



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

## Учебное пособие

# «Основы обеспечения микроклимата зданий (включая теплофизику здания)»

для бакалавров направления подготовки  
08.03.01 «Строительство», профиль  
подготовки «Теплогазоснабжение и  
вентиляция»

Часть 2

Авторы  
Глазунова Е.К., Скорик Т.А.

Ростов-на-Дону, 2018

## Аннотация

Основы обеспечения микроклимата зданий (включая теплофизику здания): учебное пособие. Часть 2.

Во второй части пособия рассматриваются основные способы расчета тепловой нагрузки на системы отопления-охлаждения, процессы формирования и обеспечения микроклимата помещений, энергопотребление и энергосбережение систем обеспечения микроклимата.

Учебное пособие (часть 1, 2) предназначено для подготовки бакалавров направления 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» и соответствует рабочей программе дисциплины.

## Авторы

к.т.н., доцент  
кафедры «Теплогазоснабжение  
и вентиляция»

Глазунова Е.К.

к.т.н., доцент  
кафедры «Теплогазоснабжение  
и вентиляция»

Скорик Т.А.





## Оглавление

<b>Введение .....</b>	<b>4</b>
<b>1 Тепловая нагрузка на системы отопления-охлаждения .5</b>	
1.1 Тепловой баланс помещения .....	5
1.2 Потери теплоты через ограждающие конструкции (трансмиссионные теплопотери).....	7
1.3 Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха через ограждающие конструкции помещения .....	16
1.4 Теплопоступления теплоты за счет солнечной радиации .....	19
1.5 Определение теплопоступлений от других источников .....	28
1.6 Баланс вредных выделений в помещении. Основное дифференциальное уравнение воздухообмена .....	32
1.7 Определение воздухообмена по теплоизбыткам, влаге, газам и по кратности. Санитарная норма воздуха .....	35
<b>2 Процессы формирования и обеспечения микроклимата в помещении.....</b>	<b>43</b>
2.1 Воздействие наружной среды на формирование микроклимата в помещении .....	43
2.2 Струйные течения в помещении .....	47
2.2 Движение воздуха около вытяжных отверстий .....	62
2.3 Схемы движения воздуха в вентилируемых помещениях .....	68
2.4 Принципиальные схемы организации воздухообмена .....	75
2.6 Процессы изменения состояния влажного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования помещений.....	79
<b>3 Энергопотребление и энергосбережение систем обеспечения микроклимата .....</b>	<b>97</b>
3.1 Годовой расход энергии на отопление- охлаждение .....	97
3.2 Годовой расход энергии на вентиляцию .....	100
3.3 Энергосбережение в системах обеспечения микроклимата. ....	104
<b>Библиографический список .....</b>	<b>106</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Данная работа является второй частью учебного пособия, предназначенного для изучения дисциплины «Основы обеспечения микроклимата зданий (включая теплофизику здания)». С учетом основных положений, представленных в базовой литературе [6,9,8], в данной части пособия рассмотрены основы составления теплового баланса помещений, виды вредностей и составление баланса по вредностям, определение воздухообменов для ассимиляции теплоизбытков и различных видов вредностей, что необходимо для расчета тепловой нагрузки отопления-охлаждения и определения воздухообмена, а также для выбора рациональных технических средств обеспечения микроклимата в помещении.

Рассмотрены вентиляционные процессы обеспечения микроклимата помещений, включающие организацию воздухообмена, закономерности развития струй, образующиеся у приточных отверстий и вытяжные факелы около вытяжных отверстий вентиляционных систем. Для решения ряда задач вентиляционного процесса необходимо знать распределение потоков воздуха снаружи здания, скорости, давления и других аэродинамические характеристики здания.

В вентиляционных процессах, регулирующих микроклимат в помещении, происходят изменения тепловлажностного состояния воздуха, которые удобно прослеживать и рассчитывать с помощью  $i-d$  – диаграммы. Построение процессов необходимо для выбора схемы обработки воздуха и расчета затрат теплоты, холода и влаги, необходимых для такой обработки.

Приведены способы оценки годового потребления энергии системами климатизации зданий и основные способы повышения их энергоэффективности.

## 1 ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА НА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ-ОХЛАЖДЕНИЯ

Под **тепловой нагрузкой системы** подразумевается сумма тепловых потоков, поступающих в помещение, которая должна нейтрализоваться системой, чтобы обеспечить в рабочей зоне помещения заданную температуру воздуха в течение рабочего времени.

### 1.1 Тепловой баланс помещения

В процессе формирования микроклимата помещений участвуют **возмущающие воздействия** (наружная среда, технологические процессы внутри помещения) и **регулирующие воздействия** (системы отопления, вентиляции и кондиционирования) (см. [12], раздел 1.3), которые должны компенсировать теплонедостатки или теплоизбытки с целью обеспечения в помещении требуемой температуры воздуха.

Системы климатизации подают в помещения потоки теплоты, влаги и свежего воздуха. Если для определения тепловой мощности системы отопления необходимо определить теплонедостаток в холодный период года, то для систем вентиляции и кондиционирования – избытки теплоты в наиболее теплый период года т.к. они определяют их производительность и холодильную мощность.

Следует иметь в виду, что и возмущающие, и регулирующие воздействия изменяются в течение суток, закономерности их изменений различны, и поэтому они по-разному воздействуют на изменение температуры в помещении. Поэтому тепловую нагрузку систем следует находить учитывая нестационарность процессов, обуславливающих запаздывание реакции температуры воздуха на то или иное тепловое воздействие.

В общем случае считают, что тепловая нагрузка систем определяется как алгебраическая сумма тепловых потоков, поступающих в данный момент времени в помещение с учетом знака, а именно: тепловой поток со знаком «плюс» соответствует теплопоступлению  $\Sigma Q_{\text{пост}}$ , Вт, а со знаком «минус» теплопотерям  $\Sigma Q_{\text{пот}}$ , Вт.

Таким образом, теплоизбытки ( $+\Delta Q$ ) или теплонедостатки ( $-\Delta Q$ ) могут быть определены следующим образом

$$\pm \Delta Q = \Sigma Q_{\text{пост}} - \Sigma Q_{\text{пот}}, \quad (1.1)$$

где  $\Sigma Q_{\text{пост}}$  – суммарные поступления теплоты;

$\Sigma Q_{\text{пот.}}$  – суммарные потери (расход теплоты).

Основные составляющие **потерь** (стоки) теплоты (рисунок

1.1):

- потери теплоты через ограждающиеся конструкции;
- расход теплоты, необходимой для нагревания наружного инфильтрационного воздуха;
- теплота, необходимая на нагревание материалов, оборудования, транспорта, которые холодными попадают в производственные помещения;
- технологические процессы в производственных помещениях, связанные с испарением жидкости или другие процессы, сопровождающиеся затратами теплоты;

Основные составляющие **поступлений** теплоты (теплопритоки):

- теплота, выделяемая людьми;
- теплота от искусственного освещения;
- теплота от нагретого оборудования и изделий в производственных помещениях;
- теплота, выделяемая при расходовании механической или электрической энергии, которая в результате сил трения, переходит в теплоту;
- теплота, поступающая в результате воздействия солнечной радиации.

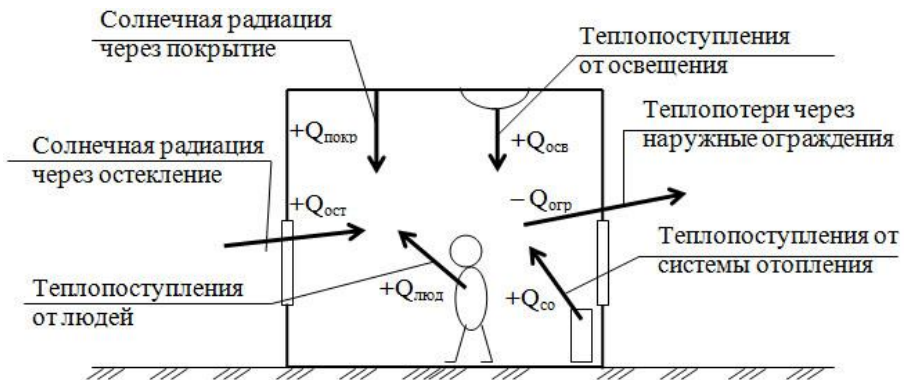


Рисунок 1.1 – Теплопритоки и стоки теплоты в жилых и общественных зданиях

## 1.2 Потери теплоты через ограждающие конструкции (трансмиссионные теплотери)

Процессы передачи теплоты через наружные ограждения носят нестационарный характер, который обуславливается происходящими с определенной периодичностью изменениями в течение суток параметров наружного воздуха.

Массивные ограждения гасят колебания теплового потока, проходящего через толщу ограждения, т.к. обладают тепловой инерцией, требующей времени для охлаждения или нагрева до изменившейся температуры окружающего воздуха [7, 12]. Ранее расчетная температура наружного воздуха  $t_n$ , °С, для расчета ограждений связывалась с их тепловой инерцией. После 1994 года, когда требования к тепловой защите зданий были значительно усилены, и все ограждения были отнесены к «массивным», т.е. к таким, через которые теплотери в течение нескольких суток оставались практически такими же, как и при средней температуре наружного воздуха за тот же период, **расчетной для теплотехнического расчета и расчета теплотерь стала средняя температура наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92.**

Теплотери за счет теплопередачи (трансмиссионные теплотери)  $Q_{огр.}$ , Вт, рассчитываются через каждое теплотеряющее ограждение по формуле [1,8,11,]

$$Q_{огр.} = kA(t_p - t_n)(1 + \sum \beta)n, \quad (1.2)$$

где  $A$  – расчетная площадь ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>;  
 $k$  – коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/ м<sup>2</sup> °С, определяемый в соответствии с теплотехническим расчетом ограждения (кроме полов на грунте);  
 $t_p$  – расчетная температура воздуха, °С, в помещении с учетом ее повышения в зависимости от высоты помещения более 4 м (в лестничной клетке изменение температуры по высоте не учитывается);  
 $t_n$  – расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года при расчете теплотерь через наружные ограждения, или температура воздуха более холодного помещения – при расчете потерь теплоты через внутренние ограждения, °С. Принимается по параметрам Б [15] или, что то же самое, равной температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92;

*Если в смежном более холодном помещении температура воздуха ниже, чем в рассчитываемом более, чем на 3 °С, то обязателен расчет теплопотерь через внутреннее ограждение, разделяющее эти помещения. При этом  $t_n$  принимают равной температуре воздуха в более холодном помещении. При расчете теплопотерь в более холодном помещении эти же теплопотери учитываются со знаком «минус», т.е. как теплопоступления и вычитаются из общей суммы теплопотерь более холодного помещения (из Кувшинова)*

$\beta$  – добавочные потери теплоты в долях от основных теплопотерь (см. ниже);

$n$  – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающей конструкции к наружному воздуху [13] ;

Расчетная температура воздуха,  $t_p$ , принимается равной температуре внутреннего воздуха,  $t_b$ , в соответствии с [4,5,10,14]. Нормируется температура в рабочей или в обслуживаемой зоне. Для помещений в общественных или промышленных зданиях высотой более 4м учитывается повышение  $t_b$  по высоте (рисунок 1.2)

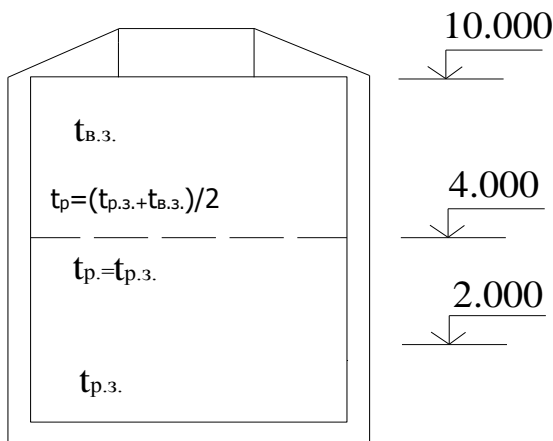


Рисунок 1.2 – Расчетная температура внутреннего воздуха при определении теплопотерь

При расчете всех ограждений, попавших в зону высотой до 4м в формуле расчета теплопотерь принимают  $t_p = t_{п.з.}$

При расчете теплопотерь через покрытие  $t_p = t_{в.з.}$ ,



При расчете ограждений, попавших в зону выше 4 м. принимают:

$$t_p = (t_{p,z} + t_{в.з.})/2$$

Температура в верхней зоне помещения, °С:

$$t_{в.з.} = t_{p,z.} + \beta(H - 2),$$

где  $H$  – высота всего здания, м;  
 $\beta$  – градиент, учитывающий изменение температуры на каждый метр помещения свыше 4 м.

#### Виды добавочных теплопотерь

Добавочные потери теплоты  $\beta$  следует принимать в долях от основных потерь:

а) в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери, окна, обращенные на С, В, С-В С-З в размере 0,1; на Ю-В и З – в размере 0,05;

б) добавки на угловые помещения и помещения, имеющие более одной наружной стены (**кроме жилых помещений жилых домов**), принимают равными 50,05 к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений (стен, окон, дверей), если хотя бы одно ограждение ориентировано на север, восток, северо-восток и северо-запад, т.е. если есть хотя бы одна добавка на ориентацию, равная 0,1. В противном случае добавку на наличие угла нужно принимать равной 0,1. Таким образом, сумма добавок на ориентацию и наличие угла не может превышать 0,15.

В угловых и имеющих **более одной наружной** стены **жилых помещениях** и других подобных зданий (например, в спальнях детских учреждений) температура внутреннего воздуха принимается на 2 °С выше, а добавка  $\beta$  0,05, не вводится. Если в жилом помещении **более двух наружных стен**, температура внутреннего воздуха принимается на 2 °С выше, и вводится добавка  $\beta$  0,05 к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений.

в) в помещениях, разрабатываемых для типового проектирования через стены, двери и окна и обращенные на любую из сторон света в размере 0,08 при одной наружной стене и 0,13 для угловых помещений (кроме жилых) и во всех жилых помещениях – 0,13;

г) через необогреваемые полы первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой

наружного воздуха минус  $40^{\circ}\text{C}$  и ниже (параметры Б) – в размере 0,05;

д) через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами (ВТЗ), при высоте здания  $H$ , м, от средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты в размере:

$\beta \leq 0,2 H$  – для тройных дверей с двумя тамбурами между ними;

$\beta \leq 0,27 H$  – для двойных дверей с тамбуром между ними;

$\beta \leq 0,34 H$  – для двойных дверей без тамбура;

$\beta \leq 0,22 H$  – для одинарных дверей.

Вращающиеся двери при определении добавок на врывание холодного воздуха рассматриваются как двойные без тамбура.

Наружные ворота (в том числе ворота гаражей и загрузочных магазинов и ресторанов) при отсутствии тамбура и воздушно-тепловых завес рассчитывают с добавкой  $\beta = 3$ , при наличии тамбура у ворот – с добавкой  $\beta = 1$ . Указанные добавки не относятся к летним и запасным (пожарным) наружным дверям и воротам, а также к выходам на кровлю и в подвал.

Вращающиеся двери при определении добавок на врывание холодного воздуха рассматриваются как двойные без тамбура.

### **Особенности расчета теплопотерь через полы на грунте (утепленные и неутепленные) и полы на лагах**

Всю площадь пола следует разделить на 4 зоны. Первые три зоны – это полосы шириной 2м вдоль наружных стен. Четвертая зона – вся оставшаяся площадь.

Потери теплоты определяют по формуле

$$Q = (A_I / R_{I \text{ н.п.}} + A_{II} / R_{II \text{ н.п.}} + A_{III} / R_{III \text{ н.п.}} + A_{IV} / R_{IV \text{ н.п.}}) (t_{\text{int}} - t_{\text{ext}}), (1.3)$$

где  $A_{I...IV}$  – площади зон,  $\text{м}^2$ ;

$R_{I \text{ н.п.}} \dots R_{IV \text{ н.п.}}$  – сопротивление теплопередаче соответствующей зоны,  $\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ , пола на грунте неутепленного [ $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ], принимаемые:

2,1 – для I зоны;

4,3 – для II зоны;

8,6 – для III зоны;

14,2 – для IV зоны (для оставшейся площади пола).

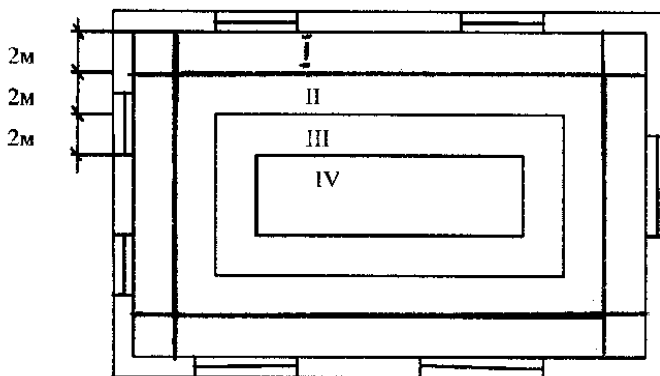


Рисунок 1.3 – Схема разделения площади пола на грунте или на лагах на зоны при расчете теплопотерь

Для утепленных полов на грунте, т.е. при наличии слоев с коэффициентом теплопроводности  $\lambda < 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ , и стен, расположенных ниже уровня земли, термическое сопротивление каждой зоны  $R_{\text{ут.п.}}$ ,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , определяется по формуле

$$R_{\text{ут.п.}} = R_{\text{н.п.}} + \sum \frac{\delta_{\text{ут.}}}{\lambda_{\text{ут.}}} \quad (1.4)$$

Для пола на лагах  $R_{\text{лаг.ут.}}$ ,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , следует определять по формуле

$$R_{\text{лаг.ут.}} = 1,18 \left( R_{\text{н.п.}} + \sum \frac{\delta_{\text{ут.}}}{\lambda_{\text{ут.}}} \right), \quad (1.5)$$

где  $\delta_{\text{ут.}}$  и  $\lambda_{\text{ут.}}$  – соответственно толщина, м, и коэффициент теплопроводности  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$  материала утепляющего слоя.

### Правила обмера наружных ограждений при расчете теплопотерь

При расчете теплопотерь ограждающие конструкции измеряются по наружному обмеру. Этот способ обмера используется в связи с тем, что, во-первых, неоднородная теплопередача через

наружные ограждения осуществляется через всю толщу наружных ограждений; во-вторых, наружный обмер приводит к некоторому (очень небольшому) запасу мощности системы отопления, тогда как внутренний обмер дает несколько заниженный результат, что в реальном проектировании совершенно неприемлемо.

При подсчете потерь теплоты по формуле (1.2) площадь отдельных ограждений  $A$ ,  $m^2$ , определяется с соблюдением следующих правил обмера (рисунки 1.4, 1.5, 1.6):

1. Площадь окон (ОК), дверей наружных (ДН) и фонарей (Ф) измеряют по наименьшему строительному проему.

2. Площадь потолка (Пт) и пола (Пл) измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены. Площадь стен и пола, расположенных на грунте, в том числе на лагах, определяют с условной разбивкой их по зонам (рисунок 1.3).

3. Площадь наружных стен (НС) измеряют:

- в плане – по наружному периметру между осями внутренних стен и наружным углом стены;
- по высоте – на всех этажах, кроме нижнего: от уровня чистого пола до пола следующего этажа. На последнем этаже верх наружной стены совпадает с верхом покрытия или чердачного перекрытия. На нижнем этаже в зависимости от конструкции пола:

а) от внутренней поверхности пола по грунту;

б) от поверхности подготовки под конструкцию пола на лагах;

в) от нижней грани перекрытия над неотапливаемым подпольем или подвалом.

4. При определении теплопотерь через внутренние стены их площади обмеряют по внутреннему периметру. Потери теплоты через внутренние ограждения помещений можно не учитывать, если разность температур воздуха в этих помещениях составляет  $3^{\circ}C$  и менее.

Расчет обычно сводят в стандартную таблицу 1.1.

