

Министерство образования Российской Федерации
Владимирский государственный университет
Кафедра безопасности жизнедеятельности

**ВЕНТИЛЯЦИЯ ВОЗДУХА
В ПОМЕЩЕНИЯХ ПРОМЫШЛЕННЫХ,
ОБЩЕСТВЕННЫХ И ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ**

Методические указания к дипломному проектированию
и практическим занятиям

Составители

**В.Т. КОНДРАТЬЕВ
И.С. КОЗЛОВ
О.Н. ХМАРУК**

Владимир 2003

УДК 697.9

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент
Владимирского государственного университета
В.И. Тарасенко

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Вентиляция воздуха в помещениях промышленных, общественных и жилых зданий: Метод. указания к дипломному проектированию и практическим занятиям /Владим. гос. ун-т.; Сост.: В.Т. Кондратьев, И.С. Козлов, О.Н. Хмарук. Владимир, 2003. 56 с.

Рассматриваются современные схемы и методы расчета вентиляции воздуха в помещениях.

Предназначены для студентов специальностей 120100, 120300, 291000, 290300 при выполнении практических задач и разделов дипломных проектов по дисциплине “Безопасность жизнедеятельности” дневной и заочной форм обучения.

Ил. 7. Табл. 4. Библиогр.: 11 назв.

УДК 697.9

1. Санитарно – гигиенические требования к воздушной среде, окружающей человека в помещениях

Самочувствие человека зависит от параметров микроклимата в помещении, определяющих условия теплообмена человеческого организма с окружающей средой, и степени загрязненности вдыхаемого человеком воздуха (пыль, токсичные пары, газы и аэрозоли), оказывающей отрицательное влияние на состояние дыхательных путей и провоцирующей возникновение «профессиональных» заболеваний.

Наблюдения санитарно-гигиенических служб позволили выявить *оптимальные* и *допустимые* сочетания параметров микроклимата (табл. 1). При длительном и систематическом воздействии на людей, выполняющих работу различной тяжести, первый тип сочетаний обеспечивает сохранение нормального теплового состояния организма без напряжения собственных систем терморегуляции, второй — может вызывать преходящие и быстро нормализующиеся изменения теплового состояния организма (с напряжением системы терморегуляции, не выходящей за пределы физиологических возможностей человека). При этом состояние здоровья человека не нарушается, но могут возникнуть ухудшение самочувствия и снижение работоспособности.

Комфортное сочетание параметров воздушной среды определяется тяжестью выполняемой работы.

В теплый период года максимальное значение допустимой температуры на постоянных и непостоянных рабочих местах зависит от расчетных значений температуры наружного воздуха по параметрам А ($t_{н.т}^A$) в рассматриваемом регионе. Чем выше значение этой температуры в регионе, тем более высокое значение температуры воздуха ($t_{в.р}^{доп}$) допускается на рабочих местах. Чрезмерное повышение $t_{в.р}^{доп}$ разрешается компенсировать увеличением скорости движения воздуха ($W_{в.р}^{доп}$) или снижением его относительной влажности ($\phi_{в.р}^{доп}$).

Таблица 1

Расчетные температуры, скорость и относительная влажность воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений [7, 8]

Период года, при температурах наружного воздуха $t_n, ^\circ\text{C}$	Категория работ	Оптимальные нормы на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимые нормы			
		температура $t_{\text{В.Р}}^{\text{ОПТ}}, ^\circ\text{C}$	максимальная скорость воздуха $W_{\text{В.Р}}^{\text{ОПТ}}, \text{м/с}$	относительная влажность воздуха $\phi_{\text{В.Р}}^{\text{ОПТ}}, \%$	Температура на рабочих местах, $^\circ\text{C}$		На постоянных и непостоянных рабочих местах	
					постоянных	непостоянных	максимальная скорость воздуха	относительная влажность воздуха
					$t_{\text{В.Р}}^{\text{ДОП}}$	$t_{\text{В.Р}}^{\text{ДОП}}$	$W_{\text{В.Р}}^{\text{ДОП}}, \text{м/с}$	$\phi_{\text{В.Р}}^{\text{ДОП}}, \%$
Теплый $t_n > 8 ^\circ\text{C}$	І А	23—25	0,1	40—60	28/31*	30/32*	0,2	75
	І Б	22—24	0,2	40—60	28/31*	30/32*	0,3	75
	ІІ А	21—23	0,3	40—60	27/30*	29/31*	0,4	75
	ІІ Б	20—22	0,3	40—60	27/30*	29/31*	0,5	75
	ІІІ	18—20	0,4	40—60	26/29	26/29*	0,6	75
Холодный $t_n < 8 ^\circ\text{C}$ и	І А	22—24	0,1	40—60	21—25	18—26	0,1	75
	І Б	21—23	0,1	40—60	20—24	17—25	0,2	75
переходный $t_n = 8 ^\circ\text{C}$	ІІ А	18—20	0,2	40—60	17—23	15—24	0,3	75
	ІІ Б	17—19	0,2	40—60	15—21	13—23	0,4	75
	ІІІ	16—18	0,3	40—60	13—19	12—20	0,5	75

* Если $t_{\text{н.т}}^{\text{А}} \leq 25 ^\circ\text{C}$, то цифра числителя, а если $t_{\text{н.т}}^{\text{А}} > 25 ^\circ\text{C}$ — знаменателя.

Для помещений жилых и общественных зданий, где диапазон изменения тяжести выполняемого труда значительно уже, величины допустимых параметров внутреннего воздуха приведены в табл. 2.

Изменение параметров наружной среды, пребывание в помещении людей, влияние солнечного излучения, работа бытовой техники и технологического оборудования приводят к непрерывному поступлению в помещение теплоты ($\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}$) и влаги ($\Delta D_{\text{изб}}$), которые сказываются на состоянии воздушной среды в нем и отклоняют значения параметров воздуха от допустимых.

В теплый период года $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = \sum Q_{\text{т.в}}$ (сумма теплоступлений). В холодный и переходный периоды года, когда часть или даже все теплоступления уходят к наружному воздуху через ограждающие конструкции помещения ($\sum Q_{\text{огр}}$), избыточной теплоты существенно меньше, так как $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = \sum Q_{\text{т.в}} - \sum Q_{\text{огр}}$.

Таблица 2

Допустимые нормы температуры, скорости и относительной влажности воздуха в жилых и общественных помещениях

Период года	Температура воздуха $t_{\text{в.р}}^{\text{доп}}$, °С	Максимальная скорость воздуха $W_{\text{в.р}}^{\text{доп}}$, м/с	Относительная влажность воздуха $\phi_{\text{в.р}}^{\text{доп}}$, %
Тёплый	$t_{\text{в.р}}^{\text{доп}} \leq t_{\text{н.т}}^{\text{а}} + 3^*$	0,5	65
Холодный и переходный	18**-22	0,2	65

* Для общественных помещений допускается повышать $t_{\text{в.р}}^{\text{доп}}$ до 33 °С, если $t_{\text{н.т}}^{\text{а}} > 25$ °С и до 28 °С, если $t_{\text{н.т}}^{\text{а}} < 25$ °С.

** Разрешается снижать $t_{\text{в.р}}^{\text{доп}}$ до 14 °С, если в помещении находятся люди в верхней одежде (кинотеатры, магазины и т.п.).

Источниками избыточной влаги $\Delta D_{\text{изб}}$ являются люди, выводящие из организма влагу в составе выдыхаемого воздуха и с потом, а также технологические и бытовые процессы, связанные с нагревом или кипением воды и водных растворов, сушкой влажных материалов, промывкой изделий, деталей и т. п. Избыток влаги приводит к возрастанию относительной влажности воздуха выше допустимых значений и конденсации водяных паров на находящихся в помещении холодных поверхностях.

В жилых, общественных и особенно в промышленных помещениях в воздух поступают пыль, токсичные пары и газы, выделяемые технологическими и бытовыми аппаратами, а также людьми, находящимися в помещении. Эти выделения объединяются общим понятием «избыточные газообразные выделения» ($\Delta G_{\text{изб}}^{\Gamma} = \sum G_{\text{п}} + \sum G_{\text{х.в}}$).

Промышленная пыль ($\sum G_{\text{п}}$) имеет различную структуру и размеры. Источниками пыли (мельчайших частичек твердых веществ) являются технологические процессы, связанные с переработкой и измельчением разнообразных материалов органического или минерального происхождения. Вредное воздействие пыли на человека заключается в ее попадании внутрь дыхательной системы, нарушении нормальной работы последней и возникновении «профессиональных» заболеваний.

Токсичные пары, газы и аэрозоли ($\sum G_{\text{х.в}}$) образуются в технологических и бытовых процессах обработки материалов различными химическими веществами. Человек при дыхании также выделяет слаботоксичный диоксид углерода CO_2 . Действие токсичных веществ на человека может привести к острым отравлениям и «профессиональным» заболеваниям.

Для ограничения воздействия «вредных выделений» на человека нормативные документы устанавливают их предельно допустимые концентрации (ПДК) в воздухе рабочей зоны и наружной атмосфере. Для ряда веществ ПДК приведены в приложении 1 [7].

ПДК в рабочей зоне - это максимальное значение концентрации i -го вредного вещества в воздухе (C_i), при которой человек может работать

41 час в неделю в течение всего своего рабочего стажа, не подвергаясь опасности вредных отклонений в состоянии здоровья.

По степени действия на организм человека вредные вещества разделяются на четыре класса:

Класс	Степень воздействия	Значение ПДК, мг/м ³
Первый	Чрезвычайно опасные	менее 0,1
Второй	Высокоопасные	0,1-1,0
Третий	Умеренноопасные	1,0-10,0
Четвёртый	Малоопасные	Более 10,0

Для любого вредного вещества его фактическая концентрация C_i в воздухе помещения не должна превышать соответствующее значение ПДК.

Если в помещение одновременно поступает несколько вредных веществ однонаправленного действия (близкие по характеру биологического воздействия), то сумма отношений фактической концентрации каждого из них (C_1, C_2, \dots, C_n) в воздухе помещения к их ПДК (ПДК₁, ПДК₂, ... ПДК_n) не должна превышать единицы:

$$C_1/\text{ПДК}_1 + C_2/\text{ПДК}_2 + \dots + C_n/\text{ПДК}_n \leq 1 \quad (1)$$

2. Назначение и классификация вентиляционных систем

Из-за непрерывных поступлений в атмосферу промышленных, жилых и общественных помещений теплоты, влаги, пыли и других вредных выделений состояние воздушной среды в них может ухудшаться и не обеспечивать комфортного самочувствия людей и оптимальных условий для протекания технологических процессов.

Для поддержания комфортных параметров воздушной среды необходимо заменять загрязнившийся вредными примесями воздух помещения чистым наружным воздухом. Требуемая интенсивность воздухообмена определяется интенсивностью загрязнения воздуха помещения.

В жилых и общественных помещениях интенсивность загрязнения воздуха сравнительно невелика и обуславливается в основном объемом вредных выделений теплоты, влаги, диоксида углерода (от находящихся в помещении людей, работающих газовых и электрических плит, приборов и

аппаратов бытовой техники). В этих помещениях достаточно заменять весь воздух от одного до пяти раз за час (кратность обмена воздуха $m_{ж} = 1 - 5 \text{ л/ч}$).

В производственных помещениях интенсивность загрязнения воздуха много выше и зависит в основном от объема вредных выделений технологических аппаратов и установок. В таких помещениях кратность обмена обычно лежит в пределах от пяти до сорока раз за час ($m_{п} = 5 - 40 \text{ л/ч}$).

Удаление из помещений загрязненного воздуха и замена его чистым осуществляется с помощью разнообразных систем, которые подразделяются на естественную вентиляцию, аэрацию, принудительную и комбинированную вентиляции.

Естественной называется вентиляция, при использовании которой приток и вытяжка воздуха происходят под воздействием разности давлений воздушной среды снаружи и внутри здания.

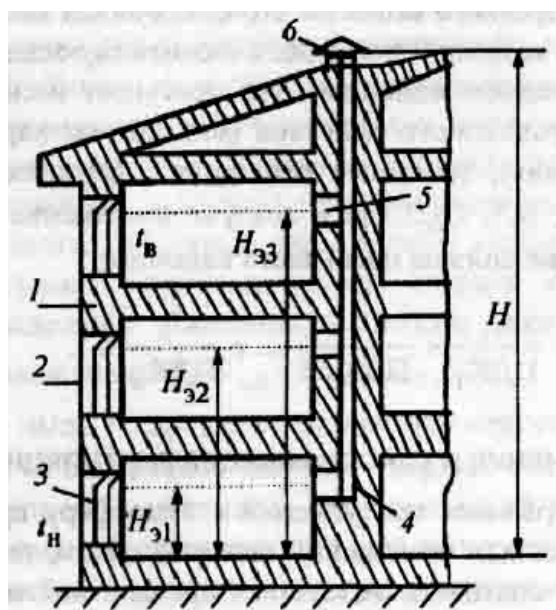


Рис. 1. Расчетная схема естественной вентиляции в многоэтажном жилом или общественном здании:

1 - наружная стена здания; 2 - окна; 3 - форточки и фрамуги в окнах; 4 - вытяжной канал во внутренней стене; 5 - вытяжные отверстия из помещений; 6 - вытяжная шахта

Обычно в жилых, общественных и производственных помещениях всегда имеются тепловыделения, и температура внутреннего воздуха t_v выше, чем температура наружного воздуха t_n . Так как плотность наружного воздуха $\rho_n = 353 / (t_n + 273)$, кг/м^3 , выше, чем плотность воздуха внутри помещения $\rho_v = 353 / (t_v + 273)$, то давление наружного воздуха больше, чем давление воздуха внутри помещения.

Для организации естественной вентиляции в жилых и общественных многоэтажных зданиях (рис. 1) во внутренних стенах, от нижнего этажа до чердака, прокладывается система вентиляционных каналов.

Сами каналы сообщаются с атмосферой через вытяжные шахты на крышах зданий.

