленной санитарии и технике безопасности при проектировании и строительстве нефтегазоперерабатывающей промышленности, ч. I. Гостоптехиздат, 1960.
19. Временная инструкция по пуску, наладке и эксплуатации вентиляционных установок на промышленных предприятиях (СН 271-64).
20. Строительные нормы и правила, гл. 7. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (СНиП II-Г, 7-62). Госстройиздат, 1963.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Раздел I. Отопительные установки в нефтяной и газовой промышленности 4

Назначение и классификация отопительных установок 4
Системы водяного отопления 5
Системы парового отопления 12
Нагревательные приборы 16
Отопление насосных и компрессорных станций 23
Обогрев импульсных линий, шкафов и сосудов КИП 32
Определение тепловых потерь зданий 35
Расход теплоносителя в отопительной установке 46
Расчет поверхности нагревательных приборов 51
Гидродинамический расчет трубопроводов 52
Компенсация тепловых удлинений трубопроводов 61
Подбор циркуляционного насоса и двигателя к нему 65
Наладка систем водяного отопления 68
Наладка систем парового отопления 77

Раздел II. Вентиляционные установки в нефтяной и газовой промышленности 79

Назначение и классификация вентиляционных установок 79
Системы вентиляции 82
Основные элементы вентиляционной системы 90
Общие требования к вентиляции объектов нефтяной и газовой промышленности 97
Вентиляция на нефтепромыслах 101
Вентиляция зданий магистральных нефте- и газопроводов . . . 108
Вентиляция нефтебаз 117
Вентиляционные установки нефтеперерабатывающих заводов . . 118
I—d диаграмма 135
Определение количества воздуха, подаваемого в вентилируемое помещение 139
Расчет воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией . . . 141
Расчет аэрации 144
Гидродинамический расчет воздуховодов 148
Расчет и подбор вентилятора и двигателя к нему 154
Расчет и подбор калориферов 162
Основные приборы, применяемые при наладке и эксплуатации вентиляционных установок 165
Эксплуатация основного оборудования вентиляционных установок 169
Литература 181

Скрышник Степан Захарович
и Френкель Яков Исаакович

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Ведущий редактор *Л. Н. Вронский*
Технический редактор *А. Е. Матвеева*
Корректор *А. Г. Либергал*

Сдано в набор 16/XI 1967 г.
Подп. к печ. 19/II 1968 г. Т-04314.
Формат $60 \times 90^1/_{16}$. Печ. л. 11,5.
Уч.-изд. л. 12,19. Тираж 8500 экз.
Цена 58 коп. Индекс 1—3—3. Бумага № 3.
Заказ 1272/498—8.

Издательство «Недра». Москва, К-12,
Третьяковский пр., 1/19.

Ленинградская типография № 14
«Красный Печатник» Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Московский проспект, 91.