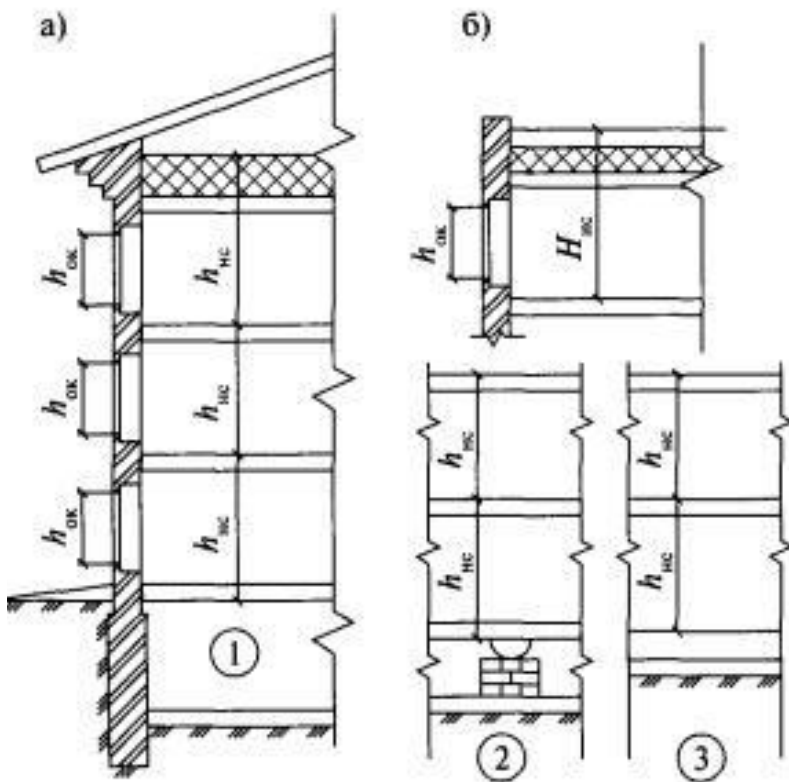


Рисунок 1.4 – Правила обмера площадей ограждающих конструкций: а – разрез здания с чердачным перекрытием; б – разрез здания с совмещенным перекрытием; 1 – пол над неотапливаемым подвалом; 2 – пол на лагах; 3 – пол на грунте

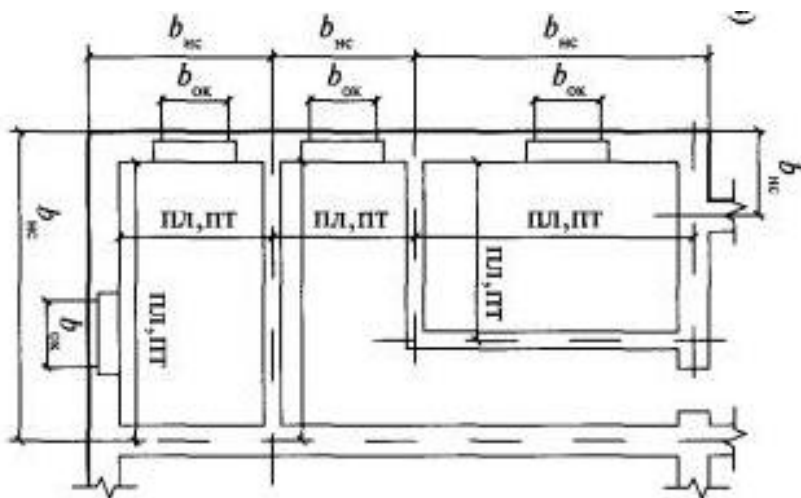


Рисунок 1.5 – Правила обмера площадей ограждающих конструкций. План здания.

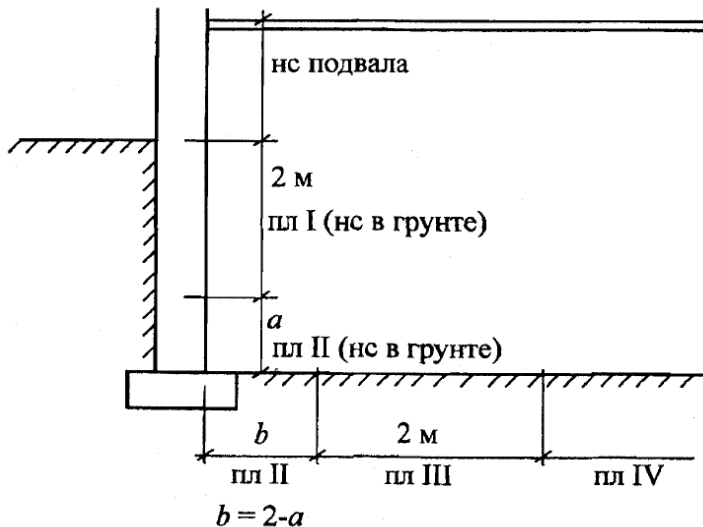


Рисунок 1.6 – Правила обмера площадей ограждающих конструкций в подвале

Таблица 1.1 – Форма таблицы для расчета теплотерь помещения

Помещение		Наружные ограждения					Расчетная разность температур $(t_{в} - t_{в})_{п, \text{ } ^\circ\text{C}}$	Основные теплотери $Q_{\text{осн.}}, \text{ Вт}$	
Номер	Наименование, температура воздуха $t_{в}, \text{ } ^\circ\text{C}$	Наименование	Ориентация	Размеры, м		Площадь $A, \text{ м}^2$			Коэффициент теплопередачи $K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
				a	b, h				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Окончание таблицы 1.1

Добавки $\beta$			Теплотери через ограждение $Q_{\text{огр.}}, \text{ Вт}$	Теплотери на инфильтрацию $Q_{\text{инф.}}, \text{ Вт}$	Общие теплотери $Q_{\text{общ.}}, \text{ Вт}$
На ориентацию	Прочие	$1 + \sum \beta$			
11	12	13	14	15	16

### 1.3 Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха через ограждающие конструкции помещения

Проникновение воздуха через неплотности воздушного ограждения внутрь помещения называется **инфильтрацией**.

Расход теплоты  $Q_i$ , Вт, на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха определяют по формуле

$$Q_i = 0,28 \sum G_i c (t_b - t_n) k \quad (1.6)$$

где  $g_i$  – расход воздуха через конструкции помещения, кг/ч;  
 $c$  – удельная теплоемкость воздуха, 1 кДж/(кг °С);  
 $t_b, t_n$  – расчетные температуры воздуха, °С, соответственно в помещении (средняя, с учетом повышения для помещений высотой более 4 м) и наружного воздуха в холодный период года (параметры Б);  
 $k$  – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, 0,8 - для окон и балконных дверей с отдельными переплетами и 1,0 – для одинарных окон, окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов.

Расход теплоты  $Q_i$ , Вт, на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях **жилых и общественных** зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемого подогретым приточным воздухом, следует принимать равным большей из величин полученным по формулам (1.6) и (1.7):

$$Q_i = 0,28 L_n \rho c (t_{int} - t_{ext}) k, \quad (1.7)$$

где  $L_n$  – расход удаляемого воздуха, м<sup>3</sup>/ч, не компенсируемый подогретым приточным воздухом; для жилых зданий – удельный нормативный расход 3 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>2</sup> жилых помещений;  
 $\rho$  – плотность воздуха в помещении, кг/м<sup>3</sup>, может быть принята 1,2.

Расход инфильтрующегося воздуха в помещении  $G_i$ , кг/ч, через неплотности наружных ограждений следует определять по формуле



$$G_i = 0,216 \Sigma A_1 \Delta p_i^{0,67} / R_{inf} + \Sigma A_2 G_n (\Delta p_i / \Delta p_1)^{0,67} + 3456 \Sigma A_3 \Delta p_i^{0,5} + 0,5 \Sigma l (\Delta p_i / \Delta p_1), \quad (1.8)$$

- где  $a_1$  – площадь световых проемов (окон, балконных дверей, фонарей), м<sup>2</sup>;  
 $a_2$  – площадь стен (без площади световых проемов), м<sup>2</sup>;  
 $a_3$  – площадь щелей, неплотностей и проемов в наружных ограждающих конструкциях;  
 $l$  – длина стыков стеновых панелей, м;  
 $\Delta p_i, \Delta p_1$  – расчетная разность между давлениями на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций соответственно на расчетном этаже и на уровне первого этажа при  $\Delta p_1 = 10$  Па;  
 $R_{inf}$  – сопротивление воздухопроницанию, м<sup>2</sup>ч Па/кг;  
 $G_n$  – нормативная воздухопроницаемость наружных ограждающих конструкций, кг/(м<sup>2</sup> ч).  
 Расчетная разность давлений  $\Delta p_i$  определяется по формуле

$$\Delta p_i = (H - h_i) (\gamma_{ext} - \gamma_{int}) + 0,5 \rho_{ext} v^2 (C_{e,n} - C_{e,p}) k_1 - p_{int}, \quad (1.9)$$

- где  $H$  – высота здания, м, от уровня средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты;  
 $h_i$  – расчетная высота, м, от уровня земли до верха окон, балконных дверей, ворот, проемов или до оси горизонтальных и середины вертикальных стыков стеновых панелей;  
 $\gamma_{ext}$  и  $\gamma_{int}$  – удельный вес, Н/м<sup>3</sup>, соответственно наружного воздуха и воздуха в помещении, определяемый по формуле

$$\gamma = \frac{3463}{273 + t} \quad (1.10)$$

- $v$  – скорость ветра, м/с;  
 $C_{e,n}, C_{e,p}$  – аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания (принимаем  $C_{e,n} = 0,8$  и  $C_{e,p} = -0,6$  по СП 20.13330.2012);  
 $k_1$  – коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания, принимаемый по СП 20.13330.2012 ;

$\rho_{int}$  – условно-постоянное давление воздуха в здании, Па:

$$\rho_{int} = g(H-h_i)(\rho_{н5} - \rho_{int}), \quad (1.11)$$

где  $\rho_{н5}$  – плотность наружного воздуха при температуре + 5 °С, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{int}$  – плотность воздуха внутри помещения, кг/м<sup>3</sup>.

$H, h_i$  — то же, что и в формуле (4).

В соответствии со [13] сопротивление воздухопроницанию **ограждающих конструкций** за исключением заполнения световых проемов (окон) зданий и сооружений  $R_{inf}^{des}$ , (м<sup>2</sup>·ч·Па)/кг должна быть не менее требуемого  $R_{inf}^{req}$ , определяемого по формуле

$$R_{inf}^{req} = \frac{\Delta p}{G_i} \quad (1.12)$$

где  $\Delta p$  – разность давления воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, Па;

$G_n$  – нормируемая воздухопроницаемость ограждающих конструкций, кг/(м<sup>2</sup>·ч); принимается по [13];

$$\Delta p = 0,55H(\gamma_{ext} - \gamma_{int}) + 0,03 \gamma_{ext} \cdot v^2 \quad (1.13)$$

Сопротивление воздухопроницанию **окон и балконных дверей** жилых и общественных зданий зданий и сооружений, а

также **окон и фонарей** производственных зданий  $R_{inf}^{des}$ , (м<sup>2</sup>·ч·Па)/кг, должно быть не менее требуемого, определяемого по формуле

$$R_{inf}^{req} = \left( \frac{1}{G_i} \right) \cdot \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right)^{2/3}, \quad (1.14)$$

где  $\Delta p_0 = 10$  Па – разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях светопрозрачных ограждающих конструкций, при которой определяется сопротивление воздухопроницанию  $R_{inf}^{des}$

## 1.4 Теплопоступления теплоты за счет солнечной радиации

Количество теплоты, поступающее в помещение за счет солнечной радиации, состоит из двух составляющих:

- теплоты, поступающей через световые проемы;
- теплоты, поступающей через кровлю (через массивное наружное ограждение);

Необходимо рассчитать количество теплоты, поступающее в помещение за счет солнечной радиации отдельно для световых проемов, ориентированных в одну сторону света для расчетного времени суток (с 8.00 до 20.00). Затем сложить итоговые показатели по расчетным часам суток. По максимальному значению  $Q_{с.р.}$  определяется расчетное время суток для дальнейших расчетов;

Далее по расчетному времени суток, определенному для световых проемов, рассчитывается количество теплоты, поступающее через горизонтальную поверхность (кровлю).

### Расчет поступления теплоты через остекление

Поступление тепла в помещение за счет солнечной радиации через световые проемы  $Q$ , Вт, определено по формуле

$$Q = (q_{пр} + q_{тп}) \cdot F_{п}, \quad (1.15)$$

где  $q_{пр}$  – теплопоступление от солнечной радиации через заполнение светового проема, Вт/м<sup>2</sup>;

$q_{тп}$  – теплопоступление через заполнение светового проема обусловленные теплопередачей, Вт/м<sup>2</sup>;

$F_{п}$  – площадь светового проема, м<sup>2</sup>.

Теплопоступление от солнечной радиации  $q_{пр}$ , Вт/м<sup>2</sup>, через вертикальное заполнение световых проемов

$$q_{пр} = (q_{п} \cdot K_{инс} + q_{р} \cdot K_{обл}) \cdot K_{отн} \cdot K_{зат}, \quad (1.16)$$

где  $q_{п}$  – количество теплоты **прямой** солнечной радиации, поступающей в помещение в каждый час расчетных суток через одинарное остекление светового проема, Вт/м<sup>2</sup>, [2];

$q_{р}$  – количество теплоты **рассеянной** солнечной радиации, поступающей в помещение в каждый час расчетных суток через одинарное остекление светового проема, Вт/м<sup>2</sup>, [2];

$K_{инс}$  – коэффициент инсоляции, определяемый для вертикального ограждения по формуле

$$K_{инс.} = \left(1 - \frac{L_r \operatorname{ctg} \beta - a}{H}\right) \left(1 - \frac{L_b \operatorname{tg} A_{с.о.} - c}{B}\right), \quad (1.17)$$

- где  $L_r$  – размер горизонтальных выступающих элементов затенения, м;  
 $L_b$  – размер вертикальных выступающих элементов затенения, м;  
 $a$  – расстояние от горизонтального элемента затенения до откоса светопроема, м;  
 $c$  – расстояние от вертикального элемента затенения до откоса светопроема, м;  
 $A_{с.о.}$  – солнечный азимут остекления, т.е. угол между горизонтальной проекцией солнечного луча и нормалью к рассмотренной плоскостью остекления [2];  
 $H$  – высота светового проема, м;  
 $B$  – ширина светового проема, м;  
 $\beta$  – угол, град., между вертикальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную рассматриваемой плоскости остекления

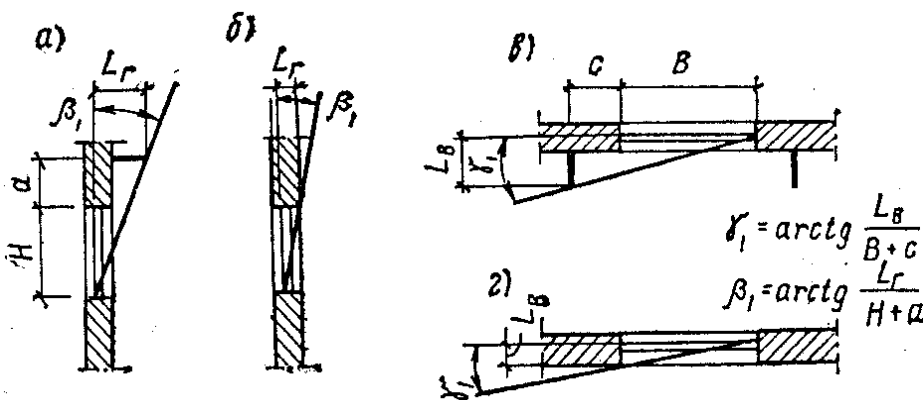


Рисунок 1.7– Построение для определения коэффициентов облучения  $K_{обл.г.}$  и  $K_{обл.в.}$  рассеянной радиацией заполнения светового проема:

- а – горизонтальная солнцезащитная конструкция;  
 б – горизонтальный откос окна; в – вертикальная солнцезащитная конструкция; г – вертикальный откос окна

$$\beta = \arctg(\operatorname{ctgh} \cdot \cos A_{\text{co}}), \quad (1.18)$$

где  $h$  – высота стояния солнца, град, [2].

Угол  $\beta$  можно определить также по номограмме на рисунке 1.8.

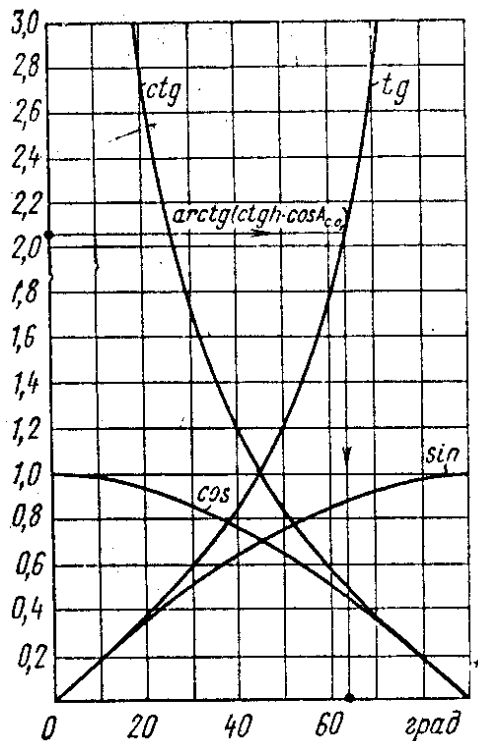


Рисунок 1.8 – График для определения значений тригонометрических функций ( $\sin$ ,  $\cos$ ,  $\operatorname{tg}$ ,  $\operatorname{ctg}$ ) и угла  $\beta$

$K_{\text{обл}}$  – коэффициент облучения, определяемый как произведение коэффициентов облучения  $K_{\text{обл.г}}$  и  $K_{\text{обл.в}}$  соответственно для горизонтальной и вертикальной солнцезащитной конструкции, т.е.

$$K_{\text{обл}} = K_{\text{обл.г}} \cdot K_{\text{обл.в}} \quad (1.19)$$

$K_{\text{обл.г}}$  и  $K_{\text{обл.в}}$  определяются по графикам на рисунке 1.9.

Эти коэффициенты зависят от углов  $\gamma_1$  и  $\beta_1$ , которые можно определить по формулам

$$\gamma_1 = \arctg(a_b/B+C); \beta_1 = \arctg(a_r/H+a); \quad (1.20)$$

или по рисунку 1.8.

$A_b$  – коэффициент теплоотдачи вертикальной наружной поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>°С);

$$a_b = 5,8 + 11,6 \sqrt{v}; \quad (1.21)$$

$a_r$  – коэффициент теплоотдачи горизонтальной наружной поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>°С);

$$a_r = 8,7 + 2,6 \sqrt{v}; \quad (1.22)$$

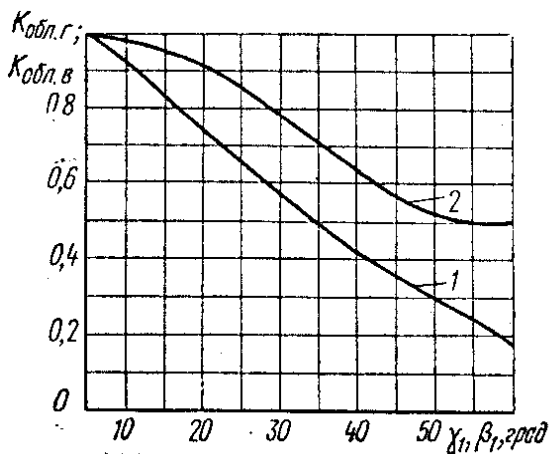


Рисунок 1.9 – Зависимость коэффициентов облучения  $K_{obl.g}$  и  $K_{obl.v}$  от углов  $\gamma_1$  и  $\beta_1$ , при заполнении светового проема горизонтальной (1) и вертикальной (2) солнцезащитной конструкцией

$K_{отн}$  – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема, отличающегося от обычного одинарного остекления [2];

$K_{зат}$  – коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами [2];

Теплопоступления, обусловленные теплопередачей через остекление светового проема  $q_{mn}$ , Вт/м<sup>2</sup>, определяются по формуле

$$q_{mn} = \frac{(t_{ext.ysl} - t_{int})}{R_n}, \quad (1.23)$$

где  $t_{ext.ysl}$  – условная температура наружной среды, °С;

$t_{int}$  – расчетная температура воздуха в помещении, °С;

$R_n$  – сопротивление теплопередаче заполнения светового проема, м<sup>2</sup> °С/Вт [2];

Условная температура наружной среды  $t_{ext.ysl}$ , °С, при вертикальном заполнении световых проемов

$$t_{ext.ysl} = t_{ext.cp} + 0,5 \cdot A_{t_{ext}} \cdot \beta_2 + \frac{S_b \cdot K_{инс} + D_b \cdot K_{обл}}{\alpha_{ext}} \cdot \rho_n \cdot K_{зат}, \quad (1.24)$$

где  $A_{t_{ext}}$  – средняя суточная амплитуда температуры наружного воздуха наиболее теплого месяца [15];

$t_{ext.cp}$  – средняя расчетная температура наружного воздуха, принимаемая:

– по параметрам А для вентиляции [15];

– по параметрам Б для кондиционирования [15];

$\beta_2$  – коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха в зависимости от периода запаздывания  $\varepsilon$ , ч, теплопоступлений [2];

$S_b$ ,  $D_b$  – количество теплоты соответственно прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающей в каждый час расчетных суток на вертикальную поверхность, Вт/м<sup>2</sup> [2];

$\rho_n$  – приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением световых проемов [2];

$\alpha_{ext}$  – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения. Для вертикальной плоскости он равен

$$\alpha_{ext} = 5,8 + 11,6 \sqrt{V}, \quad (1.25)$$

где  $V$  – расчетная скорость ветра в июле,  $V=1$  м/с

Расчет ведется в табличной форме (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Форма расчетной таблицы

Запад	Численные значения параметров в часы расчетных суток							Источник получения сведений
	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	и т.д	
$q_p, \text{Вт/м}^2$								[2]
$q_D, \text{Вт/м}^2$								[2]
$h, \text{град.}$								[2]
$A_{c,r}, \text{град.}$								[2]
$A_{c.o.}, \text{град.}$								[2]
$\beta$								ф.(1.18)
$K_{инс.}$								Ф.(1.17)
$q_{пр,r}, \text{Вт/м}^2$								ф.(1.16)
$\beta_2$								[2];
$S_B, \text{Вт/м}^2$								[2];
$D_{B,r}, \text{Вт/м}^2$								
$t_{ext.ysl.}, \text{°C}$								ф. (1.24)
$q_{тп}, \text{Вт/м}^2$								ф.(1.23)
$q_{пр} + q_{тп}, \text{Вт/м}^2$								$q_{тп} + q_{пр}$
$Q, \text{Вт}$								ф.(1.15)

Аналогично выполняется расчет через все окна, сориентированные в разных направлениях.