Гравитационное давление наружного воздуха на уровне фрамуг окон каждого этажа ($P_{н.эi}$), Па, определяется по выражению

$$P_{н.эi} = (H - H_{эi}) g P_n \quad (2)$$

Гравитационное давление воздуха в вытяжном канале на уровне вытяжного отверстия каждого этажа ($P_{к.эi}$), Па, находится как

$$P_{к.эi} = (H - H_{эi}) g P_v, \quad (3)$$

где i — порядковый номер каждого этажа; H - высота здания от пола нижнего этажа до верха вытяжной шахты, м; $H_{эi}$ - отметка середины фрамуги окна и середины вытяжного отверстия i -го этажа, отмеренная от пола нижнего этажа, м; g - ускорение свободного падения, м/с².

Так как на каждом этаже $P_{к.эi} < P_{н.эi}$, то при открытии форточек, фрамуг, окон и балконных дверей свежий наружный воздух будет поступать в помещение, вытесняя при этом загрязненный внутренний воздух в вытяжной канал (далее в атмосферу).

Система естественной вентиляции проста в устройстве и эксплуатации, требует минимальных затрат на сооружение и не потребляет электрической энергии и теплоты при работе.

Однако кратность обмена воздуха при применении естественной вентиляции невелика и сильно меняется при изменениях наружных температур, направлений и скоростей ветра. Компенсировать возникающие изменения кратности обмена воздуха возможно только изменением продолжительности открытия фрамуг и форточек, что неудобно и недостаточно точно. Недостатком естественной вентиляции является и то, что наружный воздух поступает в помещение без предварительной очистки с температурой t_n . В холодный период года воздух приходится подогревать в помещениях, соответственно увеличивая мощности системы отопления и расход теплоты системами отопления.

Сочетание достоинств и недостатков естественной вентиляции ограничило область ее круглогодичного применения только жилыми и общественными зданиями.

В промышленных помещениях малой этажности используют систему организованной и управляемой естественной вентиляции, называемую *аэрация* (рис. 2). Она может круглогодично использоваться в

помещениях со значительным избытком явной теплоты, не требующих очистки поступающего наружного воздуха.

Для использования аэрации необходимо, чтобы расположение и размеры аэрационных проемов (а также применение управляющих устройств, регулирующих степень их открытия) обеспечивали постоянство воздухообмена при любых изменениях ветра и температуры наружного воздуха.

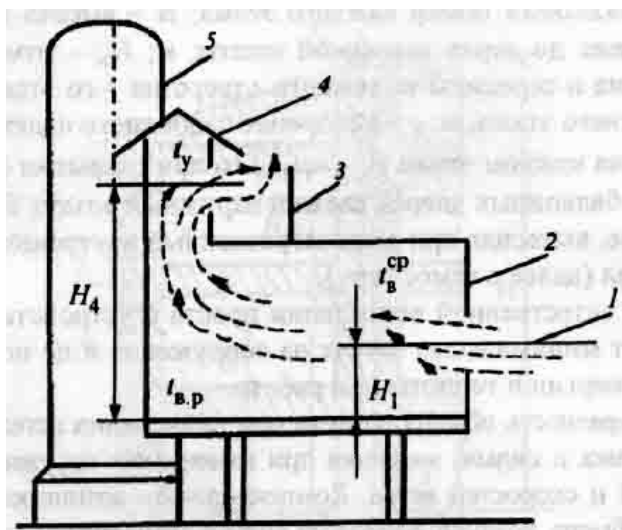


Рис. 2. Расчетная схема системы аэрации в помещении обслуживания доменных воздухонагревателей:

1 - нижний ярус аэрационных проемов; 2 - помещение для обслуживания доменных воздухонагревателей, 3 - ветроотбойный щит; 4 - верхний ярус аэрационных проемов; 5 - доменный воздухонагреватель; -----> - воздух

Приточный воздух с температурой t_H подается в помещение через нижний ярус аэрационных проемов. Последние расположены таким образом, что в летний период наружный воздух поступает в помещение на высоте $H_{1л} = 1,8\text{ м}$ от пола, а в холодный и переходный периоды наружный воздух поступает в помещение на высоте $H_{1з} = 4\text{ м}$ от пола. Такое расположение аэрационных проемов позволяет подогреть воздух теплоизбытками перед входом в рабочую зону.

Нагреваясь за счет теплоизбытков до температуры t_y , воздух поднимается до верхнего яруса аэрационных проемов и уходит в атмосферу, унося также влагоизбытки и другие загрязнения.

Расчет системы аэрации и определение конструктивных размеров ее элементов проводят для наиболее тяжелого режима работы, когда допустимую температуру воздуха на рабочем месте $t_{в.р}^{доп}$ (принимаемую по табл. 1) необходимо обеспечить при температуре наружного воздуха $t_H = t_{H.T}^A$ и нулевой скорости ветра.

Необходимый массовый расход приточного воздуха ($G_{n1}^{AЭP}$), кг/с, для удаления всех теплоизбытков определяется по выражению

$$G_{N1}^{AЭP} = \Delta Q_{ИЗБ}^{ЯВН} / (C(t_y - t_{Н.Т}^A)), \quad (4)$$

где $\Delta Q_{ИЗБ}^{ЯВН}$ - количество избыточной теплоты (теплоизбытков) в помещении в теплый период года, кВт; C - теплоемкость воздуха (при температуре $t_B^{CP} = 0.5(t_{B.P}^{ДОП} + t_y)$, °С, кДж/(кг·°С); $t_{Н.Т}^A$ - расчетная температура наружного воздуха по параметрам А в теплый период года, °С; t_y - температура воздуха, уходящего через верхний ярус аэрационных проемов, °С.

Значение температуры t_y вычисляется как

$$t_y = t_H + \frac{t_{B.P}^{ДОП} - t_H}{K_H}, \quad (5)$$

где $K_H = (t_{B.P}^{ДОП} - t_H) / (t_y - t_H)$ - опытный показатель, учитывающий повышение температуры воздуха по высоте помещения (в зависимости от интенсивности тепловыделений принимается от 0,33 до 0,8).

Минимальный гравитационный перепад давления, обеспечивающий перемещение воздуха ΔP_{1-4}^{min} , Па, определяется по выражению

$$\Delta P_{1-4}^{min} = g(H_4 - H_{1Л})(\rho_H - \rho_B), \quad (6)$$

где H_4 и $H_{1Л}$ — соответственно уровни выхода и входа наружного воздуха в помещение через аэрационные проемы, м; g - ускорение свободного падения, м/с²; ρ_H и ρ_B - соответственно плотность наружного воздуха (при $t_H = t_{Н.Т}^A$, °С) и плотность внутреннего воздуха (при $t_B^{CP} = 0,5(t_{B.P}^{ДОП} + t_y)$, °С), кг/м³.

При конструировании системы аэрации необходимо обеспечить возможность изменения площади приточных проемов при изменении скорости ветра. Площадь приточных проемов рекомендуется принимать больше, чем площадь вытяжных проемов, для того, чтобы обеспечить невысокую скорость вхождения наружного воздуха в рабочую зону.

Для этого принимают, что 80 - 90 % общего минимального гра-
витационного перепада давления расходуется на преодоление сопро-
тивления выходных проемов, а 20 - 10 % — на преодоление сопротивления
входных проемов, т. е. $\Delta P_1 = a_1 \Delta P_{1-4}^{\min}$, $\Delta P_4 = (1 - a_1) \Delta P_{1-4}^{\min}$, $a_1 = (0,1 - 0,2)$.

Расчетные скорости движения воздуха сквозь приточные
аэрационные W_1 , м/с, и сквозь вытяжные аэрационные W_4 , м/с, проемы
определяются по следующим выражениям:

$$W_1 = (2\Delta p_1 / (Z_1 \rho_H))^{0,5}; \quad (7)$$

$$W_4 = (2\Delta p_4 / (Z_4 \rho_V))^{0,5}, \quad (8)$$

где Z_1 и Z_4 - соответственно коэффициенты местных сопротивлений
приточных и вытяжных аэрационных проемов; $\rho_V = 353 / (t_V + 273)$ -
плотность уходящего воздуха, кг/м³.

При работе только одной аэрации массовые расходы приточного и
уходящего воздуха равны ($G_{n1} = G_{n4}^{AЭП}$), а максимальные площади
приточных F_1 и вытяжных F_4 , м², аэрационных проемов вычисляются по
формулам

$$F_1 = G_{n1}^{AЭП} / (W_1 P_H); \quad (9)$$

$$F_4 = G_{n4}^{AЭП} / (W_4 P_V). \quad (10)$$

Следует отметить, что систему аэрации в холодный период года
можно использовать в помещениях с высокими и постоянными
теплоизбытками или в комбинации с принудительной (механической)
системой вентиляции. В последнем случае это будет система
комбинированной вентиляции.

В комбинированной системе вентиляции расчет механической
составляющей проводят по выражениям, изложенным в разделах 3 и 4.
Расчет аэрационной составляющей комбинированной системы вентиляции
проводят по формулам (4) — (10), но с некоторыми уточнениями.

Если совместно с аэрацией работает и приточная механическая
вентиляция (с массовым расходом воздуха G_{Π}^{MEX} , кг/с), то естественный

приток наружного воздуха через аэрационные проемы первого яруса должен определяться как

$$G_{\text{П1}}^{\text{АЭР}} = G_{\text{П1}}^{\text{КОМБ}} - G_{\text{П1}}^{\text{МЕХ}},$$

где $G_{\text{П1}}^{\text{КОМБ}} = \Delta Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЯВН}} / (C(t_{\text{y}} - t_{\text{H}}))$ - суммарный приток наружного воздуха в помещение от аэрации и принудительной вентиляции, кг/с.

Выброс воздуха через верхний ярус аэрационных проемов $G_{\text{П4}}^{\text{АЭР}}$ остается прежним и вычисляется в виде

$$G_{\text{П4}}^{\text{АЭР}} = G_{\text{П1}}^{\text{КОМБ}}.$$

Соответственно изменятся и площади аэрационных проемов F_1 и F_4 .

Если совместно с аэрацией работает вытяжная принудительная вентиляция (производительность которой $G_{\text{В}}^{\text{МЕХ}}$, кг/с), то расход воздуха через нижний ярус аэрационных проемов остается постоянным ($G_{\text{П1}}^{\text{АЭР}} = G_{\text{П4}}^{\text{АЭР}} + G_{\text{В}}^{\text{МЕХ}}$). Расход воздуха, уходящего через верхний ярус аэрационных проемов, определяют с учетом того, что часть избыточных тепловыделений будет выводиться вытяжным воздухом, удаляемым принудительной вентиляцией

$$G_{\text{П4}}^{\text{АЭР}} = \frac{\Delta Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЯВН}} - G_{\text{В}}^{\text{МЕХ}} C(t_{\text{В.П}} - t_{\text{H}})}{C(t_{\text{y}} - t_{\text{H}})}. \quad (11)$$

Комбинированная система вентиляции объединяет совместную работу аэрации и принудительной (механической) вентиляции на одном объекте. Комбинированная вентиляция обеспечивает более высокую, чем аэрация, интенсивность воздухообмена (при более низких затратах, чем принудительная вентиляция).

Комбинированная система вентиляции широко используется в цехах промышленных предприятий, а также в спортивных и бытовых зданиях.

Принудительная (механическая) вентиляция удаляет загрязненный воздух из помещений и подает в помещения чистый наружный воздух с помощью вентиляторов, приводимых во вращение электродвигателями.

Принципиальная схема принудительной системы вентиляции представлена на рис. 3.

При работе принудительной системы вентиляции наружный воздух поступает через решетки приточной камеры (которые находятся на высоте не менее 2 м от поверхности земли), проходит через фильтр, в котором очищается от пыли, и поступает в калорифер. В калорифере воздух в холодный и переходный периоды года подогревается теплотой пара или горячей воды до температуры $t_{в.п.}$. При этой температуре допустимо поступление воздуха в вентилируемые помещения. В теплый период года калорифер не работает, и воздух проходит через обводной канал. Приточный вентилятор забирает нагретый наружный воздух и по приточным воздуховодам через систему воздухораспределителей подает его в вентилируемые помещения. Загрязненный вредными выделениями воздух из помещений через систему вытяжных отверстий поступает в вытяжные воздуховоды, откуда отсасывается вытяжным вентилятором и выбрасывается в атмосферу через вытяжную камеру. Вытяжная камера должна располагаться на такой высоте, чтобы концентрация вредных выбросов в населенном пункте не превышала ПДК.

Соизмеряя количества приточного воздуха $G_{п}$ и вытяжного воздуха $G_{в}$, кг/с, в каждом помещении можно поддерживать повышенное (если $G_{п} > G_{в}$), нормальное ($G_{п} = G_{в}$) давления и разрежение ($G_{п} < G_{в}$).

Если удаляемый из помещения воздух содержит пыль и другие примеси (выброс которых в атмосферу недопустим), то за вытяжным вентилятором необходимо устанавливать дополнительные фильтры.

Устанавливая в системе принудительной вентиляции теплообменник-утилизатор, можно теплотой вытяжного воздуха подогревать специальный теплоноситель. Этот теплоноситель должен прокачиваться циркуляционным насосом через предвключенный теплообменник, отдавая полученную теплоту холодному приточному воздуху.

По сравнению с естественной принудительная (механическая) вентиляция позволяет независимо от изменений наружных условий обеспечивать:

- любую необходимую кратность обмена воздуха;

- подачу в помещение наружного воздуха, очищенного в фильтрах и подогретого в калориферах;
- равномерное вентилирование всего объема помещений, без образования застойных зон;
- поддержание требуемого уровня давления или разрежения в помещении.

Кроме того, при использовании системы принудительной вентиляции появляется возможность экономии теплоты, которая расходуется на подогрев наружного воздуха (за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов). При этом расход теплоты на калориферы становится меньше расхода теплоты системой отопления на подогрев воздуха в системе естественной вентиляции.