### Расчет поступления теплоты через покрытие

Количество теплоты, поступающей в помещение через покрытие  $q_{покр,r}, \text{Вт}$ , определяется зависимостью

$$q_{покр,r} = (q_{ср} - \Delta q) F_1 \quad (1.26)$$

где  $q_{ср}$  – среднее за сутки количество поступающей теплоты,  $\text{Вт/м}^2$ ;

$\Delta q$  – часть тепlopоступлений,  $\text{Вт/м}^2$ , изменяющаяся в течение суток;

$F$  – площадь покрытия,  $\text{м}^2$ .



Среднее за сутки количество теплоступлений через покрытие определяется по формуле

$$q_{1cp} = K_{покр} (t_{ext.ср.} + \frac{\rho_{покр} \cdot q_{г.ср}}{\alpha_{ext.г.}} - t_{int}^{покр}) \quad , \quad (1.27)$$

где  $K_{покр}$  – коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  
 $t_{ext.ср.}$  – средняя расчетная температура наружного воздуха, принимаемая:

- по параметрам А для вентиляции [15];
  - по параметрам Б для кондиционирования [15];
- $t_{int}^{покр}$  – температура воздуха под покрытием помещения, °С;  
 $\rho_{покр}$  – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью покрытия [13]  
 $q_{г.ср}$  – среднее суточное количество теплоты суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации, Вт/м<sup>2</sup>, поступающей на поверхность покрытия [2];

$\alpha_{ext.г.}$  – коэффициент теплоотдачи наружной горизонтальной поверхности ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), определяемой по зависимости

$$\alpha_{ext.г.} = 8.7 + 2.6\sqrt{V} \quad , \quad (1.28)$$

где  $V$  – минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, но не менее 1 м/с [15];

Количество теплоступлений  $\Delta q_{1cp}$ , Вт/м<sup>2</sup>, изменяющихся в течение суток, определяется по формуле

$$\Delta q_1 = \frac{\alpha_{int} \beta_n}{V_{покр}} (0.5 \cdot A_{text} \beta_2 + \frac{\rho_{покр} \cdot A_{q.г.}}{\alpha_{ext.г.}}) \quad , \quad (1.29)$$

где  $\alpha_{int}$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), [13]

$\beta_n$  – коэффициент, учитывающий наличие в конструкции воздушной прослойки; при отсутствии прослойки  $\beta_n=1$ ; при наличии воздушной прослойки  $\beta_n=0,6$ ;

$\beta_2$  – коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха в зависимости от периода запаздывания  $\varepsilon$ , ч, теплопоступлений [2].

При определении коэффициента  $\beta_2$  для покрытий следует учитывать запаздывание температурных колебаний  $\varepsilon$ , равное отставанию во времени колебаний температуры  $T_{int}$  от колебаний температуры  $t_{ext}$  при проникании через ограждение температурной волны.

Величина  $\varepsilon$ , ч, определяется по формуле  $\varepsilon \sim 2,7D - 0,4$ .

$A_{t_{ext}}$  – средняя суточная амплитуда температуры наружного воздуха наиболее теплого месяца [15];

$A_{q.r.}$  – количество теплоты, равное суммарной солнечной радиации в каждый час (с учетом запаздывания температурных колебаний) и средней за сутки суммарной солнечной радиации, Вт/м<sup>2</sup>, определяемое по выражению

$$A_q = (S_D + D) \rho_{покр}, \quad (1.30)$$

где  $S_D$  и  $D$  – количество теплоты соответственно прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающей в каждый час расчетных суток на горизонтальную плоскость, Вт/м<sup>2</sup> [2];

$\rho_{покр}$  – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью покрытия;

$\gamma$  – величина затухания расчетной амплитуды колебаний температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции

Коэффициент затухания амплитуды колебания температуры наружного воздуха внутри ограждения  $\gamma$  определяется по формуле

$$\gamma = 0,9 \cdot e^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \frac{(S_1 + \alpha_{int})(S_2 + Y_1)K (S_n + Y_{n-1})(Y_n + \alpha_{ext})}{(S_1 + Y_1)(S_2 + Y_2)K (S_n + Y_n)\alpha_{ext}}, \quad (1.31)$$

где  $e = 2,718$  основание натуральных логарифмов;

$D$  – тепловая инерция ограждающей конструкции, определяемая по формуле

$$D = \sum \frac{\delta_i S_i}{\lambda_i} , \quad (1.32)$$

где  $\delta$  – толщина слоя ограждения, м;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала слоя, Вт/(м · °С) [13] ;  
 $S_1, S_2, \dots, S_n$  – расчетные коэффициенты теплоусвоения материала отдельных слоев ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup> · °С) [13];  
 $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$  – коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности отдельных слоев ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup> · °С), который для слоя с  $D \geq 1$  принимают равным  $S$ .  
 Если тепловая инерция слоя,  $D < 1$ , то коэффициент теплоусвоения определяют расчетом, начиная с первого слоя, по формуле

$$Y_1 = \frac{R_1 S_1^2 + \alpha_{\text{int}}}{1 + R_1 \alpha_{\text{int}}} , \quad (1.33)$$

а для  $i$ -го слоя – по формуле

$$Y_i = \frac{R S_i^2 + Y_{i-1}}{1 + R Y_{i-1}} \quad (1.34)$$

Расчёт производится в табличной форме (см. форму расчетной таблицы)

Таблица 1.4 – Форма расчетной таблицы для определения поступления теплоты через покрытие

	Численные значения параметров в часы расчетных суток							Источник получения сведений
	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	и т.д.	
$\beta_2$								[2]
$S_{г, Вт/м^2}$								[2]
$D_{г, Вт/м^2}$								[2]
$A_{дг, Вт/м^2}$								Ф. 1.30
$\Delta q_{1сп, r, Вт/м^2}$								Ф. 1.29
$q_{1сп} - \Delta q_1$								
$q_{покр, r, Вт}$								Ф. 1.26

## 1.5 Определение тепlopоступлений от других источников

**1.5.1 Тепlopоступления от людей** зависят от их пола, возраста, состояния здоровья, теплoзащитных свойств одежды, температуры, влажности и подвижности окружающего воздуха и тяжести выполняемой работы.

**Полные** тепловыделения человека складываются из **явных** (передаваемых за счет конвекции и влияющих на температуру окружающего воздуха) и **скрытых** (идущих на испарение влаги и на температуру окружающего воздуха не влияющих).

Тепловыделения от людей, находящихся в помещении,  $Q_{л, Вт}$ , определяются по формуле

$$Q_{л} = q \cdot n, \quad (1.35)$$

где  $q$  – тепловыделение одного человека, Вт;  
 $n$  – число людей.

Тепlopоступления от женщин считаются равными 85% от тепловыделений взрослого мужчины (приводятся в таблицах справочников) от детей до 10 лет – 75%. Тепlopоступления от людей в верхней одежде вводят в расчет с коэффициентом 0,75.

### 1.5.2 Теплопоступления от освещения.

Теплопоступления от источников искусственного освещения учитываются в **холодный период** года, за исключением помещений, перечисленных в примечаниях к таблице 1.5, где их следует учитывать в теплый и переходный периоды года.

Если мощность светильника неизвестна, то тепловыделения от источников света  $Q_{\text{осв.}}$ , Вт, можно определить по формуле

$$Q_{\text{осв.}} = E \cdot A_{\text{пл}} \cdot q_{\text{осв.}} \cdot \eta_{\text{осв.}}, \quad (1.36)$$

где  $E$  – освещённость рабочих мест, лк (таблица 1.5);

$A_{\text{пл}}$  – площадь пола помещения, м<sup>2</sup>;

$q_{\text{осв.}}$  – удельные тепловыделения от ламп, Вт/(м<sup>2</sup>·лк);

$\eta_{\text{осв.}}$  – доля теплоты, поступающей в помещение.

Таблица 1.5 – Уровень общего освещения помещений

Помещения	Общая освещённость помещения $E$ , лк
<b>Общественные здания</b>	
Проектные залы, конструкторские бюро	600
Читальные залы, проектные кабинеты, рабочие и классные комнаты и аудитории	300
Залы заседаний, спортивные, актовые, зрительные залы клубов, фойе театров, обеденные залы, буфеты	200
Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	150
Номера гостиниц	100
Зрительные залы кинотеатров, палаты и спальные комнаты санаториев	75
Торговые залы магазинов продовольственных товаров	400
То же, промышленных товаров	300
То же хозяйственных товаров	200
Аптеки	150
<b>Производственные здания</b>	
Отделения литейных цехов	100-150
Кузнечные, термические, сборочные, малярные, гальванические цехи	150
Механические, деревообрабатывающие цехи	200
Гаражи, станции техобслуживания	150-200

### Примечания

1. Для помещений без световых проемов (зрительные залы и т.п.) тепlopоступления от освещения учитывают во все периоды года в одинаковом размере. Тепlopоступления от солнечной радиации в теплый и переходный период года учитываются, только если такое помещение находится на последнем или единственном этаже – это будут тепlopоступления через покрытие или чердачное перекрытие.

2. При «глубоких» помещениях (глубиной больше 6 м от оконных проемов) тепlopоступления от освещения учитывают также в теплый и переходный период от источников, освещающих ту часть помещения, которая удалена от окон более чем на 6 м от окон, совместно с тепlopоступлениями от солнечной радиации.

3. Частичный учет теплоты от искусственного освещения в теплый и переходный периоды года с коэффициентом 0,3...0,5 по сравнению с холодным периодом года также возможен в помещениях, в которых часть светильников работает днем (читальные залы, офисы, залы ресторанов и т.п.).

Когда известна мощность светильников, то тепловыделения от источников света можно определить по формуле

$$Q_{\text{осв.}} = N_{\text{осв.}} \cdot \eta_{\text{осв.}}, \quad (1.37)$$

где  $N_{\text{осв.}}$  – установленная мощность освещения, Вт;  
 $\eta_{\text{осв.}}$  – доля теплоты, поступающая от светильника в различные зоны помещения (таблица 1.6).

Таблица 1.6 – Доли теплоты  $\eta_{\text{осв.}}$ , излучаемого источником света, поступающие в рабочую (числитель) и верхнюю (знаменатель) зоны помещения.

Тип источника освещения	Способ установки светильника			
	у потолка	> 0,5 м от потолка	За подшивным потолком	Вентилируемый светильник
Лампы накаливания	$\frac{1}{0}$	$\frac{0,9}{0,1}$	$\frac{0,85}{0,15}$	$\frac{0,8}{0,2}$
	$\frac{1}{0}$	$\frac{0,7}{0,3}$	$\frac{0,6}{0,4}$	$\frac{0,5}{0,5}$

**1.5.3 Тепловыделения от электродвигателей**  $Q_{эл.дв.}$ , Вт, определяются по формуле

$$Q_{эл.дв.} = 1000 \cdot N \cdot \Psi, \quad (1.38)$$

где  $N$  – номинальная установочная мощность электродвигателя, кВт;  
 $\Psi$  – коэффициент, учитывающий степень загрузки электродвигателя (для механических и механосборочных станков  $\Psi=0,25$ ).

**1.5.4 Тепловыделения от электропечей**  $Q_{эл.п.}$ , Вт, определяются по формуле

$$Q_{эл.п.} = 1000 \cdot N \cdot K_{эл.п.}, \quad (1.39)$$

где  $N$  – установочная мощность электропечи, кВт;  
 $K_{эл.п.}$  – коэффициент, учитывающий долю теплоты, поступающей в цех, например, для электродуговых печей  $K_{эл.п.} = 0,33$ , для электроваров  $K_{эл.п.} = 0,3$  и т.д.

**1.5.5 Тепловыделения от нагретых поверхностей**  $Q$ , Вт, определяются по формуле

$$Q = \alpha_{пов} \cdot (t_{пов} - t_в) \cdot F_{пов}, \quad (1.40)$$

где  $\alpha_{пов}$  – коэффициент теплоотдачи поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):  
 для поверхности стенок укрытий, зонтов, воздухопроводов

$$\alpha = 11,6 \cdot \sqrt{v_в};$$

$$\alpha = 5,7 + 4,07 \cdot v_в;$$

для поверхности нагретой воды

$t_{пов}$  – температура поверхности, °С;

$t_в$  – температура воздуха в помещении, °С;

$F_{пов}$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>;

$v_в$  – скорость воздуха над поверхностью, м/с.

**1.5.6 Тепловыделения от остывающих материалов**  $Q_M$ , Вт, определяются по формуле

$$Q_M = 0,278 \cdot G \cdot c \cdot (t_n - t_k), \quad (1.41)$$

где  $G$  – масса материала, кг/ч;  
 $c$  – массовая теплоёмкость материала, кДж/(кг·°С);  
 $t_n$  – начальная температура материала, °С;  
 $t_k$  – конечная температура материала, °С.

**1.5.7 Теплопоступления от оргтехники.** В офисных и других служебных помещениях обычно установлены компьютеры и оргтехника. Мощность их учитывают, как правило, полностью, без понижающих коэффициентов. Т.е. теплопоступления от оргтехники  $Q_{орг.}$ , Вт, могут быть определены по формуле

$$Q_{орг.} = \sum N_{орг.}, \quad (1.42)$$

где  $N_{орг.}$  – общая мощность всех видов оргтехники, установленных в помещении, Вт.

Теплопоступления в помещения от других источников могут быть рассчитаны по формулам, приводимым в справочной литературе и по данным технологов.

## 1.6 Баланс вредных выделений в помещении. Основное дифференциальное уравнение воздухообмена

Выделение в помещении вредностей в виде газов и паров вредных веществ, пыли, избытков теплоты и влаги (возмущающие воздействия) нейтрализуются регулируемыми воздействиями, одним из которых является **вентиляция**, обеспечивающая **воздухообмен**, т.е. удаление из помещения загрязненного воздуха и подачу в него такого же количества свежего вентиляционного воздуха.

**Процесс формирования параметров микроклимата с помощью воздухообмена и есть вентиляционный процесс.**

**Величина воздухообмена** – количество вентиляционного воздуха, которое нужно сменить в помещении, т.е. удалить вытяжными и подать приточными системами для обеспечения санитарно-



гигиенического уровня воздушной среды помещения и одновременно удовлетворяющее технологическим требованиям к воздушной среде производственного помещения.

Вентиляция помещений требует больших затрат энергии на обеспечение вентиляционного процесса (обработка и перемещение воздуха), поэтому определение величины воздухообмена и эффективности его протекания имеет большое значение.

Рассмотрим метод определения воздухообмена при общеобменной вентиляции, предложенный профессором Селиверстовым А.Н. в 1932 г.

Если в помещение объема  $V$ ,  $\text{м}^3$ , в котором происходит выделение вредностей  $Z$ ,  $\text{г/ч}$ , подавать приточными системами и удалять вытяжными ежечасно  $L$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , воздуха (воздухообмен), то возникает вопрос, какова будет степень разбавления вредностей через  $t$  часов после начала работы вентиляции, т.е. какова будет концентрация вредностей в воздухе, удаляемом из помещения  $Z_{yx}$ ,  $\text{г/м}^3$ , в конце рассматриваемого периода, т.е. через  $t$  часов.

В момент включения вентиляции воздух может уже содержать, какое-то количество вредностей, которые образовались за предшествующий период эксплуатации помещения  $Z_0$ ,  $\text{г/м}^3$ . Концентрацию вредностей, содержащихся в приточном воздухе, обозначается  $Z_{пр}$ ,  $\text{г/м}^3$ .

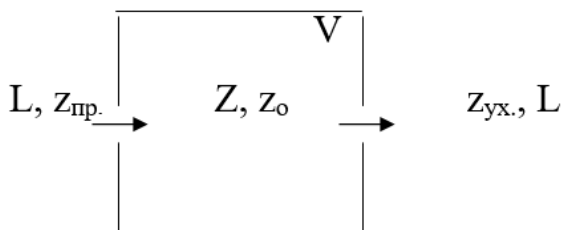


Рисунок 1.10 – Принципиальная схема воздухообмена общеобменной вентиляции

Если считать с некоторым допущением, что выделяющиеся в помещении вредности равномерно распространяются по его объему, то можно записать следующее дифференциальное уравнение:

$$Lz_{np} dt + Zdt - Lz_{yx} dt = Vz_{yx} \quad (1.43)$$

Смысл уравнения следующий: в бесконечно малый промежуток времени  $dt$  количество вредностей, поступивших в помещение с приточным воздухом (первое слагаемое), плюс количество вредностей, выделившихся в помещении (второе слагаемое), минус количество вредностей, удаленных из помещения с вытяжным воздухом (третье слагаемое), будет равно приращению вредности  $dz_{yx}$  по всему объему помещения.

Имея ввиду, что величины  $L$ ,  $z_{np}$ ,  $V$ ,  $z_{yx}$  являются величинами постоянными, преобразуя уравнение, получим:

$$\frac{dz_{yx}}{d\tau} = \frac{L}{V} \cdot z_{np} + \frac{Z}{V} - \frac{L}{V} z_{yx}. \quad (1.44)$$

Обозначим  $\frac{L}{V} = k$

Считая, что в момент включения вентиляции, т.е. при  $t=0$ , концентрация вредных веществ в удаляемом воздухе  $z_{yx}$  равна концентрации в момент включения  $z_0$ , и, проинтегрировав это уравнение, получим:

$$z_{yx} = \left( z_{np} + \frac{Z}{L} \right) [1 - \exp(-kt)] + z_0 \exp(-kt) \quad (1.45)$$

При продолжительной работе вентиляции, т. е., когда  $t \rightarrow \infty$ , величина  $\exp(-kt) = 0$ . Если величина превращается в ноль, тогда

$$z_{yx} = \left( z_{np} + \frac{Z}{L} \right).$$

Отсюда величина воздухообмена может быть определена из выражения

$$L = \frac{Z}{z_{yx} - z_{np}} \quad (1.46)$$

Если в приточном воздухе вредность отсутствует, то  $L = \frac{Z}{z_{yx}}$ .

Отношение величины воздухообмена к внутреннему объему помещения называется **кратностью воздухообмена К**. Эта величина показывает, сколько раз в течение часа весь объем помещения заполнится приточным воздухом.

### 1.7 Определение воздухообмена по теплоизбыткам, влаге, газам и по кратности. Санитарная норма воздуха

Для определения величины воздухообмена, а значит и производительности **вентиляционных систем** исходными являются тепловая, влажностная и газовая нагрузки, а определяющими – распределение температуры и концентрации вредности в помещении, а также температура и концентрация вредности в уходящем воздухе.

В помещении могут быть разные сочетания схем вентиляционного процесса, обеспечиваемые разными видами вентиляционных систем и способами раздачи воздуха и удаления его из помещения.

Рассмотрим одну из них. Допустим, что помещение обслуживается **n** приточными и **m** вытяжными общеобменными системами. (рисунок 1.11)

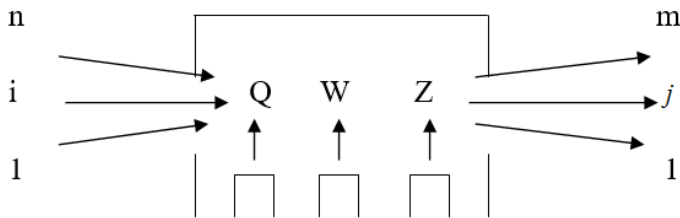


Рисунок 1.11 – Схема вентиляции помещения, обслуживаемого **n** приточными и **m** вытяжными общеобменными системами

Для определения величины воздухообмена, т.е. требуемой производительности систем общеобменной вентиляции и (или) кондиционирования по заданному виду вредности необходимо решить систему из двух уравнений:

- уравнения баланса заданного вредного выделения;
- уравнения баланса воздуха в помещении

Уравнение **баланса воздуха** в вентилируемом помещении описывает закон сохранения массы воздуха, применительно к этому помещению Уравнение баланса по воздуху будет иметь вид

$$\sum_{i=1}^n G_{np.i} - \sum_{j=1}^m G_{yx.j} = 0, \quad (1.47)$$

где  $G_{np.i}, G_{yx.j}$  – количество воздуха, соответственно подаваемого приточными и удаляемого вытяжными системами.

Уравнение **баланса теплоты** в помещении описывает закон сохранения тепловой энергии в помещении.

Допустим, в помещении имеют место избытки теплоты  $Q_{изб.}^{полн.}$ , кДж/ч. Предположим, что  $i$ –я приточная система подает воздух с параметрами  $t_{np.i}, i_{np.i}$ . Удаляется воздух  $j$ -й с параметрами  $t_{yx.j}, i_{yx.j}$ .

Уравнение баланса по теплоте будет иметь вид

$$Q_{изб.}^{полн.} + \sum_{i=1}^n G_{np.i} \cdot i_{np.i} - \sum_{j=1}^m G_{yx.j} \cdot i_{yx.j} = 0 \quad \text{– по полной теплоте (1.48)}$$

$$Q_{изб.}^{явн.} + \sum_{i=1}^n cG_{np.i} \cdot t_{np.i} - \sum_{j=1}^m cG_{yx.j} \cdot t_{yx.j} = 0 \quad \text{– по явной теплоте (1.49)}$$

где  $c$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг °С).

Уравнение **баланса влаги** в помещении выражает закон сохранения массы влаги. Если обозначить влаговыведения  $W$  кг/ч, а влагосодержание приточного воздуха  $d_{np.i}$ , г/кг, уходящего –  $d_{yx.j}$ , г/кг, то уравнение примет вид

$$W + \frac{\sum_{i=1}^n G_{np.i} \cdot d_{np.i}}{1000} - \frac{\sum_{j=1}^m G_{yx.j} \cdot d_{yx.j}}{1000} = 0 \quad (1.50)$$

Уравнение баланса по другим вредностям (**газам, парам, пыли**) по аналогии с предыдущим балансами будет иметь вид

$$Z + \frac{\sum_{i=1}^n G_{np.i} \cdot z_{np.i}}{\rho_{np.i}} - \frac{\sum_{j=1}^m G_{yx.j} \cdot z_{yx.j}}{\rho_{yx.j}} = 0 \quad (1.51)$$

где  $Z$  – количество выделяющейся вредности мг/ч;

$Z_{np.i}$  – концентрация вредности в приточном воздухе  $i$ -й приточной системы, мг/м<sup>3</sup>;

$Z_{yx.j}$  – концентрация вредности в вытяжном воздухе  $j$ -й вытяжной системы, мг/м<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

Итак, для определения требуемой производительности систем общеобменной вентиляции, необходимо решить систему из двух уравнений: уравнения баланса вредности и уравнения баланса воздуха, т.е. (1.47) и (1.48), или (1.47) и (1.49), или (1.47) и (1.50) и т.п.

Допустим, что в уравнениях (1.47), (1.48), (1.49), (1.50), (1.51)  $G_{np.1}$  и  $G_{yx.1}$  – искомые производительности соответственно приточной и вытяжной общеобменной вентиляции. Количество воздуха, подаваемого остальными (n-1) приточными системами и удаляемого (m-1) вытяжными системами, известно.

Тогда, расчет воздухообмена, например, по избыточной явной теплоте заключается в следующем:

Из уравнения (1.47) найдем

$$G_{np.1} = G_{yx.1} + \sum_{j=2}^m G_{yx.j} - \sum_{i=2}^n G_{np.i} \quad (1.52)$$

Подставляя это выражение в уравнение (1.49) с выделением члена  $G_{yx.1}$  получим

$$Q_{изб.}^{явн.} + c(G_{yx.1} + \sum_{j=2}^m G_{yx.j.} - \sum_{i=2}^n G_{np.i.}) \cdot t_{np.1} + c(\sum_{i=2}^n G_{np.i.} \cdot t_{np.i.} - G_{yx.1} \cdot t_{yx.1} - \sum_{j=2}^m G_{yx.j.} \cdot t_{yx.j.}) = 0. \quad (1.53)$$

Решая это уравнение относительно  $G_{yx.1}$ , находят требуемую производительность вытяжной системы общеобменной вентиляции по избыткам явной теплоты, кг/ч:

$$G_{yx.1} = \frac{Q_{изб.}^{явн.} + c \sum_{i=2}^n G_{np.i.} (t_{np.i.} - t_{np.1}) - c \sum_{j=2}^m G_{yx.j.} (t_{yx.j.} - t_{np.1})}{c(t_{yx.1} - t_{np.1})} \quad (1.54)$$

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по избыточной полной теплоте, кг/ч, будет определяться следующим образом

$$G_{yx.1} = \frac{Q_{изб.}^{полн.} + \sum_{i=2}^n G_{np.i.} (i_{np.i.} - i_{np.1}) - \sum_{j=2}^m G_{yx.j.} (i_{yx.j.} - i_{np.1})}{i_{yx.1} - i_{np.1}} \quad (1.55)$$

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по влаговыделениям, составляет, кг/ч

$$G_{yx.1} = \frac{W + \sum_{i=2}^n G_{np.i.} (d_{np.i.} - d_{np.1})/1000 - \sum_{j=2}^m G_{yx.j.} (d_{yx.j.} - d_{np.1})/1000}{(d_{yx.1} - d_{np.1})/1000} \quad (1.56)$$

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по вредным веществам, кг/ч

$$G_{yx.1} = \frac{Z + \sum_{i=2}^n G_{.np.i} \left( \frac{z_{np.i}}{\rho_{np.i}} - \frac{z_{np.1}}{\rho_{np.1}} \right) - \sum_{j=2}^m G_{yx.j} \left( \frac{z_{yx.j}}{\rho_{yx.j}} - \frac{z_{np.1}}{\rho_{np.1}} \right)}{\left( \frac{z_{yx.1}}{\rho_{yx.1}} - \frac{z_{np.1}}{\rho_{np.1}} \right)} \quad (1.57)$$

В частном случае, когда имеется один приток и одна вытяжка и нет местных отсосов, воздухообмен может быть определен по следующим формулам.

Воздухообмен из условий ассимиляции **влаги**  $G_w$ :

$$G_w = \frac{W_{изб}}{d_{yx.} - d_{np.}}, \quad (1.58)$$

где  $W_{изб}$  – количество влаги, выделившейся в помещении, г/ч;  
 $d_{yx.}, d_{np.}$  – влагосодержание воздуха соответственно удаляемого из помещения вытяжными и подаваемого приточными системами, г/кг;

Воздухообмен из условия ассимиляции **избыточной теплоты**  $G_Q$ , кг/ч

$$G_Q = \frac{3,6Q_{изб.}^{явн.}}{c(t_{yx.} - t_{np.})} \quad \text{– по явной теплоте} \quad (1.59)$$

$$G_Q = \frac{3,6Q_{полн.}^{изб.}}{(i_{yx.} - i_{np.})} \quad \text{– по полной теплоте,} \quad (1.60)$$

где  $Q_{изб}$  – избыточная теплота (явная или полная), Вт;  
 $c$  – теплоемкость воздуха, кДж/кг °С;  
 $i$  – энтальпия (теплосодержание) воздуха соответственно подаваемого приточными и удаляемого вытяжными системами, кДж/кг.

$T_{yx.}, T_{np.}$  – температура воздуха соответственно удаляемого вытяжными и подаваемого приточными системами, °С.

Воздухообмен из условия ассимиляции **вредных газов и паров**

$$L = \frac{Z}{z_{yx} - z_{np}}, \quad (1.61)$$

где  $Z$  – количество газа, выделяющегося в помещении, г/ч

$z_{yx}$  – предельно допустимая концентрация, г/м<sup>3</sup>;

$z_{np}$  – концентрация вредностей в наружном воздухе, г/м<sup>3</sup>;

При одновременном выделении в помещение нескольких вредностей, не обладающих однонаправленным действием на организм человека, т.е. **разнонаправленные**, определяют величину воздухообмена из условия ассимиляции каждой вредности и в качестве расчетной величины принимают наибольшее значение воздухообмена. При выделении веществ **однонаправленного** действия расчетный воздухообмен получают, суммируя воздухообмены, полученные для каждого вещества.

В помещениях вспомогательного назначения воздухообмен  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, рассчитывают по кратности (см. раздел 1.6)

$$L = k \cdot V, \quad (1.62)$$

где  $k$  – кратность воздухообмена, 1/ч;

$V$  – объем помещения, м<sup>3</sup>.

Одним из важных показателей воздухообмена в помещении служит санитарная норма, т.е. минимально допустимое количество наружного воздуха, которое нужно подавать в помещение в расчете на одного человека. Эта величина зависит от времени пребывания человека в помещении и его физической нагрузки: при временном пребывании человека в помещении норма составляет 20 м<sup>3</sup>/ч, при постоянном пребывании – 60 м<sup>3</sup>/ч, при повышенных физических нагрузках – 80 м<sup>3</sup>/ч.

Санитарная норма является не только санитарно-гигиеническим показателем, но и **экономическим параметром**. Необходимо стремиться к тому, чтобы воздухообмен из условий ассимиляции вредностей, тепло- и влагоизбытков был доведен до минимально необходимого по санитарным нормам. Это достигается использованием полного **комплекса мер по снижению тепловой нагрузки** и согласованной работой систем отопления-охлаждения и вентиляции.

При определении расчетного воздухообмена **систем кондиционирования воздуха** исходной величиной является температура приточного воздуха. Для уменьшения расхода приточного воздуха желательно принимать **минимально возможную**



**температуру**, однако она ограничивается в зависимости от вида воздушораспределения.

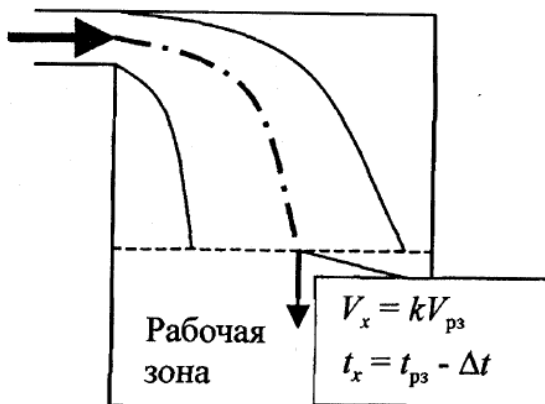


Рисунок 1.12 – К определению условий входа струи в рабочую зону

В соответствии с требованиями [8] необходимо, чтобы в струе приточного воздуха при входе её в обслуживаемую или рабочую зону (на рабочих местах) максимальная температура  $t_x$ , °С, при восполнении недостатков теплоты определялась по формуле

$$t_x = t_{p.з.} + \Delta t_1, \quad (1.63)$$

а минимальная температура при ассимиляции теплоизбытков рассчитывалась по формуле

$$t_x = t_{p.з.} - \Delta t_2, \quad (1.64)$$

где  $t_{p.з.}$  – нормируемая температура воздуха в обслуживаемой или на рабочих местах в рабочей зоне помещения, °С;  
 $\Delta t_1, \Delta t_2$  – допустимые отклонения температуры воздуха в струе приточного воздуха от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, °С;

Выбор расчетного воздухообмена должен производиться также с учетом ограничения подвижности воздуха в рабочей зоне.

Максимальная скорость воздуха в струе при входе в обслуживаемую или рабочую зону  $V_x$ , м/с, должна составлять

$$V_x = K_n \cdot V_{p.z.}, \quad (1.65)$$

где  $K_n$  – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в помещении к максимальной скорости в струе воздуха;

$V_{p.z.}$  – нормируемая скорость движения воздуха, м/с.

Значения  $\Delta t_1$ ,  $\Delta t_2$ ,  $K_n$  нормируются [14].

Величину воздухообмена определяют для теплого, холодного и переходного периодов года. Чаще в качестве расчетного воздухообмена принимается воздухообмен для теплого периода года. Это обосновывается тем, что именно теплый период является более напряженным с точки зрения обеспечения требуемых параметров приточного воздуха, т.к. требуется его охлаждение и осушка. В годовом цикле при переходе от расчетного теплого периода к расчетному холодному холодильная нагрузка на систему снижается, в результате чего возможно уменьшение воздухообмена. Такое **количественное регулирование** целесообразно с точки зрения энергосбережения.

Желательно, чтобы температура приточного воздуха приближалась к температуре воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне. Тогда нагрузка на систему отопления-охлаждения будет равна нулю. В этом случае система вентиляции или кондиционирования воздуха не выступает в роли системы отопления-охлаждения, а выполняет свое основное назначение. При этом воздухообмен может сократиться до минимального допустимого и не возникает проблем с воздухораспределением. Поддержание нулевого значения тепловой нагрузки на систему в холодный период возлагается на систему отопления, работающую параллельно и содержащую автоматические терморегуляторы.

## 2 ПРОЦЕССЫ ФОРМИРОВАНИЯ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА В ПОМЕЩЕНИИ

### 2.1 Воздействие наружной среды на формирование микроклимата в помещении

Одной из групп возмущающих факторов, формирующих микроклимат помещения, являются факторы, обусловленные воздействием наружной среды. В результате взаимодействия здания с наружной средой создаются потоки теплоты, влаги и воздуха, проходящие в помещение или уходящие из него. Возникающие при этом процессы тепло- и массопередачи, а также климатические характеристики наружной среды были рассмотрены в первой части настоящего пособия. Но не только для расчета процессов тепло- и массопередачи, а также для обеспечения вентиляционных процессов, регулирующих микроклимат, таких, как организация воздухообмена через открытые проемы, выбор мест забора воздуха для притока в помещение и мест для выброса загрязненного воздуха, удаляемого из помещения, и решения других задач вентиляционного процесса, необходимо знать распределение потоков воздуха снаружи здания, скорости, давления и других аэродинамические характеристик здания.

#### 2.1.1 Обтекание здания потоком воздуха. Зона аэродинамического следа

При набегании потока на препятствие перед и за ним образуется **область отрывного течения**. Иногда эту область называют застойной или **зоной аэродинамического следа**.

Определение размеров этой зоны, условий циркуляции в ней воздушных потоков и, следовательно, условий проветривания этой зоны также является целью аэродинамических исследований здания. Наибольшее значение это исследование имеет для промышленных зданий с большим количеством вредных выбросов.

При обтекании тел турбулентным установившимся потоком воздуха в зоне аэродинамического следа образуются сложные вихревые трехмерные движения. Характер движения в зоне аэродинамического следа определяется режимом набегающего потока (число Рейнольдса).

Рассмотрим схему обтекания потоком воздуха отдельно стоящего здания (рисунок 2.1)

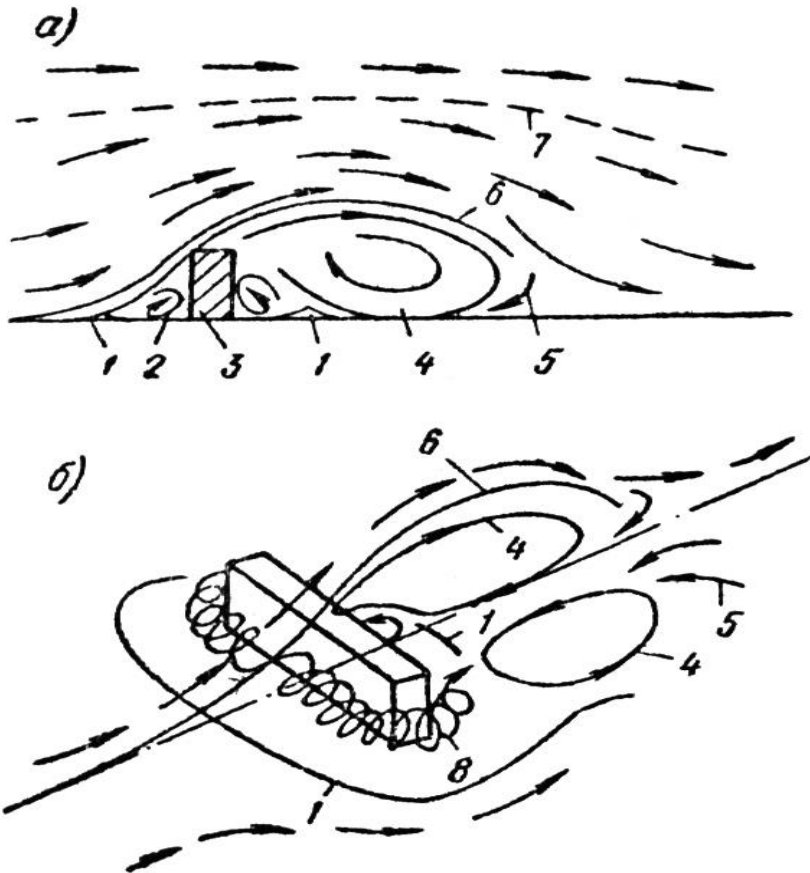


Рисунок 2.1 – Схема обтекания здания потоком воздуха:  
а – вертикальный разрез; б – схема движения воздуха в зоне аэродинамического следа:

- 1 – граница между вихрями в зоне аэродинамического следа;
- 2 – зона избыточного давления; 3 – здание; 4 – зона разрежения и вихревого движения воздуха;
- 5 – обратные потоки воздуха, входящего в зону аэродинамического следа; 6 – граница зоны аэродинамического следа; 7 – граница влияния здания на поток воздуха; 8 – вихреобразные потоки из зоны избыточного давления в зону разрежения.

При набегании на препятствие нижние слои потока затормаживаются, и кинетическая часть энергии этого потока переходит в потенциальную, т. е. статическое давление увеличивается. Это происходит постепенно по мере приближения к зданию и начинается примерно за 5-8 калибров до здания (калибр – средний размер фасада здания). Максимального значения статическое давление достигает на поверхности наветренного фасада. Набегающий поток образует зону циркуляции непосредственно у поверхности здания. Вихри, образующиеся здесь, как бы дополняют форму здания до удобообтекаемой и тем самым уменьшают потери энергии основного потока. В этой зоне постоянно происходит смена воздуха, совершающего вихреобразные движения и уходящего на заветренную сторону здания.

Набегающий поток воздуха обтекает здание и зону циркуляции сверху и с боков. Обтекающий здание поток воздуха в силу некоторого поджатия имеет скорость большую, чем скорость ветра. Этот поток интенсивно эжектирует воздух с заветренной стороны здания, где в результате этого давление уменьшается. Воздух, уносимый из заветренной стороны, компенсируется приземными слоями потока, в которых воздух заторможен настолько, что может изменить направление своего движения. На заветренной стороне здания образуется несколько вихрей (на рисунке их показано два). Расположение границы зоны аэродинамического следа в этой области указано ориентировочно. Эта граница заметна лишь вблизи места срыва потока с наветренного фасада. Подвижность воздуха в приземной застойной области настолько мала, что из него осаждаются мельчайшие взвешенные частицы.