Вместе с тем, сооружение системы принудительной вентиляции, по сравнению с естественной вентиляцией, требует дополнительных материальных и денежных затрат на приобретение и

монтаж вентиляторов, электродвигателей, фильтров, калориферов и воздуховодов. Эксплуатация системы принудительной вентиляции связана

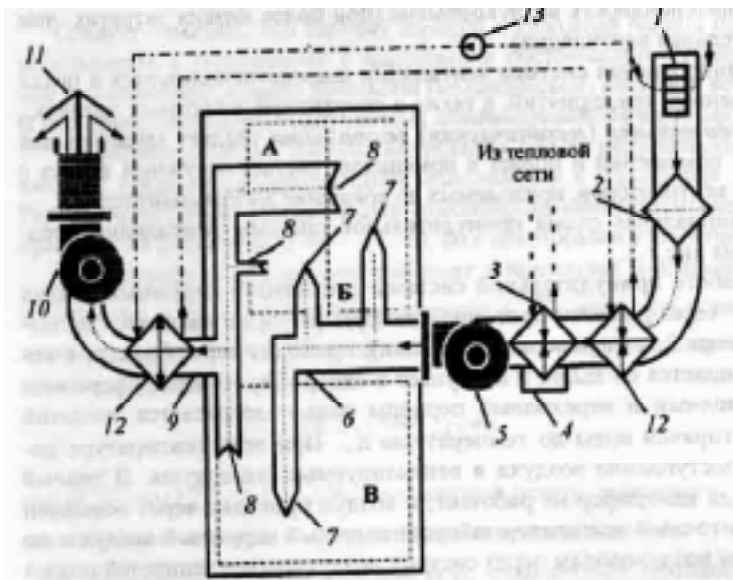


Рис. 3. Принципиальная схема принудительной системы вентиляции:

- А** - помещение с повышенным давлением воздуха;
- Б** - помещение под разрежением (вакуумом);
- В** - помещение с нормальным давлением воздуха;
- 1** - приточная камера;
- 2** - фильтр для очистки наружного воздуха;
- 3** - калорифер для подогрева наружного воздуха (паром или горячей водой);
- 4** - обводной канал;
- 5** - приточный вентилятор;
- 6** - воздуховоды приточного воздуха;
- 7** - воздухораспределители;
- 8** - вытяжные отверстия или щели;
- 9** - воздуховоды вытяжного воздуха;
- 10** - вытяжной вентилятор;
- 11** - вытяжная камера;
- 12** - утилизатор теплоты вентиляционных выбросов;
- 13** - насос для прокачки теплоносителя через систему утилизации теплоты вентиляционных выбросов;
- → - воздух;
- - горячая вода из тепловой сети;
- · - · - · - · → - промежуточный теплоноситель

с постоянным расходом электрической энергии на привод вентиляторов и сопровождается повышенным уровнем шума.

Несмотря на указанные недостатки, системы принудительной вентиляции заняли приоритетное место при вентилировании промышленных и общественных зданий.

По выполняемым конкретным функциям системы принудительной вентиляции разделяются на следующие типы:

- приточные (подают чистый наружный воздух в помещения);
- вытяжные (отсасывают загрязненный воздух из помещений).

Когда вредные выделения распределены по всему объему помещения, то используется общеобменная вентиляция, заменяющая воздух всего объема помещения.

Если вредные выделения поступают в помещение от отдельных аппаратов и установок, то для предупреждения их распространения по всему объему помещения используют местную вытяжную вентиляцию, отсасывающую загрязненный воздух непосредственно из мест его поступления.

Если же в цехах со значительным загрязнением воздуха требуется обеспечить комфортные условия небольшому количеству обслуживающего персонала, то используют местную приточную вентиляцию (в виде воздушных душей, завес и т.п.).

Использование систем местной вентиляции позволяет обеспечивать необходимые санитарно-гигиенические условия для работающих людей при меньших количествах отсасываемого и приточного воздуха. И, следовательно, уменьшаются производительность вентиляторов, мощность электродвигателей, расход электрической энергии, диаметры воздуховодов.

Обычно в производственных помещениях применяются разнообразные сочетания принудительных и естественных, приточных и вытяжных, общеобменных и местных систем вентиляции. Их совместные действия обеспечивают необходимые санитарно-гигиенические и

технологические требования к внутренней атмосфере помещения (при оптимальных энергетических и экономических затратах).

В помещениях, где проводятся технологические процессы, не исключающие возможности внезапных (аварийных) прорывов в атмосферу токсичных газов, паров или аэрозолей, необходима установка системы аварийной вентиляции. Система аварийной вентиляции после включения должна обеспечить замену всего объема воздуха помещения за 5—7 мин. На случай возникновения пожара устанавливается аварийная противодымная вентиляция для удаления дыма из помещений на пути эвакуации людей.

3. Организация воздушных потоков и воздухообмена в вентилируемых помещениях

При использовании общеобменной вентиляции необходимый расход приточного воздуха зависит от количества выделяющихся вредных веществ, их ПДК и распределения выделяющихся вредных веществ по площади и высоте помещения.

Вредные выделения, поступающие в атмосферу помещения от технологических процессов, аппаратов, установок и людей, перемещаются по его объему. Перемещение вредных выделений происходит как за счет разности между плотностями воздуха и каждого вида выделений, так и за счет вовлечения вредных выделений в воздушные циркуляционные потоки.

Водяные пары, газы и аэрозоли с плотностью ниже плотности воздуха поднимаются и скапливаются в верхней части помещения. Пыль, газы и аэрозоли с плотностью выше плотности воздуха опускаются и скапливаются в нижней части помещения. На картину этого расслоения накладывается (и корректирует ее) воздействие воздушных циркуляционных струй на перемещение вредных выделений.

Циркуляционные конвективные потоки (струи) возникают:

– над тепловыми установками, расположенными на полу помещений горизонтально (печи, ванны, теплообменники и т.п.);

– рядом с вертикальными поверхностями, температура которых ниже или выше температуры воздуха в помещении (наружные стены помещения, выпарные аппараты, вагранки, перегонные колонны и т.п.).

Конвективная струя подогретого воздуха, возникающая над горячей поверхностью технологического аппарата или установки, поднимается вертикально вверх, подсасывая в ядро своего течения окружающий воздух помещения вместе с содержащимися в нем вредными выделениями и увлекая его вверх. При этом с высотой конвективной струи подогретого воздуха снижаются ее температура t_c , °С и скорость W_H , м/с, но вместе с тем возрастает перемещаемый расход воздуха L_H , м³/ч.

Для осесимметричных конвективных струй расход и скорость вычисляются по формулам

$$L_H = 35,5(Q\Delta H^5)^{0,333}; \quad (12)$$

$$W_H = 0,258(Q/\Delta H)^{0,333}, \quad (13)$$

где Q — количество конвективной теплоты, передаваемое от горячей поверхности технологического аппарата или установки к конвективной струе воздуха, кДж/ч; ΔH - расстояние от верхней горячей поверхности технологического аппарата или установки до рассматриваемого сечения вертикальной конвективной струи воздуха, м.

Конвективные струи, возникающие возле вертикальных нагретых или охлажденных поверхностей, перемещаются параллельно вверх (если температура поверхности выше температуры воздуха) или вниз (если температура поверхности ниже температуры воздуха).

При своем движении эти конвективные струи также подсасывают воздух помещения вместе с вредными выделениями и переносят их, соответственно, вверх или вниз.

Расход воздуха L_H и его скорость W_H в таких струях определяются выражениями

$$L_H = 19,67(q\Delta H^4)^{0,333}; \quad (14)$$

$$W_H = 0,137(q\Delta H)^{0,5}, \quad (15)$$

где q - количество теплоты, отдаваемое (или воспринимаемое) за счет конвекции единицей площади поверхности, $\text{кДж}/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$; ΔH - расстояние от низа греющей (или от верха охлаждающей) поверхности до рассматриваемого поперечного сечения струи, м.

С учетом возникающих в помещении подъемных и опускных струй можно определить зоны наивысших концентраций тех или иных вредных выделений и с учетом этого применять ту или иную схему организации воздухообмена в помещении.

Очевидно, что наиболее благоприятные условия работы системы вентиляции возникнут в том случае, когда требуемые параметры воздушной среды будут обеспечиваться при минимально возможном объеме вентилируемого воздуха. При этом условии потребуется меньшая мощность вентиляторов и калориферов, снизится потребление электрической энергии и теплоты, уменьшатся диаметры воздуховодов.

В свою очередь, при одинаковых количествах поступающих в помещение вредных выделений необходимый объем вентиляционного воздуха зависит от принятого типа вентиляции, способов подачи и удаления воздуха, расположения приточных и вытяжных отверстий относительно зон поступления и скопления вредных выделений.

Снижение требуемого объема вентилируемого воздуха, в первую очередь, обеспечивается при широком применении местной вытяжной вентиляции и в определенных условиях местной приточной вентиляции.

При использовании общеобменной вентиляции расход вентилируемого воздуха уменьшается при увеличении разности концентраций вредных выделений в удаляемом и приточном воздухе. Расход вентилируемого воздуха также уменьшается при участии всей массы приточного воздуха в поглощении вредных выделений, поступающих в помещение.

Конструкции воздухораспределителей позволяют не только изменять угол их наклона, но и создавать приточные вентиляционные струи различной формы (осесимметричные, плоские, веерные, закрученные), дальности и мощности. Поэтому подача и отсос вентиляционного

воздуха должны быть организованы так, чтобы разность концентраций вредных выделений в удаляемом и приточном воздухе повышалась не только из-за правильного выбора мест притока и отсоса, но и посредством верного выбора типа и траектории движения приточных струй. Приточные струи должны двигаться таким образом, чтобы направлять вредные выделения в зоны отсоса, помогая действию конвективных струй, которые перемещают вредные выделения к этим зонам (и препятствуя действию таких конвективных струй, которые отдаляют вредные выделения от зон отсоса).

Различают два вида подачи приточного воздуха: в рабочую зону и существенно выше рабочей зоны.

Подачей в рабочую зону считается подача воздуха из воздухораспределителей, установленных не выше четырех метров от пола (если струи из них направлены горизонтально или под углом к полу). Если струи из воздухораспределителей направлены вертикально вниз, то воздухораспределители можно устанавливать на высоте до шести метров от пола. При любой схеме организации воздухообмена в помещении приточный воздух не должен поступать в зоны малых вредных выделений, проходя через зоны с большими вредными выделениями.

Подачу приточного воздуха в рабочую зону следует применять в цехах со значительными избытками явной теплоты и в цехах, где вместе с теплотой выделяются влага, токсичные газы и аэрозоли (с плотностью меньшей, чем плотность воздуха). Температура приточного воздуха $t_{в.п}$ в этом случае должна совпадать с $t_{в.р}$, т.е. $t_{в.п}=t_{в.р}$. Вытяжку общеобменной вентиляции в таких цехах осуществляют из верхней зоны, а системами местных отсосов – из точек поступления основной массы вредных выделений.

В цехах с избытком явной теплоты и значительными выделениями пыли, паров и газов, плотность которых больше плотности воздуха, приточный воздух следует подавать выше шести метров от пола с температурой настолько ниже температуры воздуха в рабочей зоне ($t_{в.п}<t_{в.р}$), чтобы избыточные тепловыделения подогрели его перед входом

в рабочую зону до $t_{в.р}$. Вытяжку в этих случаях осуществляют из рабочей зоны.

В складских помещениях (и в помещениях подобного типа) рекомендуется приточный воздух подавать выше рабочей зоны, наклонными струями (которые затухают на высоте больше двух метров от пола). Вытяжка общеобменной вентиляции также осуществляется из верхней зоны.

4. Определение необходимого объема воздуха для вентиляции помещения

Количество вентиляционного воздуха, необходимого для удаления любого вредного выделения из атмосферы помещения, определяется из баланса поступления и отвода данного вредного выделения в единицу времени.

Количество вредных выделений может меняться при изменении режима работы технологического оборудования и изменении внутренней и наружной атмосферы. Из-за этого нахождение необходимого для вентиляции помещения объема воздуха проводят отдельно по каждому виду вредных выделений. При расчетах обязательно учитывается то, что часть приточного воздуха может из рабочей зоны поступать в печи, котлоагрегаты и другое технологическое (или энергетическое) оборудование.

Выявленная максимальная потребность в воздухе называется расчетной и является основой для выбора оборудования и коммуникаций вентиляционных систем.

Определение потребности в приточном воздухе $L_{\text{П}}^{\text{T}}$, м³/с, для удаления избытков явной теплоты проводят по выражению

$$L_{\text{П}}^{\text{T}} = L_{\text{М}} + \frac{\Delta Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЯВН}} - c_v L_{\text{М}} (t_{\text{В.Р}} - t_{\text{В.П}})}{c_v (t_{\text{в}} - t_{\text{В.П}})}, \quad (16)$$

где $L_{\text{М}}$ - расход воздуха, который удаляется из обслуживаемой или рабочей зоны помещения на технологические нужды и местной вытяжной

вентиляцией, м³/с; $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}$ - количество явной теплоты, поступившей в помещение, кВт; C_V - объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³•°С); $t_{\text{в.р}}$ - температура воздуха, удаляемого на технологические нужды оборудования, или местной вытяжной вентиляцией из обслуживаемой или рабочей зоны помещения, °С; $t_{\text{в.п}}$ - температура воздуха, подаваемого в помещение, °С; t_y - температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами рабочей зоны, °С.

При вычислении $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}$ для теплого периода года должен учитываться тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации.

Расчеты по формуле (16) проводятся для теплого (при $t_{\text{н}} = t_{\text{н.т}}^{\text{А}}$) и холодного (при $t_{\text{н}} = t_{\text{н.х}}^{\text{Б}}$) периодов года, а также для переходных условий (при $t_{\text{н}} = +8$ °С).

Температуру воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения $t_{\text{в.р}}$ для каждого периода года принимают по табл. 1. Полученные величины сравниваются между собой; максимальная принимается в качестве расчетного расхода приточного воздуха для удаления избытков явной теплоты.

Потребность в приточном воздухе для удаления избытков влаги $L_{\text{п}}^{\text{Б}}$, м³/с, вычисляют в виде

$$L_{\text{п}}^{\text{Б}} = L_{\text{м}} + \frac{\Delta D_{\text{изб}} - \rho_{\text{в}} L_{\text{м}} (d_{\text{в.р}} - d_{\text{в.п}})}{\rho_{\text{в}} (d_{\text{в.у}} - d_{\text{в.п}})}, \quad (17)$$

где $\Delta D_{\text{изб}}$ - избытки влаги (водяных паров) в помещении, г/с; $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, кг/м³; $d_{\text{в.р}}$ - влагосодержание воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения на технологические нужды и местной вытяжной вентиляцией, г/(кг сухого воздуха (с.в.)), г/(кг с.в.); $d_{\text{в.п}}$ - влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, г/(кг с.в.); $d_{\text{в.у}}$ - влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/(кг с.в.).