В реальных условиях имеют место пульсирующие изменения направления и силы ветра, что приводит к изменению габаритов и циркуляции воздуха в зоне аэродинамической тени во времени.

При обтекании группы зданий зоны аэродинамических следов влияют друг на друга, и аэродинамика обтекания усложняется.

Знание размеров зоны аэродинамического следа дает возможность решать вопрос о расположении точек выброса вредных веществ и мест воздухозабора. Например, если очистка удаляемого из здания загрязненного воздуха невозможна, то выброс этого воздуха необходимо осуществлять выше зоны аэродинамического следа, т.к. при попадании вредных веществ в зону, концентрация их может превысить допустимую.

Воздухозабор приточных систем целесообразно устраивать на боковых фасадах или на главных фасадах в местах, примыкаю-

щих к торцам здания, т.к. здесь проходит поток воздуха с наветренной стороны, подпитывающий зону аэродинамического следа на заветренной стороне здания.

### 2.1.2 Аэродинамические характеристики здания

Избыточное статическое давление перед зданием и разрежение за ним при обтекании здания потоком воздуха пропорциональны динамическому давлению ветра.

При расчете ветровой нагрузки на здание, а также при определении давлений в отдельных точках его наружной поверхности применяется аэродинамический коэффициент  $K_{аэр}$ .

**Аэродинамический коэффициент** показывает отношение избыточного статического давления в одной из точек наружной поверхности здания к динамическому давлению ветра. В соответствии с этим статическое давление в любой точке наружной поверхности здания равно

$$P_{ст.} = K_{аэр} \cdot \frac{\rho_{н.} \cdot v^2}{2} \quad (2.1)$$

Энергетический смысл аэродинамического коэффициента заключается в том, что его значение показывает в долях единицы, какая часть удельной кинетической энергии потока переходит в удельную потенциальную энергию.

Значение  $K_{аэр}$ . Определяется экспериментально в аэродинамических трубах на моделях зданий. Его значение зависит от места расположения точки на поверхности здания, формы здания, направления ветра, открытия окон и организации сквозного проветривания.

Для наиболее широко распространенной формы здания (параллелепипед) аэродинамический коэффициент имеет следующие значения:

с наветренной стороны  $K_{аэр.} = 0,4-0,8$ ;

с заветренной стороны  $K_{аэр.} = -0,3-(-0,6)$ .

## 2.2 Струйные течения в помещении

Воздух является носителем параметров, характеризующих микроклимат, концентраций вредных веществ и других показателей. **Воздушные течения**, образованные в помещении, переносят вредности и формируют поля скоростей, температур и концентраций. Таким образом, движение воздушных потоков оказывает значительное влияние на формирование теплового и воздушного микроклимата.

Характер потоков воздуха **в помещении** обуславливается в основном воздействием вентиляционных систем и конвективных струй, и зависит:

- от принятой схемы организации воздухообмена;
- от формы количества и расположения приточных и вытяжных отверстий;
- от температуры и скорости подаваемого и удаляемого воздуха;
- от взаимодействия струй между собой и с тепловыми потоками;
- от действия технологических машин и механизмов;

Направления потоков внутри **здания** обуславливаются его объемно-планировочным решением, воздухопроницаемостью элементов, температурой наружного и внутреннего воздуха, скоростью и направлением ветра. В результате воздухопроницаемости всех элементов здания внутренняя и наружная среда связываются в единую **аэродинамическую систему**.

### 2.2.1 Приточные струи

Определяющую роль в формировании полей скоростей, температур и концентраций в помещении играют **приточные струи** и создаваемые ими циркуляционные течения.

При помощи приточных струй можно в отдельных местах помещения создавать условия, отличающиеся от всего окружающего пространства, например, воздушные души, которые создают поток воздуха, направленный на ограниченное рабочее место или непосредственно на рабочего, обеспечивая на постоянных рабочих местах требуемые метеорологические условия. Это воздушные завесы, которые в результате создания высокоскоростного воздушного потока не дают тепловому воздуху выходить наружу и не впускают холодный воздух в помещение.

**Конвективные** (тепловые) струи, возникающие возле нагретых или охлажденных поверхностей также оказывают влияние на распространение вредностей в помещении.

**Воздушной струей** называется направленный поток воздуха с конечными поперечными размерами.

В технике вентиляции приходится иметь дело со струями воздуха истекающего в помещение, так же заполненное воздухом – такие струи называются **затопленными**.

#### **Классификация струй**

1. По виду энергии расходуемой на их образование струи делятся на **механические** и **конвективные**;

2. По изотермичности струи могут быть **изотермическими**, когда температура во всем объеме струи равна температуре окружающего воздуха, и **неизотермическими**, у которых температура по мере развития струи меняется, приближаясь к температуре окружающего воздуха.

3. По гидродинамическому режиму струи делятся на **ламинарные** и **турбулентные**;

4. По стесненности струи могут быть **свободными**, когда их развитию ничто не мешает, и **стесненные** (полуограниченные, ограниченные, тупиковые);

5. В зависимости от формы приточного отверстия:

а) – **компактные** (образованные при истечении воздуха из круглых, квадратных и прямоугольных отверстий).

Струя, истекающая из круглого отверстия, остается осесимметричной по всей длине своего развития (рисунок 2.2).

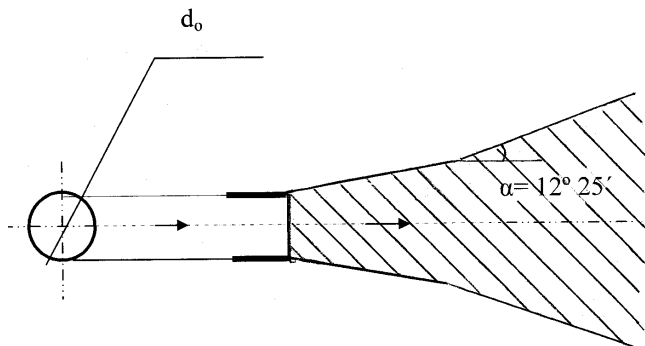


Рисунок 2.2 – Струя, истекающая из круглого насадка без принудительного изменения направления – компактная, круглая, осесимметричная



б) – **конические** струи образуются при истечении из круглого отверстия с диффузорами для принудительного расширения (векторы скоростей на выходе непараллельные). Эта струя также компактные и осесимметричные.

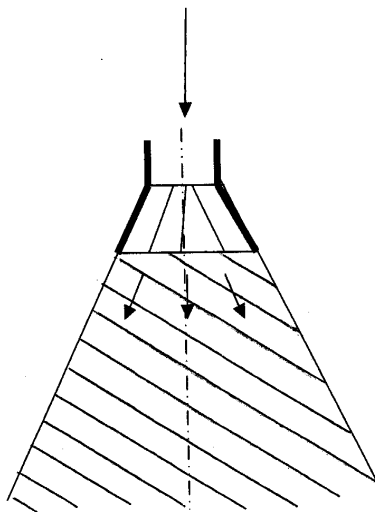


Рисунок 2.3 – Коническая струя

в) – **плоские** струи образуются при истечении из щелевых отверстий бесконечной длины.

В реальных условиях плоской называют струю, истекающую из щелевидного насадка с соотношением сторон  $l_0 : 2b_0 \geq 20$ .

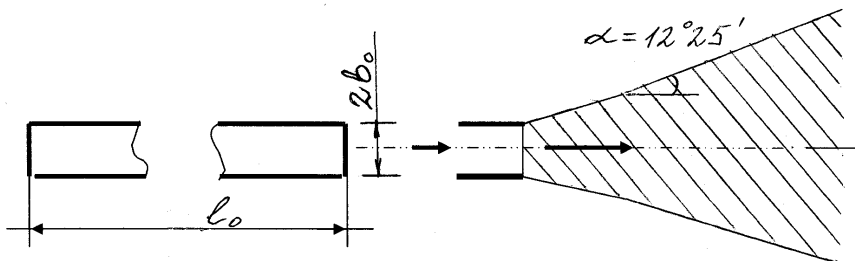


Рисунок 2.4 – Плоская струя

Компактные и плоские струи называются **прямоточными**, если векторы скоростей при истечении параллельны, или **рассеянными**, если векторы скоростей расходятся под некоторым углом.

Г) – **кольцевые** струи образуются при истечении из кольцевой щели под углом к оси подводящего канала  $\beta < 180^\circ$

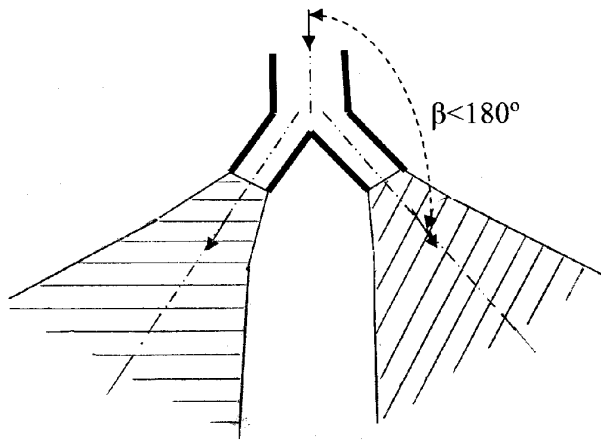


Рисунок 2.5 – Кольцевая струя

При  $\beta \approx 135^\circ$  струю называют **полой конической**

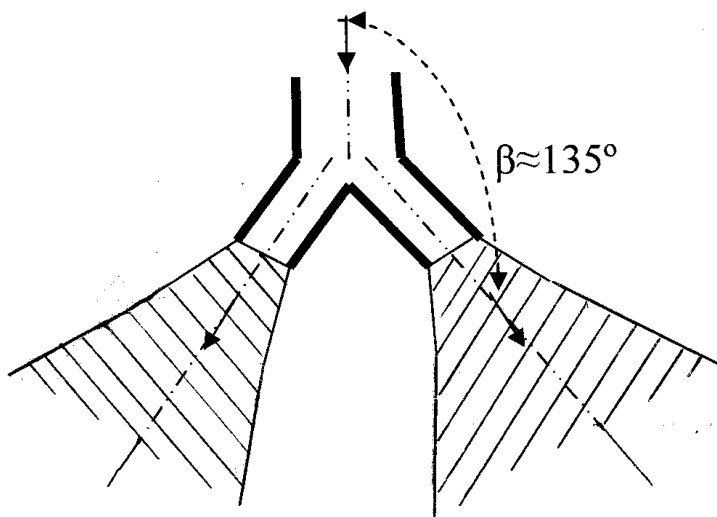


Рисунок 2.6 – Полая коническая струя

При  $\beta=90^\circ$  струю называют **полной веерной**. Можно сказать, что полная веерная струя образуется, если угол принудительного рассеивания составляет  $360^\circ$ , **неполная веерная** – у которой этот угол менее  $360^\circ$ . (Т.е. веерные струи образуются при подаче воздуха в помещение через насадки с препятствием, установленным поперек потока).

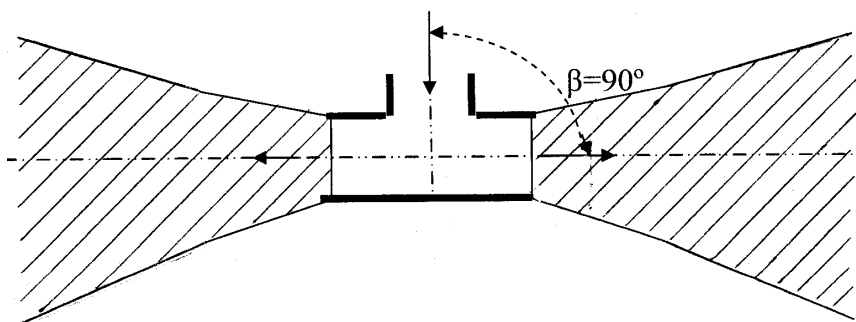


Рисунок 2.7 – Полная веерная струя

При  $\beta > 160^\circ$  может образовываться компактная струя.

Независимо от формы все струи, у которых при истечении нет принудительного изменения их направления, на некотором расстоянии от насадка расширяются; угол бокового расширения  $12^{\circ} 25'$ .

Д) – **закрученные** струи образуются при наличии в воздуховыпускающем отверстии закручивающего устройства или при тангенциальном подводе воздуха.

### 2.2.2 Свободные изотермические струи

Упрощенная схема свободной турбулентной изотермической струи представлена на рисунке 2.8.

В начальном сечении AD поле скоростей истечения, может быть равномерным или неравномерным (на рисунке равномерное, т.е. скорость потока во всех точках сечения одинакова и равна скорости выходного сечения).

В струе различают два участка: начальный и основной. На начальном и основном участках закономерности развития струи различны.

Осевая скорость на протяжении длины **начального** участка одинакова и равна скорости выходного сечения  $u_0$ .

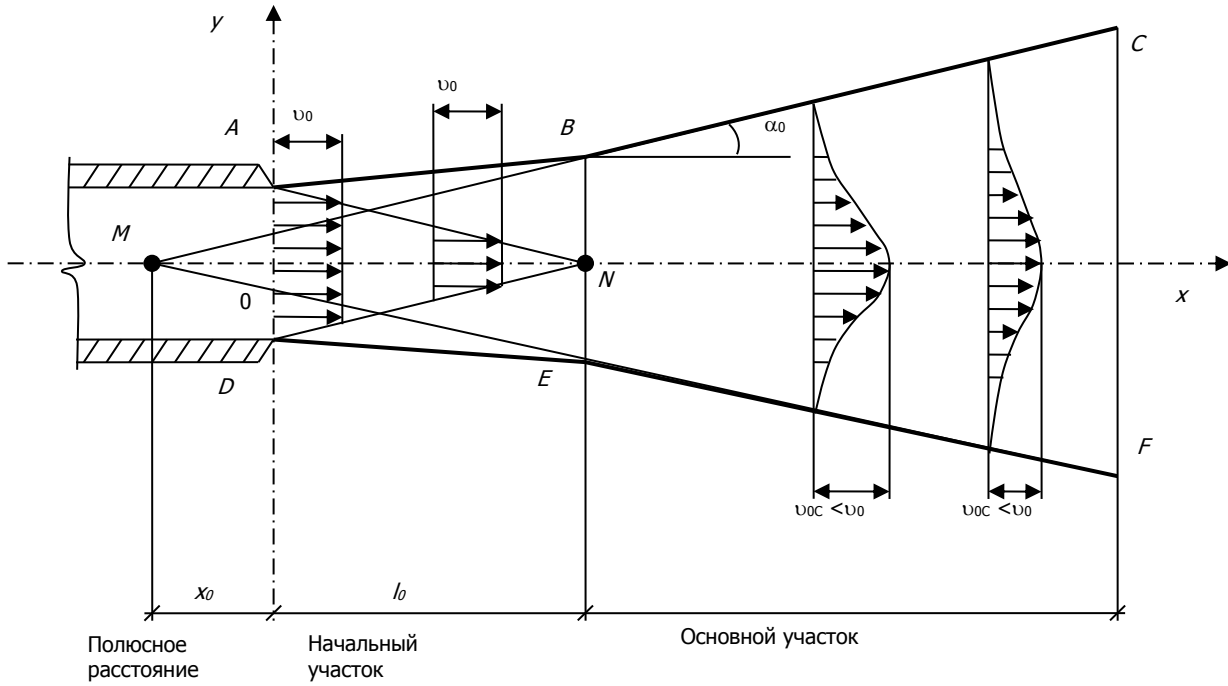


Рисунок 2.8 – Схема изотермической струи:

ABCDEF – границы струи; ABDE – начальный участок; BCEF – основной участок; BE – переходное сечение; M – полюс струи (пересечение продолжений границ основного участка BC и EF); ADN – ядро струи;  $u_0$  – скорость на выходе из патрубка;  $u_{oc}$  – осевая скорость;

На **основном участке** струи скорость воздуха на оси потока и в периферийной части по мере удаления от выходного отверстия непрерывно уменьшается, т.е.  $u_{ос} < u_0$ . Профили скоростей различных сечений основного участка подобны и описываются одними и теми же безразмерными зависимостями.

Турбулентная струя характеризуется интенсивным поперечным перемещением частиц, при этом вовлекаются частицы окружающего воздуха, в результате чего масса струи растет, площадь ее поперечного сечения увеличивается, а скорость уменьшается. Эффект торможения возникает не сразу, и участок, на котором осевая скорость остается постоянной, называется **начальным**.

Определить границы струи с помощью математических вычислений невозможно, только экспериментально, с помощью замеров. Боковые границы струи соответствуют лучам, выходящим из точки, называемой **полюсом струи**.

Расстояние от выходного сечения патрубка до границы струи по оси называется **дальнобойностью струи**.

Воздух, выходящий из патрубка, имеет определенные характеристики. По мере истечения эти характеристики меняются за счет массообмена с окружающим воздухом. Исключением является **ядро струи**, в котором все параметры воздуха остаются неизменными и соответствуют параметрам воздуха, выходящего из патрубка.

На структуру струи оказывает влияние начальная турбулентность. Чем турбулентнее поток на выходе из насадка, тем интенсивнее протекает перемешивание с окружающим воздухом, тем больше угол раскрытия струи, тем короче начальный участок, тем быстрее уменьшение осевой скорости в основном участке. Коэффициент турбулентности, полученный опытным путем для насадков различной формы, составляет 0,07 – 0,2.

В литературе приводятся формулы, по которым можно определять основные параметры приточных струй в различных сечениях, такие как длина начального участка, полюсное расстояние, осевая скорость, расход воздуха, диаметр струи, температуры, концентрации и т.п. для различных видов струй. Эти формулы получены экспериментально. Большой вклад в исследования струй, в создание теории струй и получение экспериментальных данных внесли такие ученые как Г.Н. Абрамович, В.Н. Талиев, И.А. Шепелев, В.В. Батулин и др.

### 2.2.3 Неизотермические свободные струи

Если температура выходящей горизонтальной приточной струи отличается от температуры окружающего воздуха, то ось ее искривляется. Ось нагретой струи изгибается вверх, а ось охлажденной струи – вниз.

В неизотермических струях действуют инерционные и гравитационные силы. Искривляют струю вверх или вниз гравитационные силы.

Рассмотрим струю, в которой температура в выходном сечении выше, чем температура окружающего воздуха, т.е. плотность воздуха струи меньше плотности окружающего воздуха (рисунок 2.9).

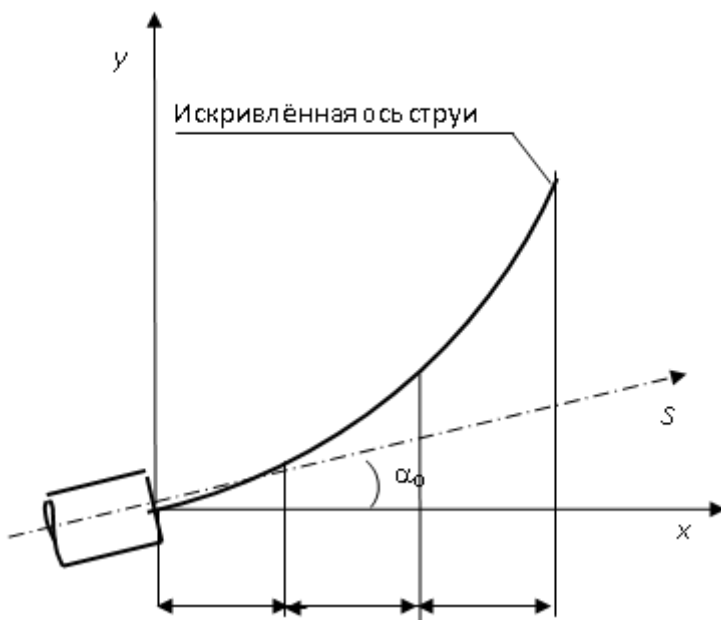


Рисунок 2.9 – Искривление неизотермической струи

В развитии неизотермической струи можно выделить три зоны:

- в первой зоне инерционные силы значительно больше гравитационных, поэтому развитие струи идет по оси  $S$ ;

- во второй – переходной области – происходит перераспределение сил в воздушном потоке: инерционные силы убывают, а гравитационные возрастают. Ось струи постепенно переходит от оси  $S$  к вертикали;
- в третьей области преобладают гравитационные силы. Ось потока направлена почти вертикально вверх.