Расчеты по формуле (17) также выполняются для теплого и холодного периодов года и переходных условий. Кроме того, для холодного периода года проверяется возможность образования конденсата на внутренних поверхностях ограждающих конструкций. Для защиты от этого явления увеличивают воздухообмен в помещении. Полученные величины сравниваются между собой; максимальная принимается в качестве расчетного расхода приточного воздуха для удаления избытков влаги.

Потребность в приточном воздухе для удаления избытков полной теплоты L_{Π}^{TB} , м³/с, вычисляют как

$$L_{\Pi}^{T.B} = L_M \frac{\Delta Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ПОЛ}} - P_B L_M (h_{B.P} - h_{B.П})}{P_B (h_{B.Y} - h_{B.П})}, \quad (18)$$

где $\Delta Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ПОЛ}}$ - количество полной теплоты, поступившей в помещение, кВт; $h_{B.P}$ - удельная энтальпия воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения на технологические нужды и местной вытяжной вентиляцией, кДж/кг; $h_{B.П}$ - удельная энтальпия воздуха, подаваемого в помещение, кДж/кг; $h_{B.Y}$ - удельная энтальпия воздуха, удаляемого за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, кДж/кг.

Потребность в приточном воздухе для удаления вредных или взрывоопасных веществ L_{Π}^{Γ} , м³/с, проводят по выражению

$$L_{\Pi}^{\Gamma} = L_M + \frac{\Delta G_{\text{ИЗБ}}^{\Gamma} - L_M (C_{B.P} - C_{B.П})}{C_{B.Y} - C_{B.П}}, \quad (19)$$

где $\Delta G_{\text{ИЗБ}}^{\Gamma}$ - расход каждого из вредных или взрывоопасных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/с; $C_{B.P}$ - концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемом из обслуживаемой или рабочей зоны, мг/м³; $C_{B.П}$ - концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, мг/м³; $C_{B.Y}$ - концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемого за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, мг/м³.

В этом случае расход приточного воздуха вычисляется для рабочей смены с максимальной загрузкой технологического оборудования, для каждого вида вредного вещества отдельно. Если все виды вредных веществ разнонаправленно воздействуют на организм человека, то за расчетный расход приточного воздуха для удаления вредных или взрывоопасных веществ принимается максимальная из вычисленных величин. Если выделяются вредные вещества с однонаправленным воздействием на организм человека, то за расчетный расход приточного воздуха для удаления вредных или взрывоопасных веществ принимается суммарная величина расходов воздуха, вычисленных для каждого из этих веществ.

При проведении расчетов необходимо принимать $C_{в.р} = \text{ПДК}$ данного вредного вещества в рабочей зоне помещения.

Если необходимо обеспечить безопасность от пожара или взрыва смеси воздуха с опасным веществом, то в выражение (19) вместо $C_{в.р}$ и $C_{в.у}$ следует подставлять $0,1C_g$ (C_g - нижний концентрационный предел распространения пламени по газо-, паро- и пылевоздушным смесям, мг/м³).

Максимальный расход приточного воздуха, вычисленный по формулам (16) — (19), проверяется на обеспеченность нормируемой кратности воздухообмена $L_{1н}$, м³/с; удельных расходов приточного воздуха $L_{2н}$ и $L_{3н}$, м³/с.

Вычисление $L_{1н}$, $L_{2н}$ и $L_{3н}$ проводится по выражениям

$$L_{1н} = V_{п} m_{н} / 3600; \quad (20)$$

$$L_{2н} = F_{п} k_{фн} / 3600; \quad (21)$$

$$L_{3н} = N_{ч} l_{у.н} / 3600, \quad (22)$$

где $V_{п}$ - объем помещения, м³; $m_{н}$ - нормируемая кратность воздухообмена, 1/ч; $F_{п}$ - площадь помещения, м²; $k_{фн}$ - нормируемый расход приточного воздуха на один квадратный метр площади помещения, м³/(м² ч); $N_{ч}$ - число людей (или рабочих мест, или единиц оборудования), находящихся в помещении; $l_{у.н}$ - нормируемый удельный расход приточного воздуха на

одного человека (или одно рабочее место, или одну единицу оборудования), м³/ (ч шт.), табл. 3.

Если максимальный расход приточного воздуха, вычисленный по формулам (16) — (19), превышает максимальное значение нормируемого расхода, определенного по (20) - (22), то он остается расчетным. Если же хотя бы один из нормируемых расходов приточного воздуха больше максимального, то за расчетный расход принимается максимальное значение нормируемого расхода приточного воздуха.

Таблица 3

**Расход наружного воздуха в помещениях общественных
и производственных зданий [7]**

Тип помещения	Расход наружного воздуха, м ³ /(ч чел)
Общественные при режиме курения:	25
отсутствие	25
незначительное	25
значительное	50
сильное	75
Общественные для детей до 12 лет	15
Производственные при объеме помещения на одного работающего менее 20 м ³	≥30
То же 20-40 м ³	20
Производственные без окон и фонарей	40
Общественные и производственные, в которых необходимо удалять неприятные запахи	70
Больницы	80

5. Основные элементы вентиляционных систем

Системы приточной вентиляции (рис. 4) могут включать следующие элементы:

– воздухоприемные устройства, через которые наружный воздух поступает в вентиляционную систему;

- приточные камеры с размещаемыми в них вентиляторами, приводными электродвигателями, устройствами для очистки, подогрева, а иногда и для увлажнения наружного воздуха;

- приточные воздуховоды, через которые очищенный наружный воздух подается к вентилируемым помещениям и распределяется по их объемам. В холодный период года он предварительно подогревается в калориферах, а в теплый - подается без подогрева;

- приточные воздухораспределители, устанавливаемые по длине воздуховодов. Через приточные воздухораспределители струи воздуха (требуемой формы, мощности и протяженности) распределяют наружный воздух по всему объему помещений;

- рециркуляционные воздуховоды (так как часть воздуха удаляемого из помещения вытяжной вентиляцией может возвращаться в приточную камеру).

Системы вытяжной вентиляции могут содержать:

- вытяжные устройства в виде отверстий и щелей на вытяжных воздухопроводах, коллекторов и рукавов, присоединяемых к воздухопроводам (для отсоса загрязненного воздуха непосредственно из помещения или от отдельно стоящего оборудования);

- вытяжные воздуховоды, по которым удаляемый воздух поступает к вытяжной камере;

- вытяжную камеру или вытяжную аспирационную станцию. В помещении вытяжной камеры размещаются вытяжные вентиляторы с электроприводом. В помещении вытяжной аспирационной станции помимо вентиляторов с электроприводом дополнительно размещаются устройства для очистки воздуха перед выбросом его в атмосферу (или перед направлением на рециркуляцию);

- вытяжные шахты (или систему дефлекторов), через которые удаляемый из помещения воздух выбрасывается в атмосферу.

В зависимости от вида используемой вентиляционной системы отдельные элементы из приведенного перечня могут отсутствовать или заменяться другими элементами.

Кроме того, современные системы вентиляции обеспечиваются регулирующими и управляющими элементами на базе микропроцессоров и с дистанционным управлением; сигнализацией и системой блокировки, связанной с работой обслуживаемых технологических аппаратов (или установок).

Воздухоприемные устройства приточных систем принудительной вентиляции выполняются таким образом, чтобы в забираемом ими наружном воздухе концентрация вредных веществ не превышала 30 % от ПДК этих веществ в воздухе рабочей зоны или от ПДК вредных веществ в воздухе населенных пунктов (для вентиляционных систем жилых и общественных зданий).

Чаще всего воздухоприемные устройства выполняются в виде шахты, примыкающей к наружной стене вентилируемого здания (или располагающейся на крыше здания, или стоящей отдельно от здания).

В воздухоприемных шахтах (на высоте не менее двух метров от земли) располагаются проемы, закрытые жалюзи или металлическими зонтами (для защиты от попадания осадков). Площадь проемов должна обеспечивать движение забираемого воздуха со скоростью не более 5 м/с. При использовании естественной вентиляции для забора наружного

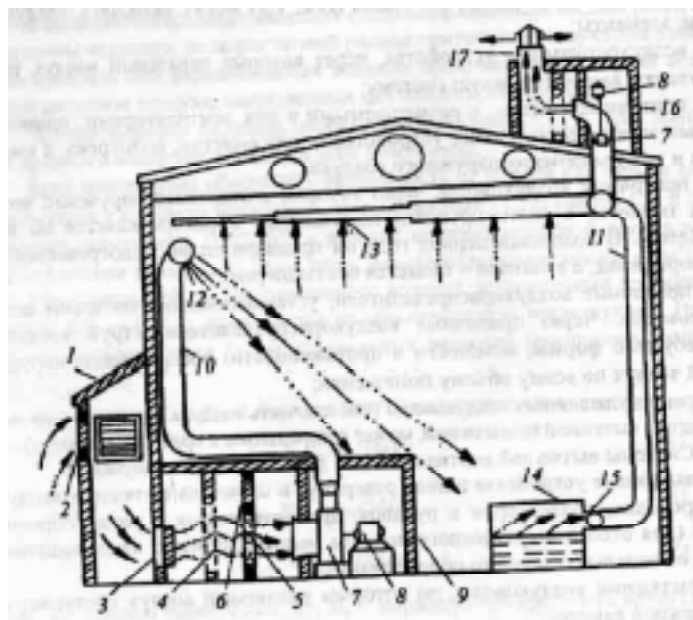


Рис. 4. Помещение цеха с системой принудительной приточно-вытяжной вентиляции:

1 - воздухоприемная шахта; 2 - проем для забора наружного воздуха; 3 - утепленный клапан; 4 - фильтр; 5 - калорифер; 6 - обводной клапан; 7 - вентилятор; 8 - электродвигатель; 9 - приточная камера; 10 и 11 - приточные и вытяжные воздуховоды; 12 и 13 - приточные и вытяжные насадки; 14 - технологический аппарат с выделением вредностей; 15 - местный отсос; 16 - вытяжная камера; 17 - вытяжная шахта; —••—> - воздух

воздуха могут использоваться аэрационные проемы или открытые окна (расположенные также не ниже двух метров от уровня земли).

Воздухоприемные устройства должны находиться на расстоянии не менее 10 м от источников загрязнения воздуха (с учетом наблюдаемой в данном месте розы ветров).

Приточные станции (или камеры) размещаются непосредственно в производственных помещениях, в пристройках к ним или в отдельно стоящих зданиях.

Высота приточной станции должна быть не менее 1,8 м. Площадь приточной станции должна позволять разместить все оборудование (расстояние между единицами оборудования друг от друга и от стен не менее 0,7 м). Для ремонта тяжелого вентиляционного оборудования должна быть предусмотрена установка грузоподъемных механизмов.

В приточных станциях размещаются фильтры сухой и мокрой очистки, вентиляторы, электродвигатели, калориферы.

Помещение приточной станции относится к категории «Д», а если применяются масляные фильтры с емкостью более 60 кг масла, то помещение приточной станции относят к категории «В».

Фильтры могут иметь пропускную способность до 140 м³/с и устанавливаются перед вентиляторами обычного исполнения или после вентиляторов пылестойкого исполнения.

Вентиляторы в обычном, пылестойком и антикоррозионном исполнении выпускаются с широкой гаммой типоразмеров, максимальной производительностью до 300 м³/с и с развиваемым давлением до 5 кПа.

Для производственных и административно-бытовых помещений системы общеобменной приточной вентиляции проектируются с двумя и более приточными вентиляторами (или с одним рабочим и одним резервным вентиляторами). Одна система приточной вентиляции может обеспечивать воздухом жилые, общественные, административно-бытовые и производственные помещения одной из категорий («В», «Г» или «Д»); производственные одной из категорий («А» или «Б»), если они размещены не более чем на трех смежных этажах.

Двухскоростные электродвигатели применяются в системах общеобменной вентиляции, где максимальный расход воздуха в теплый период года существенно выше, чем в холодный. Если расход воздуха изменяется в течение всего года, то рекомендуется использовать электродвигатели с частотным регулированием.

Калориферы (или воздухонагреватели) для подогрева приточного наружного воздуха зимой поставляются как в гладкотрубном, так и в оребренном по воздушной стороне исполнениях. Иногда используются и пластинчатые теплообменники. В зависимости от количества нагреваемого приточного воздуха и минимального расчетного значения температуры наружного воздуха калориферы могут включаться в группы посредством параллельного или последовательного расположения по ходу воздуха (и по схеме подвода греющего теплоносителя). При изменении режимов работы систем вентиляции для защиты от замерзания греющей воды в трубках калориферов ее скорость следует поддерживать не ниже 0,12 м/с (как при $t_{н.х}^B$, так и при 0 °С).

При повышении температуры наружного воздуха снижение тепловой производительности калориферов, использующих в качестве греющего теплоносителя водяной пар, производят перепуском части воздуха помимо калориферов (через обводной канал). Сократить тепловую производительность калориферов, использующих в качестве греющего теплоносителя горячую воду, можно, уменьшив температуру (или расход) этой воды.

В цехах промышленных предприятий обычно используются круглые (диаметром от 0,05 до 1,0 м) и прямоугольные (со стороной до 1,0 м) приточные воздуховоды. Приточные воздуховоды выполняются из тонколистовой оцинкованной, кровельной, листовой, рулонной стали; бетона, железобетона; гипса и других материалов. Вытяжные воздуховоды, транспортирующие воздушную смесь с химически активными газами, парами и пылью, выполняются из керамики, асбестоцемента, пластмассы, стеклоткани, металлопласта и листовой стали. Размеры сечений приточных

воздуховодов выбираются по скорости движения воздуха в них. Для участков с большими диаметрами рекомендуется принимать скорости $W = 10 - 12$, а с малыми — $3...6$ м/с. В воздуховодах вытяжной вентиляции поддерживается скорость $2 - 5$ м/с. В цехах промышленных предприятий воздуховоды прокладываются открыто по стенам и колоннам здания, в габаритах ферм, фонарей и других строительных конструкций. Трассы воздуховодов выбирают из условий минимальной протяженности и минимального количества отводов.