Характеристикой неизотермической струи служит безразмерный комплекс, предложенный В.В.Батуриным и И.А.Шепелевым, и называемый критерием Архимеда  $Ar$ .

$$Ar = g \frac{R_0(t_0 - t_{окр})}{v_0^2 \cdot T_{окр}}, \quad (2.2)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  
 $R_0$  – радиус насадка; для щели принимается половина ширины щели  $B_0$ ;  
 $t_0$  и  $t_{окр}$  – температура воздуха соответственно в начале струи и в окружающем пространстве;  
 $T_{окр}$  – абсолютная температура воздуха в окружающем пространстве;  
 $v_0$  – начальная скорость.

Этот комплекс характеризует соотношение инерционных и гравитационных сил. В слабо нагретых или слабо охлажденных струях, для которых критерий Архимеда по абсолютному значению меньше 0,0005, влияние гравитационных сил сказывается незначительно, и такие струи развиваются в пространстве без заметного искривления. Чем больше будет разность плотностей воздуха в струе и окружающем пространстве и чем меньше будет начальная скорость истечения, тем больше будет искривления струи и наоборот.

Неизотермические струи из-за их криволинейности называют «воздушными фонтанами» (рисунок 2.10).



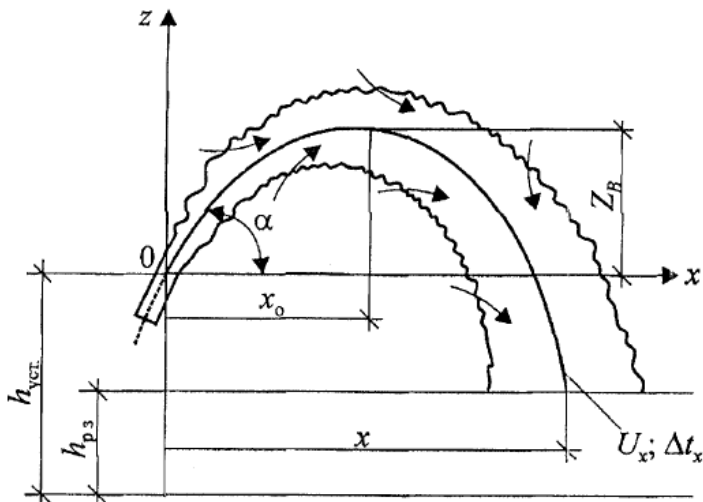


Рисунок 2.10 – Схема воздушного фонтана

При расчете неизотермических струй приходится определять температуру на оси струй, уравнение траектории нагретых или холодных струй.

В результате исследований И.А.Шепелева двух видов струй – компактных и плоских, изотермических и слабоизотермических предлагаются формулы для определения осевой скорости воздуха  $V_x$ , м/с, на расстоянии  $x$  от приточного отверстия. Для компактных струй

$$V_x = mV_0 \cdot \frac{\sqrt{A_0}}{x}, \quad (2.3)$$

где  $V_0$  – начальная скорость истечения, м/с;

$A_0$  – площадь отверстия истечения,  $m^2$ , (для плоского отверстия  $2B_0$ );

$m$  – скоростной коэффициент воздухораспределителя.

$$m = 6/88 \sqrt{\frac{T_{окр.}}{T_0}} \cdot \sqrt[4]{\xi}, \quad (2.4)$$

где  $T_{окр.}$  – температура окружающего воздуха,  $^{\circ}K$ ;

$T_0$  – температура в начальном сечении струи,  $^{\circ}K$ ;

$\xi$  – коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя.

Температура на оси струи определяется по формуле

$$t_x - t_{\text{окр.}} = n \cdot (t_0 - t_{\text{окр.}}) \cdot \frac{\sqrt{A_0}}{x}, \quad (2.5)$$

где  $n$  – температурный коэффициент воздухораспределителя.

$$n = 5,17 \sqrt{\frac{T_{\text{окр.}}}{T_0}} \cdot \left(\frac{1}{\xi}\right) \quad (2.6)$$

Для плоской струи отличие состоит лишь в определении  $m$  и  $n$ .

### 2.2.4 Конвективные струи

При соприкосновении с нагретой поверхностью воздух нагревается и становится легче. Вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц воздуха возникает подъемная сила, под действием которой нагретые частицы поднимаются; на их место поступают новые частицы — холодные, которые также нагреваются и поднимаются. Таким образом, образуется восходящий тепловой поток, определяемый наличием теплообмена у нагретой поверхности.

Чем больше передается тепла, тем интенсивнее движение воздуха. Так как количество переданного тепла пропорционально разности температур и площади нагретой поверхности, то и свободное движение воздуха определяется именно этими факторами. Температурным напором определяется разность плотностей и, следовательно, подъемная сила, а площадью поверхности — зона распространения процесса.

В результате подмешивания окружающего воздуха к тепловому потоку формируется распределение скорости и температуры.

Формирование конвективных струй зависит от расположения нагретых поверхностей (рисунок 2.11, 2.12, 2.14).

Движение воздуха на различных уровнях **вертикальной** нагретой стенки происходит по-разному (рисунок 2.11, 2.14а)

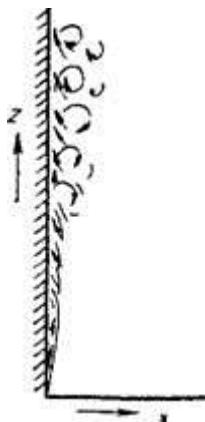


Рисунок 2.11 – Характер свободного движения воздуха около вертикальной нагретой поверхности

В нижней её части воздух стелется по поверхности утолщающим слоем – ламинарное движение, выше появляются завитки, бегущие вдоль поверхности – локонообразное движение, и, наконец, в верхней части стенки «локоны» отрываются и в виде вихрей распространяются в окружающей среде – турбулентное движение.

Движение воздуха около **горизонтальных** нагретых поверхностей очень сложное и зависит от положения поверхности и ее размеров. Когда нагретая плита обращена вверх, движение происходит по схеме на рисунке 2.12.

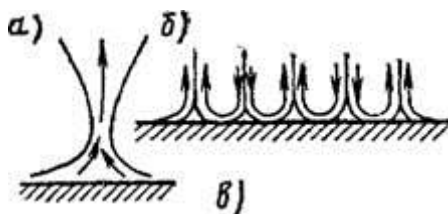


Рисунок 2.12 – Характер свободного движения около горизонтальных нагретых поверхностей

Если же плита при этом имеет большие размеры, то вследствие налипания с краев сплошного потока нагретого воздуха центральная часть плиты оказывается изолированной и воздух к ней будет подтекать только сверху (рисунок 2.12 б).

В соответствии с этим можно представить схему тепловой струи, возникающей над нагретым горизонтальным источником, обращенным вверх. (рисунок 2.13).

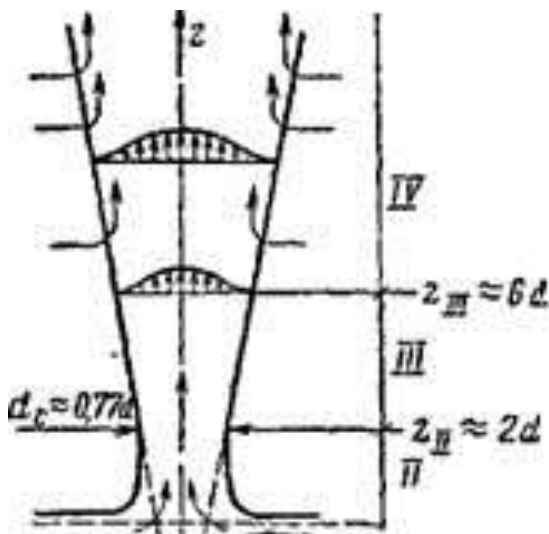


Рисунок 2.13 – Схема конвективной струи в неограниченном пространстве

В тепловой струе можно выделить четыре зоны: I – пограничный слой. Состоящий из ламинарного подслоя, расположенного непосредственно у поверхности нагретой пластины, и основного пограничного слоя; II – разгонный участок; III–переходный участок; IV–основной участок.

В пограничном ламинарном слое движение происходит вдоль поверхности, вертикальная составляющая скорости ничтожна. Тепло от нагретой пластины передается воздуху теплопроводностью, поэтому здесь имеется значительный перепад температур. В пределах основного пограничного слоя может быть ламинарное или турбулентное движение воздуха в зависимости от величины произведения критериев Грасгофа и Прандтля. При  $Gr Pr \geq 1 \cdot 10^6$  наблюдается развитое турбулентное движение.

Нагретый воздух из пограничного слоя поднимается над горячей пластиной отдельными струйками, а на его место опускается холодный воздух. Толщина пограничного слоя равна примерно  $0,2d$ . Интенсивность подтекания воздуха в пограничном слое

больше, чем в вышележащей части струи (на единицу высоты струи).

В разгонном участке в основном проявляются архимедовы силы, и под их действием скорость движения воздуха непрерывно возрастает, статическое давление уменьшается, что и приводит к уменьшению сечения струи. В конце разгонного участка струя имеет наименьшее сечение. Это сечение называют переходным или сжатым. Сжатое сечение находится на расстоянии примерно  $2d$  от полюса струи.

Максимальная осевая скорость струи наблюдается несколько выше конца разгонного участка. В пределах этой части струи, а также во всей последующей ее части происходит подмешивание к ней окружающего воздуха, оказывающего тормозящее действие на скорость ее подъема.

В переходном участке происходит преобразование начальных поперечных профилей скоростей и избыточных температур в профили, характерные для основного участка.

Во всех сечениях основного участка наблюдается подобие поперечных профилей скоростей и избыточных температур.

В переходном и основном участках вместе с подъемными силами действуют и силы турбулентной вязкости, под действием которых струя непрерывно расширяется. Угол бокового расширения струи а может быть принят как и для приточных свободных струй без принудительного расширения равным  $12^{\circ}25'$ .

Расчетные зависимости для тепловых струй по исследованиям В. М. Эльтермана и И. А. Шепелева приводятся в их работах.

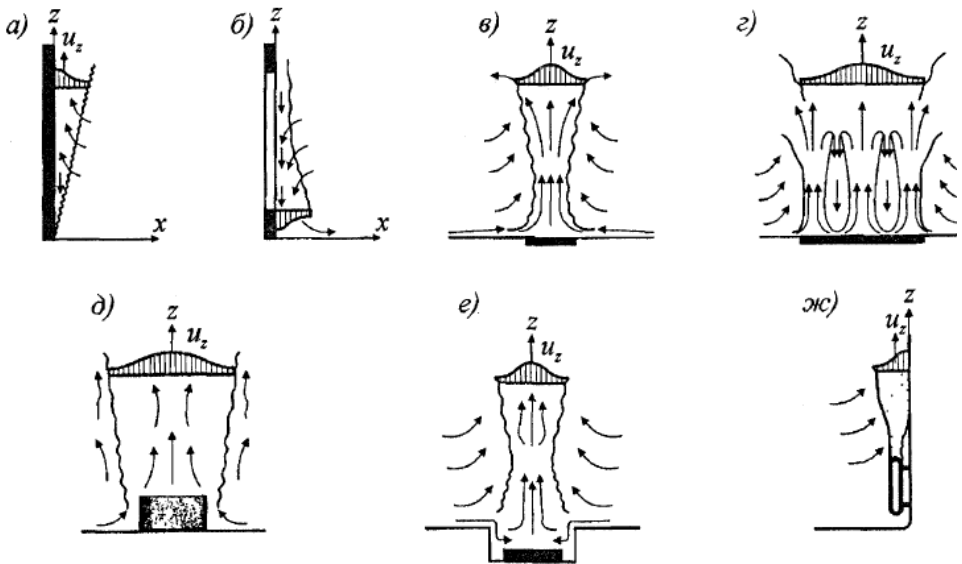


Рисунок 2.14 – Схема формирования конвективных струй:  
 а – у вертикальной нагретой поверхности; б – у вертикальной охлажденной поверхности; в – над компактной или осесимметричной нагретой поверхностью, заделанной заподлицо с плоскостью; д – Над объемной нагретой поверхностью источника; е – над нагретой поверхностью, расположенной в углублении; ж – над нагретой объемной поверхностью источника.

## 2.2 Движение воздуха около вытяжных отверстий

Картина движения воздуха около вытяжных отверстий отличается от приточной струи тем, что скорости во всасывающем факеле уменьшаются очень быстро. Объясняется это тем, что при всасывании воздух подтекает к отверстию со всех сторон, а при нагнетании он истекает из отверстия в виде струи с углом раскрытия примерно  $25^\circ$  (рисунок 2.15)

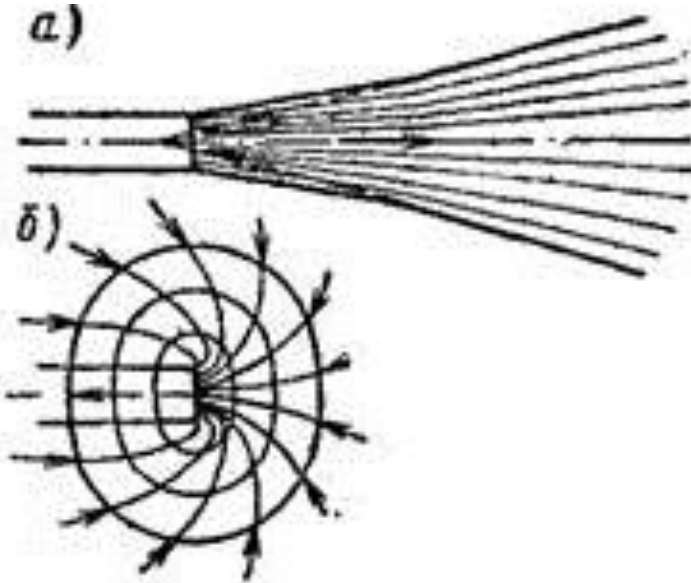


Рисунок 2.15 – Движение воздуха около приточного (а) и вытяжного (б) отверстий.

При рассмотрении всасывающих факелов вводится два чисто теоретических понятия:

- точечный сток;
- линейный сток.

**Точечным стоком** называется точка, в которой воздух непрерывно и равномерно исчезает (рисунок 2.16).

Воздух к точке стока подтекает по радиусам, которые являются **линиями тока**.

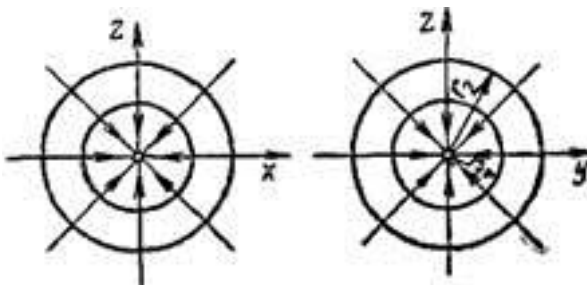


Рисунок 2.16 – Схема точечного стока.

Линии тока для точечного стока являются прямыми лучами, сходящимися в точке стока, а поверхности равных скоростей – концентрическими сферами.

Представим точку в пространстве, через которую в единицу времени удаляется количество воздуха  $L$ . Через сферические поверхности радиусом  $r$  в единицу времени будет протекать (стекаться к точке) такое же количество воздуха. Сферические поверхности площадью  $F_1, F_2, \dots, F_n$  будут поверхностями равных скоростей  $u_1, u_2, \dots, u_n$ . Расход воздуха через точку стока через расходы через сферические поверхности можно представить следующим образом

$$L = F_1 u_1 = F_2 u_2 = \dots = F_n u_n \text{ или } 4\pi r_1^2 u_1 = 4\pi r_2^2 u_2 = \dots = 4\pi r_n^2 u_n$$

отсюда  $u_1 / u_2 = r_2^2 / r_1^2 \dots = r_n^2 / r_1^2$  (2.7)

**Т.е. при точечном стоке скорости изменяются обратно пропорционально квадратам радиусов.**

При **линейном стоке** (рисунок 2.17) удаление воздуха происходит через линию большой длины. В этом случае поверхности равных скоростей будут поверхностями цилиндров  $F_2, F_1, \dots, F_n$  радиусами  $r_1, r_2, \dots, r_n$

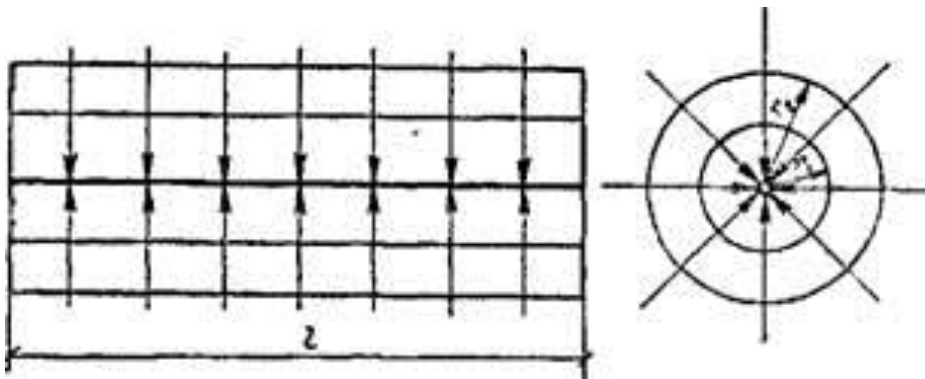


Рисунок 2.17 – Схема линейного стока

Расход воздуха через длину  $l$  равен расходу через любую цилиндрическую поверхность

$$L = 2\pi r_1 l u_1 = 2\pi r_2 l u_2 = \dots = 2\pi r_n l u_n$$

отсюда  $u_1 / u_2 = r_2 / r_1 = \dots = r_n / r_1$  (2.8)



**т. е. при линейном стоке воздуха скорости изменяются обратно пропорционально радиусам.**

Понятия точечного и линейного стоков позволяют дать качественную оценку движения воздуха около реальных вытяжных отверстий круглой и щелевидной формы, а также, в первом приближении, оценить распределение скоростей движения воздуха около этих отверстий.

Экспериментальные исследования распределения скоростей около всасывающих отверстий показали, что действительная картина поля скоростей вблизи отверстия заметно отличается от определенной по стокам. Достаточное для многих практических расчетов совпадение наблюдается на расстоянии от отверстия  $x \geq d_0$  или  $x \geq 2b_0$ ,

где  $d_0$  - диаметр круглого отверстия;  
 $2b_0$  – ширина щелевого отверстия.

Вблизи вытяжных отверстий закономерности течения воздуха зависят от формы отверстия и соотношения его сторон.

Экспериментально исследованы всасывающие отверстия различной формы: круглые, квадратные, прямоугольные и щелевидные с различными соотношениями сторон. Для этих отверстий получены поля скоростей всасывания.

Совокупность кривых, соединяющих точки с равными скоростями вблизи всасывающего отверстия, называются **спектром всасывания**. Перпендикулярные линии – это линии тока, указывающие направление движения воздуха. Спектр всасывания изображают, как правило, в относительных величинах: скорость всасывания – в процентах (или в долях) средней скорости во всасывающем отверстии, расстояние – в долях диаметра круглого отверстия или короткой стороны прямоугольного отверстия.

На рисунке 2.18 приводится спектр скоростей всасывания у **круглого** отверстия с острыми кромками, в котором показано

процентах изменение осевой скорости  $U_{oc}$  от скорости в центре всасывающего сечения  $U_{oc}$  по мере удаления от него.

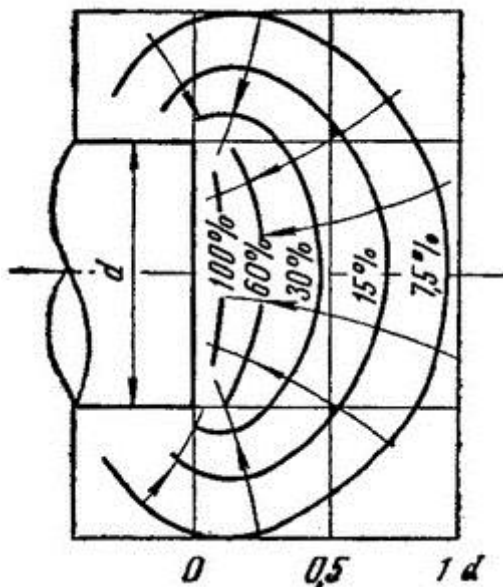


Рисунок 2.18 – Спектр скоростей всасывания у круглого отверстия с острыми кромками

Из рисунка видно, что на расстоянии от всасывающего отверстия, равном одному диаметру, скорость всасывания составляет всего 5% от скорости в сечении всасывающего отверстия. Следует отметить, что в приточной свободной круглой струе такое же соотношение скоростей наблюдается на расстоянии, равном примерно  $100 d_0$ . Кривые распределения относительных скоростей несколько вытянуты и более похожи на дуги эллипса, чем на окружности, и только на расстоянии  $x > d_0$  сравнительно хорошо описываются окружностями с центром, находящимся в центре всасывающего отверстия. Дальнейшее изменение скоростей во фронтальной части перед отверстием приближенно можно вычислять по закономерностям точечного стока.