Для предотвращения проникновения в помещение продуктов горения во время пожара предусматриваются:

- огнезадерживающие клапаны на поэтажных сборных воздуховодах и в местах присоединения их к вертикальному коллектору (для общественных, административно-бытовых и производственных помещений класса «Г»);

- воздушные затворы на поэтажных сборных воздуховодах в местах присоединения их к горизонтальному или вертикальному коллектору (для жилых, общественных и административно-бытовых помещений многоэтажных зданий);

- огнезадерживающие клапаны на воздуховодах в местах пересечения перекрытий или противопожарных преград (для помещений категории «А», «Б» и «В»);

- обратные клапаны на отдельных воздуховодах в местах присоединения их к сборному воздуховоду или коллектору (для помещений категории «А», «Б» и «В»).

Воздуховоды должны быть класса «П» (плотные) для транзитных участков систем общеобменной вентиляции при статическом давлении у вентилятора более 1400 Па. Для транзитных участков местных отсосов воздуховоды должны быть класса «П» независимо от величины статического давления. Для остальных систем общеобменной вентиляции применяются воздуховоды класса «Н» (нормальные).

Невязка потерь давления по ветвям воздуховодов не должна превышать 10% . Величины потерь и подсосов воздуха через неплотности воздуховодов нормированы и приведены в [9].

Воздухораспределители устанавливаются на подающих воздухопроводах (и ответвлениях от них) и служат для получения струй воздуха разнообразной конфигурации и дальнобойности. Конструкции воздухораспределителей образуют струи следующих типов:

Тип струи	Назначение воздухораспределителя	Вид исполнения воздухораспределителя
Осесимметричная	Дальнобойность струи, изменение направления её движения	Цилиндрические или конические патрубки
Веерная	Интенсивное смещение подаваемого наружного воздуха с воздухом помещения	Цилиндрические патрубки, отбойные листы под ними
Неполная веерная	Интенсивное смещение подаваемого воздуха с ограничением угла раскрытия струи	Цилиндрические патрубки с веерными лопатками
Плоская	Подача струи параллельно ограждающим конструкциям	Плоские прямоугольные отверстия
Закрученная	Наибольшая подача воздуха каждой струёй	Цилиндрические патрубки с закручивающимися насадками

Тип и количество воздухораспределителей выбирается таким образом, чтобы обеспечить оптимальную организацию воздухообмена в вентилируемом помещении. При использовании дальнобойных и высокопроизводительных струй количество воздухораспределителей будет невелико, зато скорость движения воздуха в помещении будет значительна. Если же вентилируемое помещение небольшое и требуется уменьшить скорость воздуха вблизи от места выпуска, то целесообразно иметь большое число струй малой мощности. Выбирая места установки воздухораспределителей и направление выпускаемых ими струй, необходимо учитывать, что траектории струй с температурой выше, чем температура воздуха в помещении $t_{в.р}$ отклоняются вверх, а с температурой ниже $t_{в.р}$ - вниз. В системах вытяжной вентиляции к вытяжным устройствам на воздухопроводах удаляемый воздух поступает со всех сторон. Их вытяжные устройства лучше выполнять в виде узких отверстий или щелей.

Вытяжные камеры (или вытяжные аспирационные станции) располагаются на перекрытиях, крышах или на полу вентилируемых помещений. Вытяжные камеры (или вытяжные аспирационные станции) могут также размещаться в отдельно стоящих зданиях. Выброс загрязненного воздуха осуществляется через вытяжные шахты. Скорость движения воздуха в вытяжных шахтах обычно составляет 1,5 - 8 м/с.

Если вытяжная шахта располагается по коньку крыши, то ее высота должна не менее, чем на 0,5 м превышать высоту конька. Если ближе, чем на 10 м от вытяжной шахты, расположена приточная шахта, то высота вытяжной шахты должна быть не менее, чем на 2,5 м больше высоты приточной шахты.

6. Определение потребности систем вентиляции в теплоте и электрической энергии

Электрическую энергию в системах общеобменной вентиляции необходимо расходовать на работу приточных и вытяжных вентиляторов, насосов систем увлажнения приточного воздуха, циркуляционных насосов систем утилизации теплоты вентиляционных выбросов.

Количество потребляемой электрической энергии определяется мощностью установленных электродвигателей для привода вентиляторов и насосов, а также продолжительностью их работы за конкретный период времени (час, смена, сутки, месяц, год).

Мощность вентиляторов и насосов, установленных в системах общеобменной вентиляции, определяется на основе выбора расчетных количеств воздуха L_B , м³/с; воды V_B или другого энергоносителя, циркулирующего в системе утилизации теплоты вентиляционных выбросов $V_{ЭН}$, м³/с.

Помимо расчетных расходов воздуха и воды, для нахождения мощности вентиляторов и насосов должны быть известны действительные напоры, развиваемые вентилятором H_B и насосом H_H , м. Действительный напор, создаваемый вентилятором или насосом, необходим для того, чтобы перемещаемая рабочая среда (воздух или вода) преодолела все

аэродинамические сопротивления в воздухопроводах, воздухораспределителях, фильтрах, калориферах и т.д.

Мощности электродвигателей для привода вентилятора $N_{\text{эд}}^{\text{В}}$, кВт, и насоса $N_{\text{эд}}^{\text{Н}}$, кВт, определяются по следующим выражениям:

$$N_{\text{эд}}^{\text{В}} = \frac{\beta \rho_{\text{в}} H_{\text{в}} g L_{\text{в}}}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}} = \frac{\beta \rho_{\text{в}} L_{\text{в}}}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}};$$

$$N_{\text{эд}}^{\text{Н}} = \frac{\beta \rho_{\text{ж}} H_{\text{н}} g V_{\text{в}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} = \frac{\beta \rho_{\text{н}} V_{\text{в}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}}, \quad (23)$$

где $\beta = 1,05 \text{—} 1,2$ - коэффициент запаса мощности электродвигателя; $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, перемещаемого вентилятором, $\text{кг}/\text{м}^3$ (для приточного вентилятора $\rho_{\text{в}} = 353 / (t_{\text{в.п}} + 273)$, для вытяжного вентилятора $\rho_{\text{в}} = 353 / (t_{\text{в}} + 273)$); $\rho_{\text{ж}}$ - плотность жидкости, перекачиваемой насосом, $\text{кг}/\text{м}^3$; g - ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; $\eta_{\text{в}}$ - КПД вентилятора; $\eta_{\text{н}}$ - КПД насоса; $\eta_{\text{пр}}$ - КПД электродвигателя (учитывает потери при передачи мощности от электродвигателя к вентилятору или насосу); $P_{\text{в}} = H_{\text{в}} \rho_{\text{в}} g$ - давление, развиваемое вентилятором, Па; $P_{\text{н}} = \rho_{\text{ж}} H_{\text{н}} g$ - давление, развиваемое насосом, Па.

Потребление электрической энергии вентилятором $\mathcal{E}_{\text{в}}$ или насосом $\mathcal{E}_{\text{н}}$, кВт·ч, вычисляется по формулам

$$\mathcal{E}_{\text{в}} = N_{\text{эд}}^{\text{В}} n_i k_{\text{рi}};$$

$$\mathcal{E}_{\text{н}} = N_{\text{эд}}^{\text{Н}} n_i k_{\text{рi}}, \quad (24)$$

где n_i - продолжительность рассматриваемого периода времени (час, смена, сутки, месяц, год и т.д.), для которого вычисляется потребление электрической энергии вентилятором (или насосом), ч; $k_{\text{рi}} = n_{\text{РАБi}} / n_i$ - коэффициент работы вентилятора или насоса за рассматриваемый период времени; $n_{\text{РАБi}}$ - продолжительность работы вентилятора или насоса за рассматриваемый период времени, ч.

При нормальной работе приточных систем принудительной вентиляции в холодный период года подаваемый в помещение холодный наружный воздух (с температурой $t_{\text{н}}$) необходимо подогревать до

температуры $t_{в.п.}$. Для этой цели к холодному наружному воздуху через калориферные установки подводится тепловая энергия от внешнего источника теплоснабжения (котельной или ТЭЦ). Количество тепловой энергии Q_B кВт, подводимой к холодному наружному воздуху, определяется по следующим выражениям:

$$\begin{aligned} Q_B &= L_B \rho_B C (t_{в.п.} - t_H); \\ Q_B &= L_B C_V (t_{в.п.} - t_H), \end{aligned} \quad (25)$$

где C - массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); C_V - объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·°С).

Для отдельного вентилируемого помещения выражения (25) часто преобразуются к виду

$$\begin{aligned} Q_B &= m^P V_{в.п.} \rho_B C (t_{в.п.} - t_H); \\ Q_B &= m^P V_{в.п.} C_V (t_{в.п.} - t_H), \end{aligned} \quad (26)$$

где $V_{в.п.}$ - внутренний объем вентилируемого помещения, м³; $m^P = L_B / V_{в.п.}$ - расчетная кратность обмена воздуха в вентилируемом помещении, 1/с.

Для здания с наружным объемом $V_{зд}$, м³, и несколькими вентилируемыми помещениями количество тепловой энергии, потребляемой системой вентиляции, вычисляется по формуле

$$Q_B = q_B V_{зд} (t_{в.п.} - t_H), \quad (27)$$

где $q_B = \rho_B C \left[\sum (m^P V_{в.п.})_i / V_{зд} \right] = C_V \left[\sum (m^P V_{в.п.})_i / V_{зд} \right]$ - удельная вентиляционная характеристика здания (показывает, каким будет расход теплоты на вентиляцию 1 м³ здания за одну секунду, при разности внутренней и наружной температур воздуха в 1 градус), кВт/(м³·°С); i - номер вентилируемого помещения в здании.

Для типовых общественных, административных и коммунально-бытовых зданий, а также производственных корпусов промышленных предприятий с определенными технологическими процессами значения удельных вентиляционных характеристик приведены в [6, 8].

Из выражений (25) — (27) следует, что расход тепловой энергии на вентиляцию линейно возрастает от $Q_B = 0$ (при $t_H = t_{в.п.}$) до максимального

значения Q_B ($Q_B = Q_B^P$). Максимальное (или расчетное) значение расхода теплоты на вентиляцию устанавливается при минимальном значении температуры наружного воздуха, принимаемом для проектирования систем вентиляции (при $t_H = t_{H.P.B}$).

Для производственных, общественных, административных и коммунально-бытовых зданий за расчетную температуру наружного воздуха при проектировании систем вентиляции принимают расчетную температуру воздуха для холодного периода года, взятую по параметрам Б ($t_{H.P.B} = t_{H.X}^B$). Тогда максимальный (или расчетный) расход тепловой энергии на вентиляцию здания Q_B^P , кВт, вычисляется по выражению

$$Q_B^P = q_B V_{зд} (t_{B.П} - t_{H.P.B}) = q_B V_{зд} (t_{B.П} - t_{H.X}^B). \quad (28)$$

При дальнейшем понижении температуры наружного воздуха, вплоть до абсолютно минимальной $t_{H.X}^{min}$, °C (т.е. когда $t_{H.X}^{min} \leq t_H \leq t_{H.X}^B$, °C), расход теплоты на вентиляцию зданий остается постоянным (линия 1 на рис. 5).

При этом снижают кратность обмена воздуха в вентилируемых помещениях m , 1/с, по соотношению

$$m = m^P (t_{B.П} - t_{H.X}^B) / (t_{B.П} - t_H). \quad (29)$$

Уменьшение кратности обмена воздуха ухудшает санитарно-гигиенические условия в вентилируемых помещениях. Но так как продолжительность периода сниженной кратности обмена воздуха не превышает 50 ч в год (причем расположенных не подряд), то уменьшение кратности воздухообмена в вентилируемых помещениях вполне допустимо.

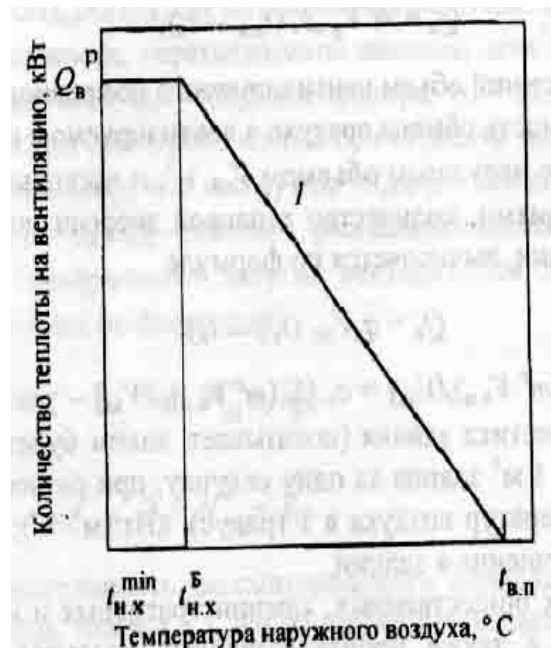


Рис. 5. График изменения расхода тепловой энергии на вентиляцию зданий:

1 - расход теплоты в системах принудительной вентиляции на подогрев наружного воздуха

Суточный график потребления тепловой энергии на вентиляцию производственных цехов (а также общественных, административных и коммунально-бытовых помещений) существенно меняется при изменении:

- температуры наружного воздуха;
- режима работы вентилируемого цеха (помещения).

При наличии этих факторов требуется немедленное и соответствующее изменение расхода теплоты как при изменении температуры наружного воздуха, так и при включении или отключении приточных систем принудительной вентиляции.

Суточный расход теплоты на вентиляцию здания $Q_B^{СУТ}$, (кВт•ч)/сут, вычисляется по формуле

$$Q_B^{СУТ} = 24q_B V_{зд} (t_{в.п} - t_H^{Ср.раб}) K_{р.в}^{СУТ}, \quad (30)$$

где $t_H^{Ср.раб}$ - средняя температура наружного воздуха за рабочий период суток, °С; $K_{р.в}^{СУТ} = n_B^{СУТ} / 24$ - коэффициент суточной неравномерности работы системы вентиляции; $n_B^{СУТ}$ - время работы системы вентиляции в течение суток, ч/сут.

Годовой расход теплоты на вентиляцию здания $Q_B^{ГОД}$, (кВт•ч)/год, определяется по выражению:

$$Q_B^{ГОД} = q_B V_{зд} (t_{в.п} - t_H^{Ср.о}) n_0 K_{р.в}^{ГОД}, \quad (31)$$

где $t_H^{Ср.о}$ - средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С; n_0 - продолжительность отопительного периода, ч; $K_{р.в}^{ГОД} = n_B^{ГОД} / n_0$ - коэффициент годовой неравномерности работы системы вентиляции; $n_B^{ГОД}$ - годовая продолжительность работы системы вентиляции, когда затрачивается теплота на подогрев холодного наружного воздуха, ч.

Годовой график тепловых нагрузок системы принудительной вентиляции в зависимости от повторяемости температур наружного воздуха строится аналогично такому же графику для систем отопления

зданий с переменным температурным режимом (если при построении считалось, что $Q_0^д = 0$ кВт) [2].

7. Утилизация теплоты вентиляционных выбросов

Для повышения экономичности работы систем принудительной вентиляции и уменьшения теплового загрязнения окружающей среды целесообразно использовать теплоту воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией.

Температура загрязненного воздуха, удаляемого в холодный и переходный периоды года, превышает температуру наружного воздуха. И так как воздухообмен в цехах промышленных предприятий достаточно велик, то с удаляемым загрязненным воздухом теряется большое количество теплоты. Для утилизации этой теплоты возможно использовать рециркуляцию удаляемого воздуха, но только в производственных помещениях, где выделяются вредные вещества 4-го класса опасности (ПДК которых более 10 мг/м^3). Если в удаляемом загрязненном воздухе содержатся вредные вещества 1, 2 и 3-го классов опасности, то его рециркуляция невозможна.

В таких случаях целесообразно использовать теплоту вентиляционных выбросов для подогрева холодного наружного воздуха, подаваемого в приточные системы принудительной вентиляции. Для этого используются регенеративные или рекуперативные теплообменные аппараты.

В рекуперативных теплообменных аппаратах (рис. 6,а) теплота от потока «горячего» вытяжного воздуха передается потоку холодного наружного воздуха через стенку, и смешения потоков не происходит. Однако из-за термического сопротивления стенки аппарата количество передаваемой теплоты в рекуперативных теплообменных аппаратах меньше, чем в регенеративных.

В регенеративных теплообменных аппаратах (рис. 6,б) потоки «горячего» вытяжного воздуха соприкасаются с частью массивных и теплоемких деталей аппарата и нагревают их. После нагрева происходит

переключение потоков; через нагретые детали теплообменного аппарата проходит поток холодного наружного воздуха. Холодный наружный воздух подогревается, соприкасаясь с нагретыми деталями теплообменника, и тем самым охлаждает их. «Горячий» вытяжной воздух в это время проходит через другую часть регенеративного теплообменного аппарата и нагревает ее.

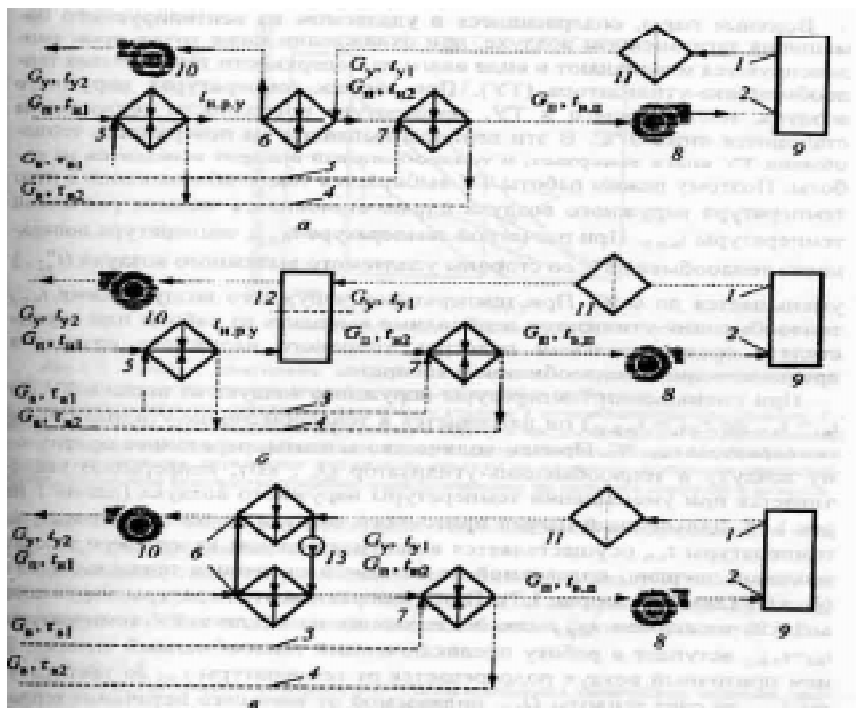


Рис. 6. Принципиальные схемы систем принудительной вентиляции с использованием теплоты вентиляционных выбросов:

- а - с рекуперативным теплообменником-утилизатором;
- б - с вращающимся регенеративным теплообменником-утилизатором;
- в - с рекуперативным теплообменником-утилизатором, использующим промежуточный теплоноситель;
- 1, 2 - воздуховоды удаляемого и приточного воздуха;
- 3, 4 - подающий и обратный трубопроводы тепловой сети;
- 5 - предвключённый воздухонагреватель;
- 6 - рекуперативный теплообменник-утилизатор;
- 7 - калорифер;
- 8, 10 - приточный и вытяжной вентиляторы;
- 9 - вентилируемое помещение;
- 11 - воздушный фильтр;
- 12 - вращающийся регенеративный теплообменник-утилизатор;
- 13 - насос;
-→ воздух; -----→ сетевая вода;
- промежуточный теплоноситель

Так как в момент переключения часть «горячего» загрязненного вытяжного воздуха подмешивается к чистому наружному воздуху, то

использовать регенеративные теплообменники возможно только в тех помещениях, где в удаляемом воздухе не содержатся очень вредные и взрывоопасные вещества.

В производственных помещениях категорий «А», «Б» и «Е» (а также в тех помещениях, где удаляемый вытяжной воздух содержит взрывоопасные, горючие, легковоспламеняющиеся или вредные вещества 1 и 2-го класса опасности) необходимо использовать рекуперативные теплообменные аппараты с промежуточным теплоносителем (рис. 6,в). Рекуперативные теплообменники с промежуточным теплоносителем следует использовать также при значительных расстояниях между местами удаления вытяжного воздуха и местами забора чистого приточного воздуха.

Водяные пары, содержащиеся в удаляемом из вентилируемого помещения загрязненном воздухе, при охлаждении ниже точки росы конденсируются и выпадают в виде влаги на поверхности теплообмена теплообменника-утилизатора (ТУ). При низких температурах наружного воздуха, поступающего в ТУ, температура поверхности теплообмена становится ниже 0 °С. В эти периоды выпавшая на поверхность теплообмена ТУ влага замерзает, и теплообменный аппарат выводится из работы. Поэтому режим работы ТУ выбирается так, чтобы на входе в него температура наружного воздуха $t_{Н1}$ не становилась меньше расчетной температуры $t_{Н.р.у}$. При расчетной температуре $t_{Н.р.у}$, температура поверхности теплообмена ТУ со стороны удаляемого вытяжного воздуха (t_{y2}^n) уменьшается до 0 °С. При температурах наружного воздуха ниже $t_{Н.р.у}$ теплообменник-утилизатор необходимо выводить из работы или осуществлять предварительный подогрев холодного наружного воздуха в предвключенном теплообменном аппарате.

При уменьшении температуры наружного воздуха на входе в ТУ (от $t_{Н1}=t_{в.п}$ до $t_{Н1}=t_{Н.р.у}$) он нагревается в теплообменнике-утилизаторе до температуры $t_{Н2}$, °С. При этом количество теплоты, переданное приточному воздуху в теплообменник-утилизатор Q_y , кВт, непрерывно увеличивается при уменьшении температуры наружного воздуха (линия 1 на рис. 7). Дальнейший нагрев приточного воздуха от температуры $t_{Н2}$ до температуры $t_{в.п}$ осуществляется в вентиляционном калорифере за счет

тепловой энергии, подаваемой от внешнего источника теплоснабжения Q_k , кВт (линия 3 на рис. 7). При уменьшении температуры наружного воздуха ниже, чем $t_{н.р.у}$, для поддержания на входе в ТУ температуры $t_{н1}=t_{н.р.у}$ вступает в работу предвключенный теплообменный аппарат.

В нем приточный воздух подогревается от температуры $t_{н1}$ до температуры $t_{н.р.у}$ за счет теплоты $Q_{т.о.}$, подаваемой от внешнего источника теплоснабжения (линия 2 на рис. 7). Последующий нагрев воздуха от температуры $t_{н.р.у}$ до температуры $t_{в.п}$ осуществляется в теплообменнике утилизаторе и вентиляционном калорифере.

Тепловая нагрузка ТУ в интервале температур от $t_{н.х}^{min}$ до $t_{н.р.у}$ остается постоянной. Полное количество теплоты, необходимое для подогрева холодного наружного воздуха (от температуры t_n до температуры $t_{в.п}$) Q_v , показано линией 5 на рис. 7.

Общий расход тепловой энергии на вентиляцию от внешнего источника теплоснабжения определяется как $Q_{т.о.} + Q_k = Q_v - Q_y$ (линия 4 на рис. 7).

Утилизация теплоты удаляемого загрязненного воздуха позволяет на 40 — 70 % сократить годовой расход теплоты на принудительную вентиляцию от внешнего источника теплоснабжения (котельной или ТЭЦ).

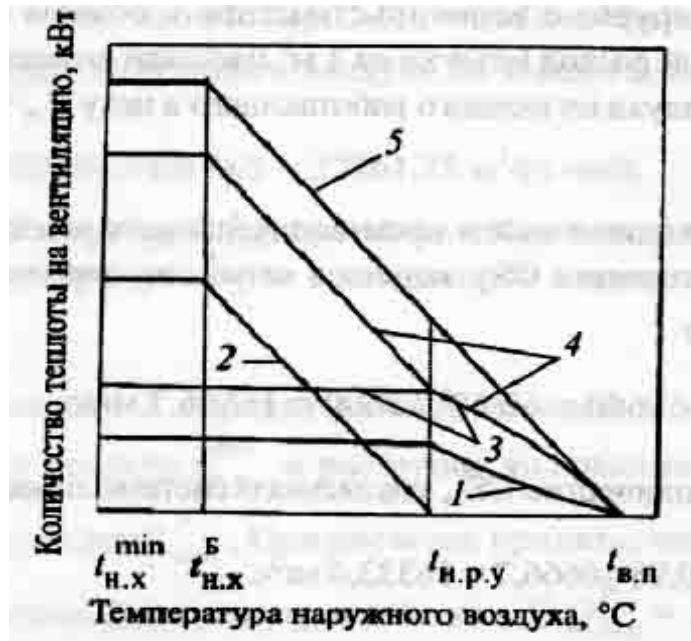


Рис. 7. График изменения потребления теплоты системой принудительной вентиляции при утилизации теплоты вентиляционных выбросов:

- 1 - количество теплоты, переданное наружному воздуху в теплообменнике-утилизаторе;
- 2 - количество теплоты, переданное наружному воздуху в предвключенном теплообменнике;
- 3 - количество теплоты, переданное наружному воздуху в вентиляционном калорифере;
- 4 - количество теплоты, переданное наружному воздуху от внешнего источника теплоснабжения;
- 5 - полное количество теплоты, израсходованное на подогрев наружного воздуха

8. Примеры расчета элементов вентиляции воздуха в помещениях промышленных и общественных зданий

Пример 1

В помещении прядильно-отделочного цеха комбината химических волокон, расположенного в Твери, при работе прядильных машин выделяется $\Delta G_{\text{изб}}^{\Gamma} = 60$ кг/ч сероуглерода CS_2 . Прядильные машины в цехе размещены внутри специальных капсул, из которых системами местных отсосов удаляется на очистку и регенерацию 98% выделившегося CS_2 . Концентрация сероуглерода под капсулами $C_{\text{в.р}}$ составляет 3000 мг/м^3 . Остальное количество CS_2 через неплотности прядильных машин и капсул поступает в цех. Длина цеха $A = 102$, ширина $B = 72$ и высота $H = 10$ м. В одну смену в цехе работают $N_{\text{ч}} = 65$ человек.

Определить необходимую производительность вентиляторов местных отсосов $L_{\text{м}}^{\Gamma}$, вентиляторов приточной $L_{\text{п}}^{\Gamma}$, и вытяжной $L_{\text{в}}^{\Gamma}$, $\text{м}^3/\text{с}$, общеобменных систем вентиляции. Концентрация CS_2 в наружном воздухе ($C_{\text{в.п}}$) не превышает $0,3 \text{ мг/м}^3$. Нормируемые величины: кратность обмена воздуха в помещении $m_{\text{н}} = 20$ 1/ч; удельный расход воздуха на 1 м^2 площади помещения $k_{\text{фн}} = 200 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, удельный расход воздуха на каждого работающего в цеху $l_{\text{у.н}} = 20 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел}$.

Решение

1. Так как необходимо найти производительность каждого вида вентиляторов за секунду, то определяем величину секундного выделения CS_2 :

$$\Delta G_{\text{изб}}^{\Gamma} = \Delta G_{\text{изб}}^{\Gamma} \cdot 10^6 / 3600 = 60 \cdot 10^6 / 3600 = 16666,7 \text{ мг/с.}$$

2. Вычисляем количество CS_2 удаляемого системами местных отсосов за 1с:

$$G_{\text{м}}^{\Gamma} = 0,98 \Delta G_{\text{изб}}^{\Gamma} = 0,98 \cdot 16666,7 = 16333,4 \text{ мг/с.}$$

3. Производительность вентиляторов местных отсосов $L_{\text{м}}^{\Gamma}$ для удаления CS_2

$$L_{\text{м}}^{\Gamma} = G_{\text{м}}^{\Gamma} / C_{\text{в.р}} = 166333,4 / 3000 = 5,44 \text{ м}^3/\text{с.}$$

4. Определяем количество CS_2 , поступающего в помещение цеха:

$$G_{\text{ПОМ}}^{\Gamma} = \Delta G_{\text{ИЗБ}}^{\Gamma} - G_{\text{М}}^{\Gamma} = 16666,7 - 16333,4 = 333,3 \text{ мг/с.}$$

5. Из приложения 1 находим значение предельно допустимой концентрации CS_2 в воздухе помещений $\text{ПДК}_{CS_2} = 1,0 \text{ мг/м}^3$. Принимаем $C_{\text{В.У}} = \text{ПДК}_{CS_2}$.