Применение ограничивающих плоскостей (экранов) немного увеличивает радиус действия факела (рисунок 2.19) .

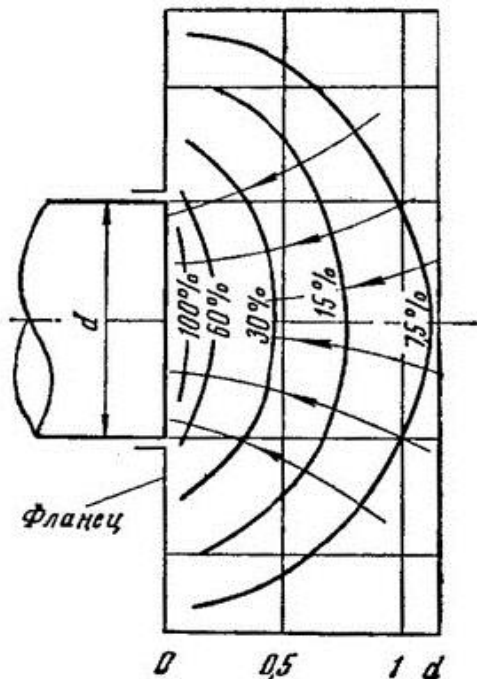


Рисунок 2.19 – Спектр скоростей всасывания у круглого отверстия с фланцем

Спектр скоростей всасывания для отверстий **квадратной** формы мало отличается от спектра для круглого отверстия (рису-

нок 2.20). Так, если для круглого отверстия  $\frac{v_{oc}}{v_{oc}} = 0,05$  оказывается на расстоянии  $x=1,03d_0$ , то для квадратного – на расстоянии  $1,2 \cdot 2b_0$ . Зона всасывания у вытяжных отверстий **прямоугольной** формы более активна, чем у круглых или квадратных отверстий, т.к. такие отверстия по форме приближаются к линейному стоку и тем больше, чем больше соотношение их сторон. Так, например, у прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1:10 на расстоянии от всасывающего отверстия  $x = 2b_0$  осевая скорость почти в 4,5 раза больше, чем для круглого отверстия при  $x=d_0$ .

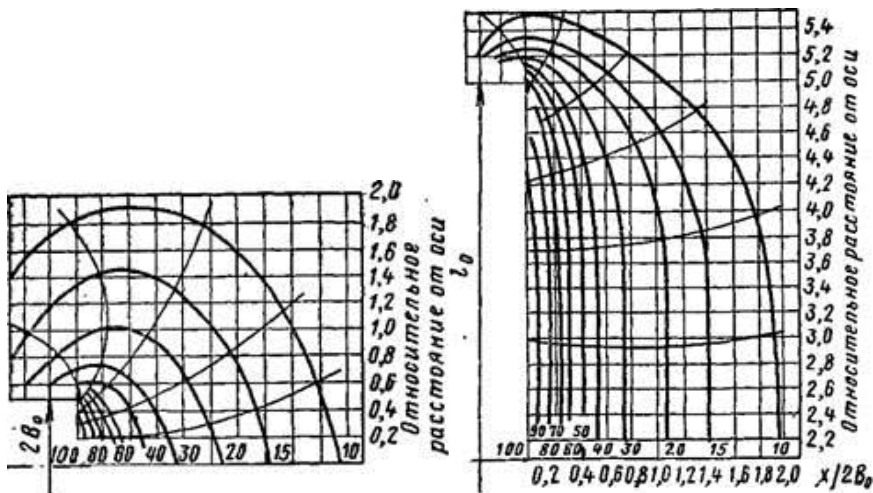


Рисунок 2.20 – Спектр скоростей всасывания у прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1:10

### 2.3 Схемы движения воздуха в вентилируемых помещениях

Чтобы правильно расположить отверстия для подачи воздуха в помещение и для удаления его, необходимо выяснить влияние взаимного расположения этих отверстий на движение воздуха в помещении. Приточные струи обладают значительной дальностью, они вовлекают в общее движение большие массы воздуха и являются основным фактором, определяющим характер движения воздуха в помещении. Однако, несмотря на ограниченный радиус действия вытяжных отверстий, их расположение в помещении также оказывает определенное влияние на перемещение воздушных потоков.

Ниже представлены схемы движения воздуха в помещении, полученные В.В.Батуриным и В.И.Ханженковым на плоской и частично пространственной моделях, которые дают возможность составить качественное представление о движении воздуха при различном взаимном расположении приточных и вытяжных отверстий.

Рассмотрим схему движения воздуха в помещении, когда приточное и вытяжное отверстия расположены в противоположных ограждениях, и помещение настолько большое, что струя распространяется как свободная. По мере удаления от приточного сечения количество воздуха в приточной струе всё время увеличивается, т.к. происходит подтекание воздуха из

окружающего пространства по всей длине струи. Подсчитано, что на расстоянии  $40R_0$  объем воздуха в струе будет в 6,2 раза больше поданного в помещение через приточное отверстие, т.е. объем присоединившегося к струе из окружающего пространства воздуха составляет  $5,2 L_0$ .

В помещении, когда приточное и вытяжное отверстия расположены в противоположных ограждениях, при балансе притока и вытяжки оказывается, что только 16% перемещаемого воздуха будет удалено из помещения, а остальные 84% не будут удалены и пойдут на питание струи. В помещении конечных размеров (рисунок 2.21) не удаляемая через вытяжное отверстие часть воздуха струи образует обратный поток, направленный к началу струи.

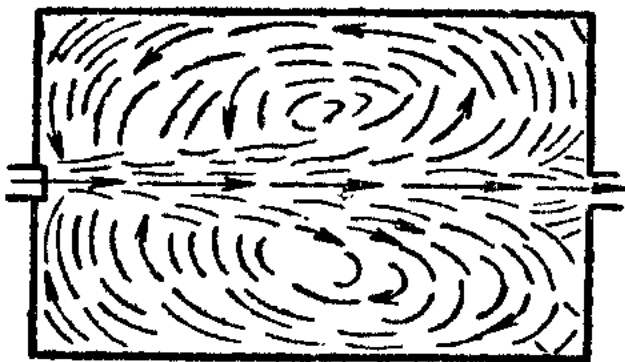


Рисунок 2.21 – Схема взаимодействия приточной струи и всасывающего факела

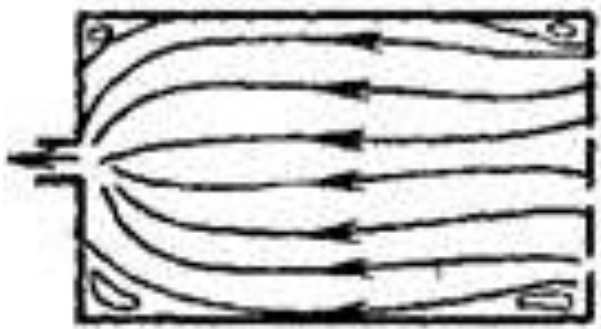


Рисунок 2.22 – Приток через проем во всю стену, вытяжка через отверстие в центре торцевой стены

Воздух удаляется через отверстие в середине; приток через проем равный по площади противоположной стенке (рисунок 2.22).

Струя практически равномерно движется по помещению. При поступлении воздуха на кромках происходит некоторое поджатие струи и образуются небольшие области, заполненные вихрями (по углам). Далее поток выравнивается и движется к вытяжному отверстию, заполняя всё сечение модели. Обратных потоков нет.

Во всех последующих схемах организации воздухообмена имеются обратные потоки воздуха.

Если высоту приточного отверстия уменьшить (рисунки 2.23, 2.24), движение свежего воздуха не полностью охватывает, помещение и там остаются застойные зоны или мертвые зоны.



Рисунок 2.23– Приток через проем части стены, вытяжка по центру противоположной стены



Рисунок 2.24 – Приток в нижней части, вытяжка по центру противоположной стены

В застойных зонах происходит собственное движение воздуха внутри зоны, обмен воздуха с окружающей средой незначителен. В таких зонах возникает опасность скопления вредностей особенно недопустимо скопление взрыво- и пожароопасных, а также ядовитых вредностей.

Наихудшая вентиляция при расположении приточного и вытяжного отверстий возле одного из перекрытий помещения (рисунок 2.25).



Рисунок 2.25 – Приток и вытяжка около нижнего перекрытия помещения

Воздух в циркуляционных потоках нельзя считать полностью застойным, т.к. в граничной зоне основного и циркуляционного потока частицы свежего воздуха неизбежно поступают в циркуляционный поток и наоборот – частицы воздуха из циркуляционного потока проскакивают в основной. Этот проскок будет тем больше, чем больше площадь соприкосновения обоих потоков.

В силу сказанного большая смена воздуха в циркуляционном потоке происходит при расположении приточного и вытяжного отверстий на одной торцевой стенке (рисунок 2.26).



Рисунок 2.26 – Приточное и вытяжное отверстие на одной торцевой стенке

Весь поток воздуха поворачивается в сторону вытяжного отверстия. При этой схеме достигается наилучшее распределение воздуха в помещении.

При большой длине помещения струя, не достигнув противоположной стены, распадается и в помещении образуется два кольца циркуляции (рисунок 2.27)



Рисунок 2.27 – Приток и вытяжка на одной торцевой стене в длинном помещении

Вышеописанные схемы распределения потоков воздуха относятся к изотермическим условиям.

Схемы циркуляции потоков воздуха при **неизотермических** условиях и при наличии источников тепловыделений получены В.В. Батуриным по результатам опытов на модели однопролетного производственного здания.

Если источник тепловыделений находится в центре помещения, и объемы приточного воздуха справа и слева одинаковы, ось



тепловой струи вертикальна и является осью симметрии образующихся двух колец циркуляции (рисунок 2.28).

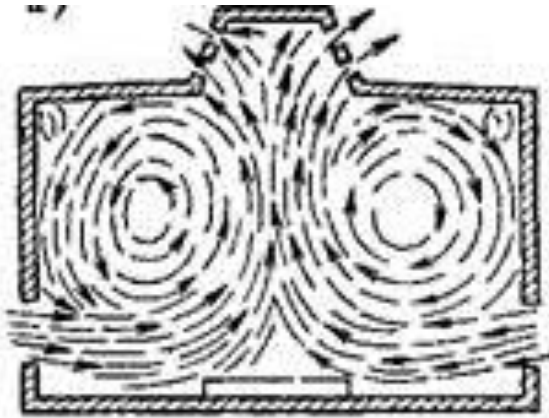


Рисунок 2.28 – Источник тепловыделений находится в центре помещения (теплый период, подача в рабочую зону)

Если источник тепловыделений приближен к одному из приточных отверстий (рисунок 2.29), то тепловые струи препятствуют проникновению приточного воздуха слева—произойдет взаимодействие тепловой и приточной струй. Струи, вливающиеся справа также отклоняют тепловую струю.

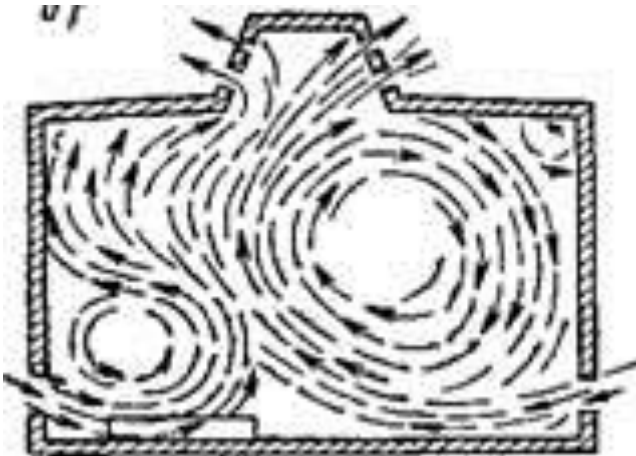


Рисунок 2.29 – Источник тепловыделений приближен к одному из приточных отверстий (теплый период, подача в рабочую зону)

Если источник тепловыделений смещен, но воздух подается лишь в одно отверстие (рисунок 2.30), то тепловая струя оттесняется к середине и образуется два кольца циркуляции

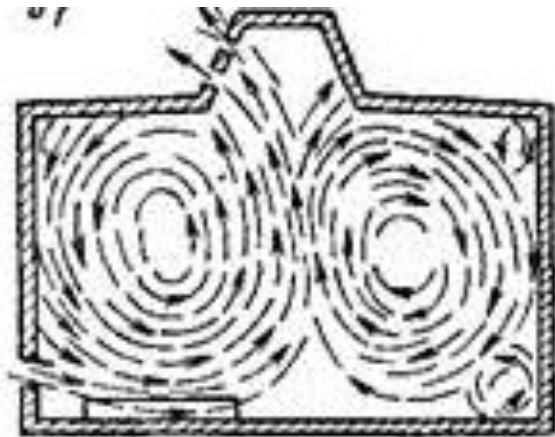


Рисунок 2.30 – Источник тепловыделений смещен, воздух подается в одно отверстие (теплый период, подача в рабочую зону)

В холодный период года при подаче воздуха через фрамуги в верхней зоне на высоте не менее 4 м от пола (рисунок 2.31) опускающаяся струя разветвляется у пола и образует два кольца циркуляции. В правом – пониженные температуры.

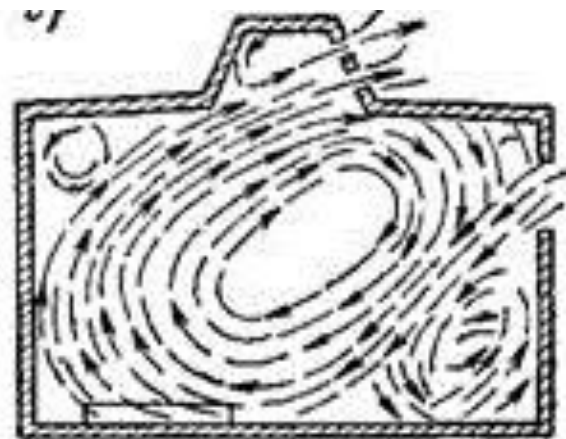


Рисунок 2.31 – Приток через фрамуги в верхней зоне в холодный период

## 2.4 Принципиальные схемы организации воздухообмена

Эффективность вентиляционных процессов обеспечения микроклимата помещения зависит от того, насколько правильно выбрана схема организации воздухообмена, т.е. места подачи и удаления воздуха системами вентиляции с учетом конкретных условий. Как было рассмотрено выше, основную роль распределение параметров воздуха в объеме помещения играют приточные устройства. Влияние вытяжных устройств на организацию потоков воздуха в помещении обычно незначительно. В то же время общая эффективность вентиляции зависит от правильной организации вытяжки воздуха из помещения и взаимного расположения притока и вытяжки.

Для оптимальной организации воздухообмена следует учитывать следующие факторы:

- строительно-планировочные особенности помещения (габариты помещения);
- характер технологического процесса;
- вид и интенсивность поступления вредностей (сочетание различных видов вредности);
- взрыво – и пожароопасность помещения;
- особенности распространения вредностей в помещении;
- размещение в объеме помещения оборудования, рабочих мест.

Особенности распространения вредностей зависит от их свойств (плотности, а для пыли дисперсности). Кроме того, большое значение имеет интенсивность тепловых потоков, которые могут перемещать пары и газы, имеющие плотность значительно выше плотности воздуха, а также пыль в верхнюю зону помещения. При отсутствии теплоизбытков более легкие, чем воздух и газы поднимаются в верхнюю зону помещения. Газы более тяжелые, чем воздух накапливаются в рабочей зоне над полом.

Общие принципы организации воздухообмена заключаются в следующем:

- местная вытяжная вентиляция должна локализовать вредные выделения в местах их образования, предотвращая распространение их по помещению;
- общеобменная вентиляция должна разбавлять и удалять вредные выделения, поступающие в помещение,

обеспечивая в рабочей или обслуживаемой зоне допустимые значения параметров микроклимата и предельно допустимые концентрации вредных веществ;

- объемы приточного и вытяжного воздуха должны исключать с учетом воздушного режима здания перетекание загрязненного воздуха из помещений с выделением вредных веществ в другие помещения.

Выбор принципиальной схемы организации воздухообмена следует осуществлять в каждом конкретном случае, учитывая все особенности помещения, однако при этом следует придерживаться следующих основных правил, рекомендуемых [14].

#### **По притоку:**

В помещениях жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий приточный воздух следует подавать таким образом, чтобы обеспечить требуемые параметры микроклимата в пределах обслуживаемой или рабочей зоны.

В помещениях **жилых** зданий приточный воздух следует подавать из воздухораспределителей, расположенных в верхней зоне (смесительная вентиляция). В помещениях общественного назначения (с избытком или недостатком теплоты) возможно применение как смесительной, так и вытесняющей вентиляции (подача приточного воздуха через специальные воздухораспределители непосредственно в обслуживаемую зону и удаление воздуха из верхней зоны помещения).

В помещениях со значительными **влаговыделениями** при тепловлажностном отношении 4000 кДж/кг и менее следует подавать часть приточного воздуха с температурой выше температуры точки росы внутреннего воздуха в зоны возможной конденсации влаги на ограждающих конструкциях здания.

В **производственные помещения** приточный воздух следует подавать в рабочую зону из воздухораспределителей:

а) горизонтальными струями, выпускаемыми в пределах или выше рабочей зоны, в том числе при вихревой воздухоподаче;

б) наклонными (вниз) струями, выпускаемыми на высоте 3 м и более от пола;

в) вертикальными струями, выпускаемыми на высоте 4 м и более от пола.

При **незначительных избытках** теплоты приточный воздух допускается подавать из воздухораспределителей (в том числе перфорированных), расположенных в верхней зоне производственных помещений.

В помещениях с **выделениями пыли** приточный воздух следует, как правило, подавать струями, направленными сверху вниз из воздухораспределителей, расположенных в верхней зоне.

Приточный воздух следует направлять так, чтобы воздух не поступал через зоны с большим загрязнением в зоны с меньшим загрязнением и не нарушал работы местных отсосов. Приточный воздух следует подавать на постоянные рабочие места, если они находятся вблизи источников вредных выделений, у которых невозможно устройство местных отсосов.

#### **По вытяжке:**

Удаление воздуха из помещений системами вентиляции следует предусматривать из зон, в которых воздух наиболее загрязнен или имеет наиболее высокую температуру или энтальпию. При выделении пыли и аэрозолей в помещениях без тепловыделений удаление воздуха системами общеобменной вентиляции следует предусматривать из нижней зоны.

В **производственных** помещениях с тепловыделениями и выделениями вредных или горючих газов или паров загрязненный воздух следует удалять из верхней зоны в объеме не менее однократного воздухообмена в 1 ч в помещениях высотой 6 м и менее; не менее 6 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>2</sup> в помещениях высотой более 6 м.

Приемные отверстия для удаления воздуха системами общеобменной вытяжной вентиляции из верхней зоны помещения следует размещать:

а) под потолком или покрытием, но не ниже 2 м от пола до низа отверстий – для удаления избытков теплоты, влаги и вредных газов;

б) не ниже 0,4 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий – для удаления взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей (кроме смеси водорода с воздухом);

в) не ниже 0,1 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий в помещениях высотой 4 м и менее или не ниже 0,025 высоты помещения (но не более 0,4 м) в помещениях высотой более 4 м – для удаления смеси водорода с воздухом.

Приемные отверстия для удаления воздуха системами общеобменной вентиляции из нижней зоны следует размещать на уровне до 0,3 м от пола до низа отверстий.

Расход воздуха через местные отсосы, размещенные в пределах рабочей зоны, следует учитывать как удаление воздуха из этой зоны.

При организации воздухообмена в помещениях возможно применение следующих схем.



### **Снизу –вверх.**

В производственных помещениях при одновременном выделении теплоты и газов или теплоты и пыли. Подача в рабочую зону; удаление из верхней зоны.



**Сверху- вниз.** При выделении в помещении газов, паров летучих жидкостей (бензина, спиртов и др.), пыли, а также одновременном выделении пыли и газов. Подача сосредоточенно в верхнюю зону. Удаление местной вытяжной вентиляцией из рабочей зоны и системой общеобменной вентиляции из нижней зоны



**Сверху-вверх.** В производственных помещениях при одновременном выделении теплоты, влаги и сварочного аэрозоля только влаги или во вспомогательных помещениях производственных зданий при борьбе с теплоизбытками. Подача в верхнюю зону и удаление из верхней зоны.