6. Используя выражение (19), вычисляем необходимую производительность вентиляторов приточной системы

$$L_{\text{П}}^{\Gamma} = L_{\text{М}}^{\Gamma} + \left[\Delta G_{\text{ИЗБ}}^{\Gamma} - L_{\text{М}}^{\Gamma} (C_{\text{В.Р}} - C_{\text{В.П}}) \right] / (C_{\text{В.У}} - C_{\text{В.П}}) = 5,44 + (16666,7 - 5,44(3000 - 0,3)) / (1,0 - 0,3) = 503,06 \text{ м}^3/\text{с.}$$

7. Необходимая производительность вентиляторов системы общеобменной вытяжной вентиляции

$$L_{\text{В}}^{\Gamma} = L_{\text{П}}^{\Gamma} - L_{\text{М}}^{\Gamma} = 503,06 - 5,44 = 497,62 \text{ м}^3/\text{с.}$$

8. Кратность обмена воздуха в помещении

$$m_{\text{П}} = L_{\text{П}}^{\Gamma} \cdot 3600 / (A \cdot B \cdot H) = 503,06 \cdot 3600 / (102 \cdot 72 \cdot 10) = 24,66 \text{ 1/ч.}$$

9. Действительный расход приточного воздуха на 1 м^2 площади помещения

$$k_{\text{ФД}} = L_{\text{П}}^{\Gamma} \cdot 3600 / (A \cdot B) = 503,06 \cdot 3600 / (102 \cdot 72) = 246,6 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

10. Удельный расход приточного воздуха на каждого человека, работающего в цехе

$$l_{\text{УД}} = L_{\text{П}}^{\Gamma} \cdot 3600 / N_{\text{ч}} = 503,06 \cdot 3600 / 65 = 27681,78 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел}).$$

Так как $m_{\text{П}} > m_{\text{Н}}$; $k_{\text{ФД}} > k_{\text{ФН}}$; $l_{\text{УД}} > l_{\text{У.Н}}$, то оставляем вычисленные величины потоков воздуха для выбора типоразмеров вентиляторов и диаметров воздуховодов.

Пример 2

Для условий примера 1 определить минимальное значение температуры подогрева приточного воздуха $t_{\text{В.П}}^{\text{мин}}$ и расчетное количество теплоты, подводимое к воздуху в калорифере $Q_{\text{КАЛ}}^{\text{р}}$. При расчетах принять, что максимальные потери теплоты через ограждения конструкций цеха

$\Sigma Q_{\text{огр}}^{\text{п}} = 2000$ кВт, а величина внутренних тепловыделений в цехе $Q_{\text{т.в}} = 700$ кВт. Температура воздуха в рабочей зоне цеха $t_{\text{в.р}} = 18$ °С, а его объемная теплоемкость $C_{\text{в}} = 1,25$ кДж/(м³ °С).

Решение

1. Из приложения 2 находим расчетную температуру воздуха для проектирования систем отопления и вентиляции в Твери: $t_{\text{н.х}}^{\text{б}} = -29$ °С.

2. Вычисляем значение отопительной характеристики здания цеха

$$q_0 = \frac{\Sigma Q_{\text{огр}}^{\text{п}}}{ABH(t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.х}}^{\text{б}})} = \frac{2000}{102 \cdot 72 \cdot 10(18 - (-29))} = 0,00058 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \text{ °С}).$$

3. Вычисляем температуру наружного воздуха $t_{\text{н.о}}$, при которой выключается отопление цеха и выше которой часть внутренних тепловыделений необходимо удалять с вытяжным вентиляционным воздухом

$$t_{\text{н.о}} = t_{\text{в.р}} - Q_{\text{т.в}} / (q_0 ABH) = 18 - 700 / (0,00058 \cdot 102 \cdot 72 \cdot 10) = 1,6 \text{ °С}.$$

4. Принимаем схему подачи и вытяжки воздуха из помещения для удаления газообразных и тепловых вредных выделений и определяем значения температур воздуха, подаваемого $t_{\text{в.п}}$ и удаляемого $t_{\text{у}}$ из цеха. Так как плотность газообразного CS₂ выше плотности воздуха в помещении и сероуглерод будет скапливаться в рабочей зоне цеха, а воздух, нагретый внутренними тепловыделениями (если их не отводить), будет подниматься из нее вверх, то принимаем схему подачи приточного воздуха выше рабочей зоны, а вытяжки загазованного воздуха — из рабочей зоны. При этом температура удаляемого воздуха в течение всего холодного периода года $t_{\text{у}} = t_{\text{в.р}}$; максимальное значение температуры подогрева приточного воздуха $t_{\text{в.п}}^{\text{MAX}} = t_{\text{в.р}} = 18$ °С будет при $t_{\text{н}} = t_{\text{н.о}}$, когда $\Sigma Q_{\text{огр}} \geq Q_{\text{т.в}}$ и $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = 0$;

минимальное значение температуры подогрева приточного воздуха $t_{\text{в.п}}^{\text{min}}$

будет при $t_{\text{н}} = t_{\text{в.р}}$, когда $\Sigma Q_{\text{огр}} = 0$ и $\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = Q_{\text{т.в}} = 700$ кВт

$$t_{\text{в.п}}^{\text{min}} = t_{\text{у}} - Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} / (C_{\text{в}} L_{\text{п}}^{\text{г}}) = 18 - 700 / (1,25 \cdot 503,06) = 16,9 \text{ °С}$$

5. Определяем расчетное количество теплоты, передаваемое приточному воздуху в калорифере

$$Q_{\text{КАЛ}}^{\text{P}} = L_{\text{П}}^{\Gamma} C_{\text{V}} (t_{\text{В.П}}^{\text{MAX}} - t_{\text{Н.Х}}^{\text{Б}}) = 503,06 \cdot 1,25 \cdot (18 - (-29)) = 29554,8 \text{ кВт.}$$

6. Вычисляем расчетное количество теплоты для калорифера в случае использования для дополнительного подогрева воздуха теплоты вентвыбросов. Так как вытяжной воздух содержит CS_2 , то принимаем схему использования теплоты вентвыбросов с промежуточным незамерзающим теплоносителем (см. рис. 6).

В утилизаторе теплоты вентвыбросов вытяжной воздух с температурой t_{y} охлаждается до $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (для предупреждения замерзания в нем сконденсировавшейся влаги воздуха) и передает промежуточному теплоносителю количество теплоты

$$Q_{\text{y1}} = L_{\text{В1}}^{\Gamma} C_{\text{V}} (t_{\text{y}} - 2) = 497,62 \cdot 1,25(18 - 2) = 9952,4 \text{ кВт.}$$

Считая, что 10% теплоты потеряется через изоляцию воздухопроводов и утилизаторов, в утилизаторный подогреватель поступит

$$Q_{\text{y1}}^{\text{P}} = 0,9Q_{\text{y1}} = 0,9 \cdot 9952,4 = 8957,2 \text{ кВт.}$$

7. Минимальная температура наружного воздуха на входе в утилизационные подогреватель $t_{\text{Н1}} = t_{\text{Н.Х}}^{\text{Б}} = -29 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и приточный воздух $L_{\text{П}}^{\Gamma}$ нагреется в нем до температуры

$$t_{\text{Н2}} = t_{\text{Н1}} + Q_{\text{y1}}^{\text{P}} / (L_{\text{П}}^{\Gamma} C_{\text{V}}) = -29 + 8957,2 / (503,06 \cdot 1,25) = -14,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

8. Расчетная тепловая нагрузка калорифера при работе утилизационного подогревателя составит

$$Q_{\text{КАЛ}}^{\text{P.Y}} = L_{\text{П}}^{\Gamma} C_{\text{V}} (t_{\text{В.П}} - t_{\text{Н2}}) = 503,06 \cdot 1,25(18 - (-14,8)) = 20625,5 \text{ кВт}$$

или снизится на 30%.

9. Принимаем, что минимальное значение перепада температур между греющими и нагреваемыми теплоносителями в утилизаторах вентвыбросов и утилизационном подогревателе $\delta t_{\text{y.B}} = \delta t_{\text{y.П}} \geq 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При повышении температуры наружного воздуха в интервале

$t_{н.х}^B \leq t_{н1} \leq (2 - \delta t_{в.у} - \delta t_{у.п}) ^\circ\text{C}$ теплопроизводительность утилизационного подогревателя будет оставаться постоянной, а тепловая нагрузка калорифера — снижаться. В интервале температуры $t_{н}$ от 8 до $t_{в.п}$ будут пропорционально снижаться тепловые нагрузки и утилизационного подогревателя, и калорифера. С учетом годового числа часов стояния температур наружного воздуха в Твери [2] годовая экономия теплоты на вентиляцию составит около 45%.

Пример 3

В помещении аудитории на 200 мест здания ВУЗа в городе Томске определить необходимую производительность вентиляторов приточной $L_{п}^Г$ и вытяжной $L_{в}^Г$, м³/с, общеобменных систем вентиляции. Определить количество теплоты, передаваемое приточному воздуху в калорифере. Длина аудитории $A = 25$, ширина $B = 10$ и высота $H = 6$ м. Нормируемые величины: кратность обмена воздуха в помещении $m_{н} = 1$ 1/ч; удельный расход воздуха на 1 м² площади помещения $k_{ФН} = 3$ м³/(м²•ч).

Решение

1. Выбор параметров наружного воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха, а также географическая широта и барометрическое давление P_{δ} принимаются по прил. 8[8] в зависимости от положения объекта проектирования для теплого Т и холодного Х периодов года. Выбор расчетных параметров наружного воздуха производим в соответствии с п.2.14.[8], а именно: для холодного периода – по параметрам Б, для теплого – по параметрам А.

В переходный П период параметры принимаем в соответствии с п.2.17[8] при температуре $t_{н} 8 ^\circ\text{C}$ и удельной энтальпии $I = 22,5$ кДж/кг.

Все данные сводим в таблицу.

В учебных целях воспользуемся прил. 2.

Расчетные параметры наружного воздуха

Город	Период года	Параметр А			Параметр Б		
		t_n , °С	h_n , кДж/кг	W_n , м/с	t_n , °С	h_n , кДж/кг	W_n , м/с
Томск	Теплый	21,7	49	1			
	Переходный				8	22,5	3
	Холодный				- 40	- 40,2	3

2. Расчет параметров внутреннего воздуха

Для расчета вентиляции используются допустимые значения параметров внутреннего воздуха. Они принимаются в зависимости от назначения помещения и расчетного периода года в соответствии с п.2.1.[8] по данным прил. 1 [8]. В учебных целях целесообразно использовать таблицу 2 настоящих методических указаний. В теплый период года температура наружного воздуха $t_{н.г}^A = 21,7$ °С, следовательно, температура внутреннего воздуха $t_{в.п}^{доп} \leq t_{н.г}^A + 3 = 24,7$ °С. В холодный и переходный периоды: $t_{в.п}^{доп} = 18 - 22$ °С.

Температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, определяется по формуле (5):

$$t_y = t_n + \frac{t_{в.п}^{доп} - t_n}{K_n},$$

В теплый период года

$$t_y^T = 21,7 + (24,7 - 21,7) / 0,8 = 25,45 \text{ °С.}$$

Значение $K_n = 0,8$, т.к. тепловыделения в помещении невелики.

Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование	Период года	Допустимые параметры			t_n , °С	t_y , °С
		$t_{вр}$, °С	$\phi_{вр}$, %	$W_{вр}$, м/с		
Аудитория на 200 мест	Теплый	24,7	65	0,5	21,7	25,45
	П	20	65	0,2	8	23
	Х	20	65	0,2	-25	31,25

3. Расчет воздухообменов

Вентиляционные системы здания и их производительность выбирают в результате расчета воздухообмена.

Определим воздухообмен по нормируемой кратности по выражению (20):

$$L_{1н} = 10 \cdot 25 \cdot 6 / 3600 = 0,416 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим воздухообмен по нормируемому удельному расходу приточного воздуха на один квадратный метр площади помещения по выражению (21):

$$L_{2н} = 10 \cdot 25 \cdot 3 / 3600 = 0,208 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим воздухообмен по нормируемому удельному расходу приточного воздуха на одного человека $l_{у.н}$, который определяется по приложению 19 [8], в учебных целях $l_{у.н}$ целесообразно определить по таблице 3: $l_{у.н} = 25 \text{ м}^3/(\text{ч чел})$. Расход приточного воздуха определяем по формуле 22:

$$L_{3н} = 200 \cdot 25 / 3600 = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

За расчетный расход принимаем максимальное значение нормируемого расхода приточного воздуха

$$L_{п}^{\Gamma} = L_{3н} = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем схему воздухообмена снизу вверх, т.к. имеются избытки тепла и влаги. Поддерживаем в помещении нормальное давление, поэтому $G_{п} = G_{в}$ и $L_{п}^{\Gamma} = L_{в}^{\Gamma} = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определяем расчетное количество теплоты передаваемое приточному воздуху в калорифере

$$Q_{\text{КАЛ}}^{\text{P}} = L_{п}^{\Gamma} C_{\text{V}} (t_{\text{в.Р}} - t_{\text{н.Х}}^{\text{B}}) = 1,4 \cdot 1,25 \cdot (20 - (-40)) = 105 \text{ кВт}.$$

9. Задание для самостоятельных расчетов

Индивидуальные варианты для выполнения расчета берутся из табл. 4.

Задание

В помещении здания ВУЗа в городе N определить необходимую производительность вентиляторов приточной $L_{п}^{\Gamma}$ и вытяжной $L_{в}^{\Gamma}$, $\text{м}^3/\text{с}$,

общеобменных систем вентиляции. Определить количество теплоты, передаваемое приточному воздуху в калорифере. Нормируемые величины: кратность обмена воздуха в помещении $m_H = 1$ 1/ч; удельный расход воздуха на 1 м^2 площади помещения $k_{FH} = 3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Таблица 4

Вариант	Город	Помещение
1	2	3
1	Астрахань	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
2	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
3	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
4	Брянск	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
5	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
6	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
7	Владивосток	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
8	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
9	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
10	Владимир	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
11	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
12	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
13	Волгоград	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
14	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
15	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
16	Екатеринбург	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
17	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
18	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
19	Иваново	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
20	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
21	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
22	Калининград	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
23	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
24	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
25	Москва	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
26	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
27	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м

1	2	3
28	Нижний Новгород	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
29	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
30	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
31	Великий Новгород	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
32	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
33	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м
34	Омск	Аудитория 50 мест, 10м 15м 6м
35	То же	Курительная 10 мест 5м 5м 6м
36	То же	Лаборатория 15 мест 10м 5м 6м

Приложение 1

**ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ
В ВОЗДУХЕ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ**

Вещество (пары и газы)	ПДК ₃ мг/м ³	Вещество (пыли и аэрозоли)	ПДК ₃ мг/м ³
Азота оксиды	5	Зола горючих сланцев	4
Аммиак	20	Известняк	6
Ацетон	200	Карбид кремния	6
Бензин топливный	100	Кислота серная	1
Бензол	5	Магnezит	10
Гидразин	0,1	Марганец	0,3
Дихлорэтан	10	Масла минеральные	5
Кислота соляная	5	Пыль кремнесодежащая	1-4
Озон	0,1	Пыль каменного угля	10
Ртуть металлическая	0,01	Пыль нефтяного кокса	6
Сероводород	10	Сулема	0,1
Сероуглерод	1	Свинец и его соединения	0,01
Скипидар	300	Пыль асбеста	2
Спирт метиловый	5	Пыль асбестоцемента	6
Спирт этиловый	1000	Пыль стекловолокна	4
Толуол	50	Пыль талька и слюды	4
Фенол	0,3	Пыль цементная	6
Формальдегид	0,5	Сода кальцинированная	2
Хлор	1	Трепел	1
Эфир этиловый	0,15	Щелочи едкие	0,5

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Населенный пункт	Период года	Параметры А			Параметры Б		
		температура воздуха $t_H^A, ^\circ\text{C}$	удельная энthalпия $h_H^A,$ кДж/кг	скорость ветра $W_H^A,$ м/с	температура воздуха $t_H^B, ^\circ\text{C}$	удельная энthalпия $h_H^B,$ кДж/кг	скорость ветра $W_H^B,$ м/с
Архангельск	Теплый	18,6	48,6	4	24,5	55,3	4
	Холодный	-19	-17,6	5,8	-31	-30,8	6,2
Астрахань	Теплый	29,5	61,1	3,6	33	64,5	3,6
	Холодный	-8	-4,2	9	-23	-21,9	8
Барнаул	Теплый	23,9	51,9	1	28,3	55,7	1
	Холодный	-23	-22,2	2,9	-39	-38,9	2
Братск	Теплый	22,5	49	1	27,7	53,2	1
	Холодный	-30	-29,7	2	-43	-43,1	2
Брянск	Теплый	22,5	49,8	1	27,7	53,2	1
	Холодный	-13	-10,5	5,2	-43	-25	6
Владивосток	Теплый	21,6	57,8	4,7	23,4	61,5	4,7
	Холодный	-16	-14,2	14,8	-24	-25,3	13,5
Владимир	Теплый	21,4	49,4	3,3	27,6	52,8	3,3
	Холодный	-16	-14,2	4,4	-28	-27,8	3,5
Волгоград	Теплый	28,6	55,3	5,2	33	57,8	5,2
	Холодный	-13	-10,5	9,1	-25	-23,9	8
Вологда	Теплый	21,1	50,2	1	27,2	55,3	1
	Холодный	-16	-14,2	5,8	-31	-30,6	5,2
Воронеж	Теплый	24,2	52,3	3,3	28,9	54,8	3,3
	Холодный	-14	-11,7	6	-26	-25,3	5,7
Дудинка	Теплый	17,2	47,3	4	22,4	49,9	4
	Холодный	-35	-35,2	4,2	-46	-46,1	4,5
Екатеринбург	Теплый	20,7	48,1	4	28,7	51,1	4
	Холодный	-20	-18,8	4,7	-35	-34,6	5,2

Населенный пункт	Период года	Параметры А			Параметры Б		
		тем- пера- тура возду- ха $t_H^A, ^\circ C$	удель- ная энталь- пия $h_H^A,$ кДж/кг	ско- рость ветра $W_H^A,$ м/с	тем- пера- тура воз- духа $t_H^B, ^\circ C$	удель- ная энталь- пия $h_H^B,$ кДж/кг	ско- рость ветра $W_H^B,$ м/с
Иваново	Теплый	22,2	49,8	2,8	27	52,8	2,8
	Холодный	-16	-14,2	4,2	-29	-28,6	3,6
Иркутск	Теплый	22,7	50,2	2,2	26,9	53,6	2,2
	Холодный	-25	-24,3	2	-37	-37,1	2,8
Казань	Теплый	22,8	51,1	3,8	27,3	54,8	3,8
	Холодный	-18	-16,3	4	-32	-31,7	4
Калининград	Теплый	20,6	48,6	4,3	24,1	52,8	4,3
	Холодный	-7	-2,9	7,8	-18	-16,3	7
Калуга	Теплый	22,4	50,2	1	26,3	53,6	1
	Холодный	-14	-11,7	4,8	-27	-26,5	3,2
Керчь	Теплый	26	60,7	4,1	30,3	62,8	4,1
	Холодный	-4	1,3	10,2	-15	-13	9
Кострома	Теплый	21,1	49,8	4,2	25,8	53,6	4,2
	Холодный	-16	-14,2	4,8	-31	-30,7	4
Краснодар	Теплый	28,6	59,5	1	30,8	63,6	1
	Холодный	-5	0	4,4	-19	-17,6	3,1
Красноярск	Теплый	22,5	49,4	1	25,9	51,9	1
	Холодный	-22	-20,9	1,8	-40	-40,2	1
Курск	Теплый	22,9	51	3,5	27,8	53,6	3,5
	Холодный	-14	-11,7	6,7	-26	-25	6,3
Липецк	Теплый	24,4	50,2	4,1	28,7	54,8	4,1
	Холодный	-15	-13	6,5	-27	-26,5	5,4
Мариуполь	Теплый	26,6	57,8	3,6	31,8	60,7	3,6
	Холодный	-9	-5,4	12	-23	-22,2	8
Москва	Теплый	22,3	49,4	1	28,5	54	1
	Холодный	-15	-11,7	4,7	-26	-25,3	4
Мурманск	Теплый	16,6	41,4	3,8	22	42,7	3,8
	Холодный	-18	-16,3	8,7	-27	-26,6	8,4

Населенный пункт	Период года	Параметры А			Параметры Б		
		тем- пера- тура воз- духа $t_H^A, ^\circ C$	удель- ная энталь- пия $h_H^A,$ кДж/кг	ско- рость ветра W_H^A м/с	тем- пера- тура воз- духа $t_H^B, ^\circ C$	удель- ная эн- таль- пия $h_H^B,$ кДж/кг	ско- рость ветра $W_H^B,$ м/с
Нижний Новгород	Теплый	21,2	51,1	1	26,8	54,9	1
Великий Новгород	Холодный	-16	-14,2	4,1	-30	-29,7	4
Новороссийск	Теплый	20,8	48,6	4	24,5	52,8	4
Новосибирск	Холодный	-12	-9,2	5	-27	-26,8	5
Омск	Теплый	26,7	60,3	1	30,1	65,7	1
	Холодный	-2	3,8	15,4	-13	-10,5	17,5
Оренбург	Теплый	22,7	50,2	1	28,4	54,8	1
	Холодный	-24	-23	3,7	-39	-38,9	2,7
Пенза	Теплый	22,4	49,4	3,7	27,7	53,6	3,7
	Холодный	-23	-22,2	6	-37	-36,8	5
Пермь	Теплый	26,9	51,9	3,9	31,4	54,4	3,9
	Холодный	-20	-18,8	4,6	-31	-30,5	4,9
Петрозаводск	Теплый	23,8	51,1	1	28,4	54	1
	Холодный	-17	-15,5	4,4	-29	-28,8	3,8
Пятигорск	Теплый	21,8	50,2	1	26,3	53,2	1
	Холодный	-20	-18,9	1,9	-35	-34,9	4,2
Ростов-на-Дону	Теплый	18,6	46,1	3,2	23,1	50,2	3,2
	Холодный	-15	-11,7	5	-29	-28,5	3,7
Рязань	Теплый	26,3	61,5	1	30,6	63,6	1
	Холодный	-8	-4,2	6,3	-18	-16,3	5,3
Самара	Теплый	27,3	57,4	3,6	31,9	60,7	3,6
	Холодный	-8	-4,2	12	-22	-20,9	8
Санкт-Петербург	Теплый	22,8	49,8	4,1	27,3	53,6	4,1
	Холодный	-16	-14,2	4,8	-27	-26,8	3
Петербург	Теплый	24,3	52,8	3,2	29,7	55,3	3,2
	Холодный	-18	-16,3	4,6	-30	-29,8	5
Петербург	Теплый	20,6	48,1	1	24,8	51,5	1
	Холодный	-11	-8	3,5	-26	-25,3	3

Населенный пункт	Период года	Параметры А			Параметры Б		
		тем- пера- тура воз- духа $t_H^A, ^\circ\text{C}$	удель- ная эн- таль- пия $h_H^A,$ кДж/кг	ско- рость ветра $W_H^A,$ м/с	тем- пера- тура воз- духа $t_H^B, ^\circ\text{C}$	удель- ная эн- таль- пия $h_H^B,$ кДж/кг	ско- рость ветра $W_H^B,$ м/с
Саратов	Теплый	25,4	53,6	4,3	30,5	56,5	4,3
	Холодный	-16	-14,2	5,3	-27	-26,3	5
Севастополь	Теплый	25	60,7	2,3	29,4	64,5	2,3
	Холодный	0	7,1	10,2	-11	-8,4	9
Симферополь	Теплый	26,1	59,5	1	31,8	63,2	1
	Холодный	-4	1,3	3,2	-16	-14,2	8
Смоленск	Теплый	20,8	49	3,2	25,3	53,2	3,2
	Холодный	-13	-10,5	4,7	-26	-25,5	4,2
Сочи	Теплый	25,9	66,2	1	30,2	69,5	1
	Холодный	2	9,6	5,2	-3	2,1	4
Тверь	Теплый	21,7	49,4	1	26,6	52,8	1
	Холодный	-15	-13	4,7	-29	-27,6	3,2
Томск	Теплый	21,7	49	1	25,9	52,8	1
	Холодный	-25	-24,3	4,7	-40	-40,2	3
Тула	Теплый	22,2	50,2	3,4	27	53,6	3,4
	Холодный	-14	-11,7	4,5	-27	-26,6	3
Тюмень	Теплый	22,4	51,5	1	28	55,3	1
	Холодный	-21	-19,7	5,6	-37	-37,2	4,6
Хабаровск	Теплый	24,1	60,7	4,6	28,4	65	4,6
	Холодный	-23	-22,2	8,4	-31	-30,8	6,8
Чита	Теплый	24	49,4	1	25,2	53,2	1
	Холодный	-31	-29,7	1	-38	-38,1	1
Якутск	Теплый	23	48,1	1	28,6	52,3	1
	Холодный	-45	-45,2	1	-55	-55,3	1
Ярославль	Теплый	21,6	49,8	3,9	25,8	52,8	3,9
	Холодный	-16	-14,2	4,8	-31	-30,6	4

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Баркалов Б.В., Карпис Е.Б. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.:Стройиздат, 1982. — 312 с.
2. Борисов Б.Г., Борисов К.Б., Отопление промышленных предприятий. — М.: Изд-во МЭИ, 1997. — 68 с.
3. Борисов Б.Г., Шелгинский А.Я. Вентиляция и кондиционирование воздуха на промышленных предприятиях. — М.: Изд-во МЭИ, 1993. — 59 с.
4. Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление, вентиляция: Учеб. для вузов. — М.: Энергоиздат, 1982. — 232 с.
5. Отопление и вентиляция /Под ред. В.Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976.—483с.
6. Промышленная теплоэнергетика: Общие вопросы: Справ. / Под общ. ред. В.А.Григорьева, В.М.Зорина. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 588 с.
7. Шелгинский А.Я., Борисов К.Б. Вентиляция и кондиционирование воздуха в помещениях промышленных, общественных и жилых зданий: Конспект лекций: Учеб. пособие / Под ред. В. В. Галактионова. — М.: Изд-во МЭИ, 1999. — 88 с.
8. СНиП 2.04.05-91* Отопление, вентиляция и кондиционирование — М.: ГП ЦПП, 1994. — 71с.
9. СНиП П-3-79*. Строительная теплотехника. — М.: ГПЦПП, 1995. — 32 с.
10. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справ. / Под общ. ред. В.А.Григорьева, В.М.Зорина. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 456с.
11. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.; Под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. — М.: Стройиздат, 1990.— 624 с.

Оглавление

1. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ, ОКРУЖАЮЩЕЙ ЧЕЛОВЕКА В ПОМЕЩЕНИЯХ.....	3
2. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	7
3. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ И ВОЗДУХООБМЕНА В ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ.	17
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО ОБЪЕМА ВОЗДУХА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЯ.....	21
5. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	25
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ В ТЕПЛОТЕ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ.....	32
7. УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ..	37
8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ВЕНТИЛЯЦИИ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ ПРОМЫШЛЕННЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ.....	41
9. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНЫХ РАСЧЕТОВ.....	49
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	48
РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	54

ВЕНТИЛЯЦИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ
ПРОМЫШЛЕННЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ
И ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Методические указания к дипломному
проектированию и практическим занятиям

Составители

КОНДРАТЬЕВ Владимир Тимофеевич

КОЗЛОВ Иван Сергеевич

ХМАРУК Олег Николаевич

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой доцент В.Т. Кондратьев

Редактор И.В. Бойцова

Корректор Е.В. Афанасьева

Компьютерная верстка А.Ю. Сергеева

ЛР № 020275. Подписано в печать 01.04.03.

Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,45. Тираж 400 экз.

Заказ

Редакционно-издательский комплекс

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.