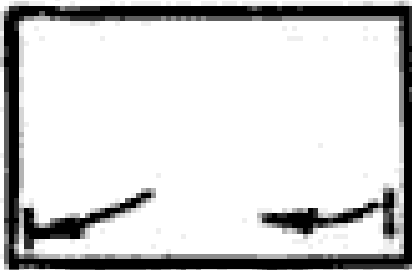
**Снизу-вверх и вниз** или однозональный приток в нижнюю зону (рабочую) и двухзональная вытяжка (общеобменная из верхней и нижней зоны). При выделении паров и газов с различными плотностями и недопустимостью их скопления в верхней зоне из-за опасности взрыва

или отравления людей (малярные цеха, аккумуляторные и т.д.).



**Сверху и снизу-вверх** или двухзональный приток (в верхнюю зону и рабочую) и однозональная вытяжка из верхней зоны при одновременном выделении теплоты и влаги или только влаги, при поступлении пара через неплотности производственной арматуры, с открытых поверхностей ванн,

смоченных поверхностей пола. Для предотвращения туманообразования и капель с потолка приток в верхнюю зону подают перегретым по сравнению с воздухом, подаваемым в рабочую зону.



**Снизу-вниз.** Может применяться при устройстве местной вентиляции

## 2.6 Процессы изменения состояния влажного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования помещений

В вентиляционных процессах, регулирующих микроклимат в помещении, происходят изменения тепловлажностного состояния воздуха. Построение процессов необходимо для выбора схемы обработки воздуха и расчета затрат теплоты, холода и влаги, необходимых для такой обработки. Изменения тепловлажностного состояния воздуха удобно прослеживать и рассчитывать с помощью  $i - d$  - диаграммы.

### 2.6.1 $i-d$ – диаграмма влажного воздуха

На основе уравнений:

$$d = 623 \frac{P_n}{B - p_n}; \quad d = 623 \frac{\varphi \cdot P_n}{B - \varphi \cdot P_n};$$

$$i = 1,005t + \frac{(2,500 + 1,8t)d}{1000} \quad (2.9)$$

профессор Л.К. Рамзин в 1918 г. составил так называемую  $i-d$  – диаграмму, широко используемую в расчетах вентиляции, кондиционирования воздуха, осушки и других процессах, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В  $i-d$  – диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха:  $i, d, t, \varphi, p_n$  для заданного барометрического давления. Постоянные значения (const) этих параметров представлены линиями.

В  $i-d$  – диаграмме выбраны в качестве координат параметры  $i$  и  $d$ . Для обеспечения четкого графического изображения параметров влажного воздуха диаграмма построена в косоугольной системе координат, где ось ординат  $i$ ,  $\frac{кДж}{кг}$ , проведена вертикально, а ось абсцисс  $d, \frac{г}{кг}$ , под углом  $135^\circ$  к оси  $i$ . Это позволяет расширить на  $i-d$  – диаграмме область ненасыщенного воздуха (рисунок 2.32).

Для удобства ось  $d$  на диаграмме не вычерчивается, а вместо нее через начало координат проводится горизонтальная вспомогательная линия, на которой откладываются значения влагосодержаний. Через полученные точки проводятся вертикали, представляющие собой линии постоянного влагосодержания  $d - const$ .

На поле диаграммы нанесены также линии  $i - const, t - const$ . Изотермы не параллельны между собой и чем



выше температура влажного воздуха, тем больше отклоняются вверх его изотермы.

Кроме линий постоянных значений  $i, d, t$  на поле  $i-d$  – диаграммы нанесены линии постоянных значений относительной влажности воздуха  $\varphi - const$ . Кривая, соответствующая  $\varphi = 100\%$ , является геометрическим местом точек, соответствующих состоянию полного насыщения воздуха водяными парами (кривую  $\varphi = 100\%$  иногда называют пограничной кривой). Эта кривая построена по экспериментальным данным зависимости давления водяного пара в насыщенном состоянии от температуры (эти данные приводятся в специальных таблицах термодинамического состояния, влажного воздуха, составленных М. П. Вукаловичем).

Все поле  $i-d$  – диаграммы разделено линией  $\varphi = 100\%$  на две части. Выше этой линии расположена область **ненасыщенного** влажного воздуха. Линия  $\varphi = 100\%$  соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже этой линии – область **перенасыщенного** воздуха (воздуха в метастабильном состоянии, область тумана).

Если положение изотерм  $t - const$  и изоэнтальпий  $i - const$  в  $i-d$  – диаграмме практически не зависит от барометрического давления  $B$ , то положение кривых  $\varphi - const$  меняется в зависимости от  $B$ . При повышении  $B$  линия насыщения на  $i-d$  – диаграмме смещается вверх, а при понижении – вниз, но при изменениях  $B$  в пределах  $\pm 10 \text{ мм.рт.ст.}$  эти изменения незначительны, и их можно не учитывать.

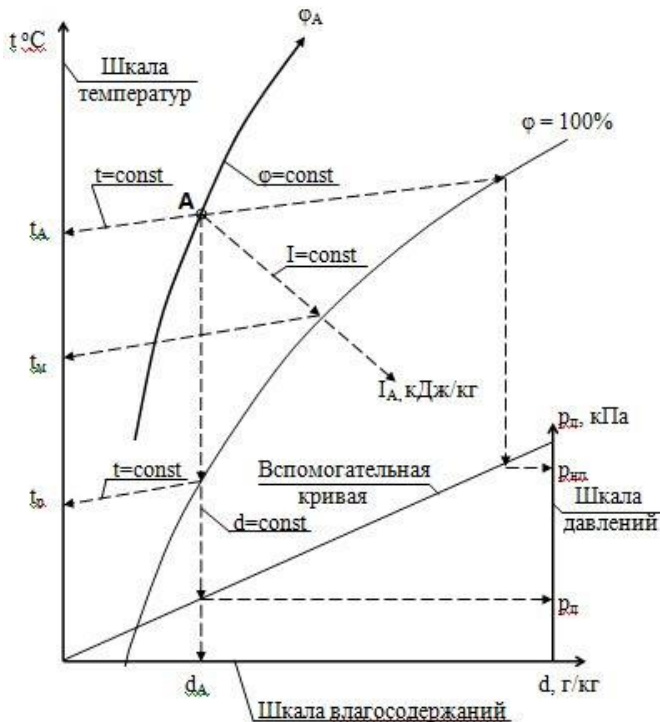


Рисунок 2.32 – Принципиальная схема  $i-d$  – диаграммы

Наиболее часто применяется на практике  $i-d$  – диаграмма, составленная для  $V=760$  мм рт. ст. или для  $V=745$  мм. рт. ст., характерном для центральных районов России, расположенных на высоте около 200 м над уровнем моря.

В нижней части  $i-d$  – диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Эта кривая связывает влагосодержание  $d$  с парциальным давлением (упругостью) водяных паров  $P_n$ . Для любой точки  $i-d$  – диаграммы соответствующее

$P_n$  определится, если провести вниз линию по  $d - const$  до пересечения с линией  $P_n$ , т. К. линии постоянного парциального давления совпадают с линиями  $d - const$  (рисунок 2.32).

По контуру  $i-d$  – диаграммы построена шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха  $\mathcal{E}$ .

На  $i-d$  – диаграмме каждая точка обозначает вполне определенное физическое состояние воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти ( $i, d, t, \varphi, p_n$ ) параметров состояния. Остальные три могут быть определены по  $i-d$  – диаграмме как производные.

Пользуясь  $i-d$  – диаграммой, можно получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха:

температуру точки росы воздуха  $t_p$  и температуру мокрого термометра  $t_m$ .

**Температурой точки росы** называется та температура, до которой надо охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

Для получения этой температуры нужно на  $i-d$  – диаграмме от точки, соответствующей данному состоянию воздуха, опустится по линии  $d-const$  до пересечения с линией  $\varphi = 100\%$ . Проходящая через точку пересечения линия

$t-const$  будет соответствовать значению  $t_p$  (рисунок 2.32).

**Температура мокрого термометра** – это такая температура, которую принимает влажный воздух при достижении насыщенного состояния и сохранении постоянной энтальпии воздуха, равной начальной, т. Е. это предельная температура адиабатического охлаждения.

В  $i-d$  – диаграмме температуре  $t_m$  соответствует линия  $t-const$ , проходящая через точку пересечения линии  $i-const$  заданного состояния воздуха с линией  $\varphi = 100\%$  (рисунок 2.32).

## 2.6.2 Процессы изменения состояния влажного воздуха

Процессы изменения состояния воздуха происходят постоянно в помещениях, а также в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Воздух подвергается нагреванию, охлаждению, увлажнению, осушке, а также применяется смешивание влажного воздуха с различными параметрами. Все эти процессы могут быть изображены и прослежены в  $i - d$  – диаграмме.

В общем виде процесс перехода воздуха из одного состояния в другое на поле  $i - d$  – диаграммы изображается прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажного воздуха. Если воздух изменил свое состояние от начальных значений  $i_1, d_1$  (точка 1) до конечных значений  $i_2, d_2$  (точка 2), то линия, соединяющая эти точки, характеризует изменение тепловлажностного состояния воздуха и называется **«лучом процесса»** (рис. 5.1). положение луча процесса в  $i - d$  – диаграмме определяют **угловым коэффициентом**  $\varepsilon$ , который представляет собой отношение

$$\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 \quad (2.10)$$

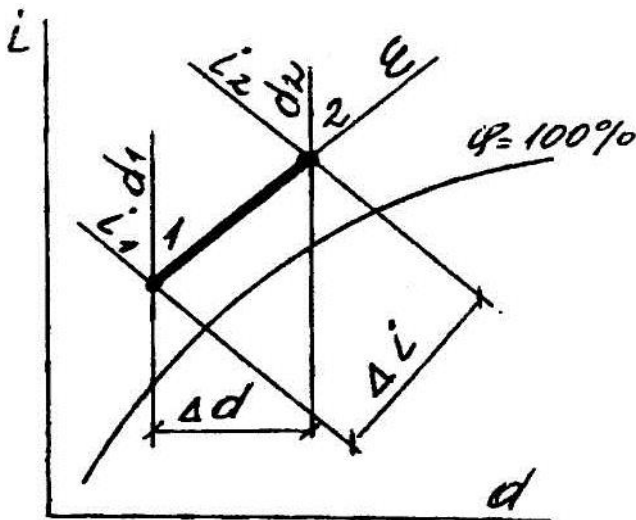


Рисунок 2.33 – Изображение луча процесса изменения состояния воздуха в i-d-диаграмме

Коэффициент  $\varepsilon$  измеряется в кДж/кг<sub>влаги</sub>, его называют также тепловлажностным коэффициентом, т.к. он показывает величину приращения, количества теплоты на 1 кг полученной (или отданной) воздухом влаги.

Выражение (5.1) можно преобразовать, умножив числитель и знаменатель на расход воздуха  $G$ , кг/ч, участвующего в процессе:

$$\varepsilon = \frac{(i_2 - i_1)G}{(d_2 - d_1)G} \cdot 1000 = \frac{Q_{\text{п}}}{W_{\text{изб}}}, \quad (2.11)$$

где  $Q_{\text{п}}$  – поток полной теплоты, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кДж/ч;

$W_{\text{изб}}$  – расход влаги, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч.

Для того, чтобы построить на i – d – диаграмме луч процесса, можно использовать нанесенные на полях диаграммы деления (риски) угловых коэффициентов. Все они сходятся в начале коор-

динат – точке 0. Изменение состояния воздуха с одинаковыми тепловлажностными отношениями изображаются на  $i - d$  – диаграмме параллельными линиями.

Если известны тепловлажностный коэффициент  $\mathcal{E}$  и начальные параметры воздуха, то для построения луча процесса необходимо данное деление (рисунок) соединить с началом координат и перенести линию углового коэффициента параллельно самой себе до встречи с точкой, которая характеризует начальные параметры воздуха.

Изображение на  $i - d$  – диаграмме характерных случаев изменения тепловлажностного состояния воздуха представлено на рисунке 2.34.

1. Простейшим является **процесс нагрева** воздуха о результате контакта с сухой нагретой поверхностью, при котором он получает только явную конвективную теплоту. При этом влагосодержание воздуха остается постоянным, а луч процесса изображается прямой, параллельной линии  $d - \text{const}$  направлен снизу вверх (линия 1 - 2),  $\mathcal{E} = +\infty$ . Нагревание при постоянном влагосодержании осуществляется, например, в поверхностных воздухонагревателях. Количество подводимой к 1 кг воздуха теплоты определяется приращением теплосодержания. Для  $G$ , кг/ч, воздуха, участвующего в процессе количество теплоты  $Q$ , кДж/ч, может быть определено по формуле:

$$Q = G \cdot c(t_2 - t_1) = G(i_2 - i_1) \quad (2.12)$$

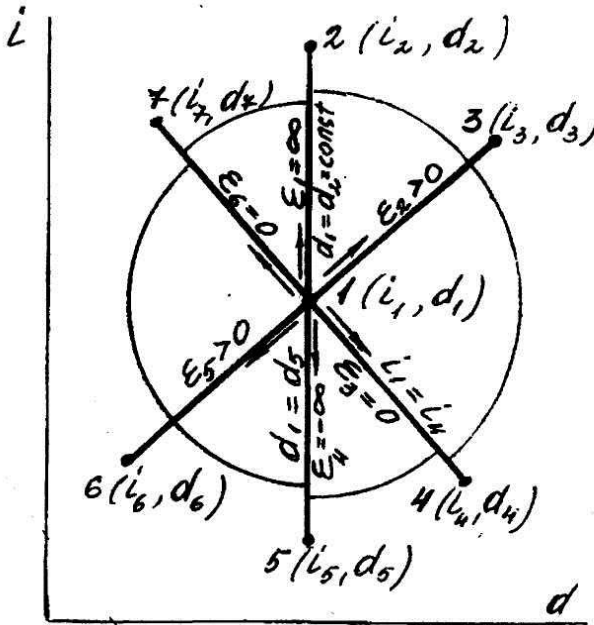


Рисунок 2.34 – Изображение на i-d-диаграмме процессов изменения состояния воздуха

2. Воздух поглощает одновременно теплоту и влагу, т.е. нагревается и увлажняется (линия 1 – 3),  $\mathcal{E} > 0$ . Такой процесс возможен в помещении, где приточный воздух, поданный в помещение, ассимилирует теплоту и влагу.

Количество воздуха, необходимое для ассимиляции теплоизбытков  $G_Q$ , кг/ч, определяется по формуле

$$G_Q = \frac{3,6Q_{изб.}}{C(t_3 - t_1)} \quad \text{или} \quad G_Q = \frac{3,6Q_{изб.}}{i_3 - i_1}, \quad (2.13)$$

где  $Q_{изб.}$  – количество избыточной теплоты, Вт;

$C$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг °С);

Количество воздуха, необходимое для ассимиляции влаги, поступающей в помещение, определяется по формуле

$$G_w = \frac{W \cdot 10^3}{d_3 - d_1}, \quad (2.14)$$

где  $W$  – количество поступающей в помещение влаги, кг/ч.

3. Воздух поглощает влагу при  $i = \text{const}$ .  $\varepsilon = 0$  (линия 1-4). Такой процесс называется **адиабатным** (повышение влагосодержания при постоянной энтальпии). Широко применяется в системах кондиционирования в оросительной камере, где через форсунки распыляется вода. Температура воды постепенно устанавливается равной температуре мокрого термометра  $t_m$ . Воздух, находясь в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра, теряет явную теплоту, которая затрачивается на испарение воды. В то же время воздух получает такое же количество скрытой теплоты с водяными парами. Энтальпия остается постоянной т.к. притока теплоты практически нет.

Практически в камерах орошения воздух можно увлажнить до 90 – 95 %.

4. Воздух отдает теплоту при  $d = \text{const}$  (линия 1-5). Уменьшается  $i$ .  $\varepsilon = -\infty$ .

Охлаждение воздуха по  $d = \text{const}$  (как и нагревание) может быть осуществлено в поверхностных теплообменниках (воздухоохладителях). При охлаждении луч направлен вертикально вниз и может быть продолжен **только до точки росы**, расположенной на  $\varphi = 100\%$ . Дальнейшее охлаждение будет идти по линии насыщения и сопровождаться конденсацией паров и осушкой воздуха.

Расход холода  $Q_x$ , кДж/ч в воздухоохладителе для  $G$ , кг/ч, воздуха, участвующего в процессе, может быть определен по формуле

$$Q_x = G \cdot c(t_5 - t_1) = G(i_5 - i_1). \quad (2.15)$$

5. Воздух отдает теплоту и влагу, т.е. идет охлаждение и осушка (линия 1-6).  $\varepsilon \neq 0$  ( $\Delta i$  и  $\Delta d$  имеют отрицательные знаки).



Этот процесс может быть в камере орошения и других установках. Для охлаждения и осушки в оросительной камере должна установиться температура ниже точки росы, что достигается подачей к форсункам охлажденной воды.

б. Воздух отдает влагу при постоянной энтальпии, т.е. уменьшается  $d$  при  $i = \text{const}$ . Воздух осушается.  $\mathcal{E} = 0$  (линия 1-7).

Процесс осушки при  $i = \text{const}$  можно осуществить с помощью **абсорбентов**, (например концентрированных растворов солей хлористого кальция, хлористого лития и др.) или **адсорбентов** (например, силикагеля).

Наружный воздух, подаваемый в помещение, в ряде случаев предварительно смешивают с внутренним воздухом (имеет место рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные с перемешиванием масс воздуха разного состояния.

Процесс смешивания воздуха в  $i - d$  – диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию смешиваемых масс воздуха. Точка смеси всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, длины которых обратно пропорциональны смешиваемым массам воздуха.

Если смешивается воздух состояния А массой  $G_A$  и воздух состояния Б массой  $G_B$  (рисунок 2.35), то точка смеси С будет лежать на линии АБ и разделит ее на отрезки отношение длин которых

$$\frac{AC}{BC} = \frac{G_B}{G_A} \quad (2.16)$$

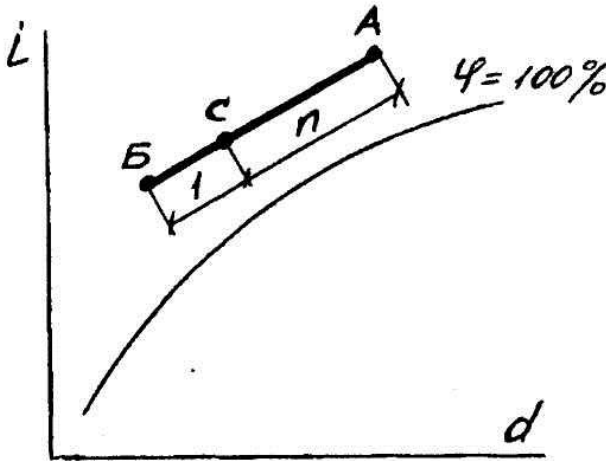


Рисунок 2.35 – Изображение на i-d-диаграмме процесса смешивания воздуха

Пропорцию можно составить и в другом виде

$$\frac{AB}{(G_A + G_B)} = \frac{AC}{G_B} \quad (2.17)$$

Если обозначить пропорцию смеси  $n = \frac{G_A}{G_B}$ , то для нахождения положения точки смеси С, нужно прямую АВ разделить на количество частей  $n + 1$  и от точки В отложить отрезок, равный 1 части, оставив  $n$  частей до точки А.

Точку С на прямой АВ можно определить по вычисленному значению энтальпии смеси  $i_C$  из уравнения теплового баланса или влагосодержания смеси  $d_C$  из уравнения материального баланса по водяным парам.

$$G_A i_A + G_B i_B = (G_A + G_B) i_C; \quad (2.18)$$

$$G_A d_A + G_B d_B = (G_A + G_B) d_c \quad (2.19)$$

Соответственно получим:

$$i_c = \frac{G_A i_A + G_B i_B}{G_A + G_B} ; \quad (2.20)$$

$$d_c = \frac{G_A d_A + G_B d_B}{G_A + G_B} \quad (2.21)$$

Возможен случай, когда точка смеси окажется в области ниже линии  $\varphi = 100\%$  (рис. 2.36), т. е. в области тумана.

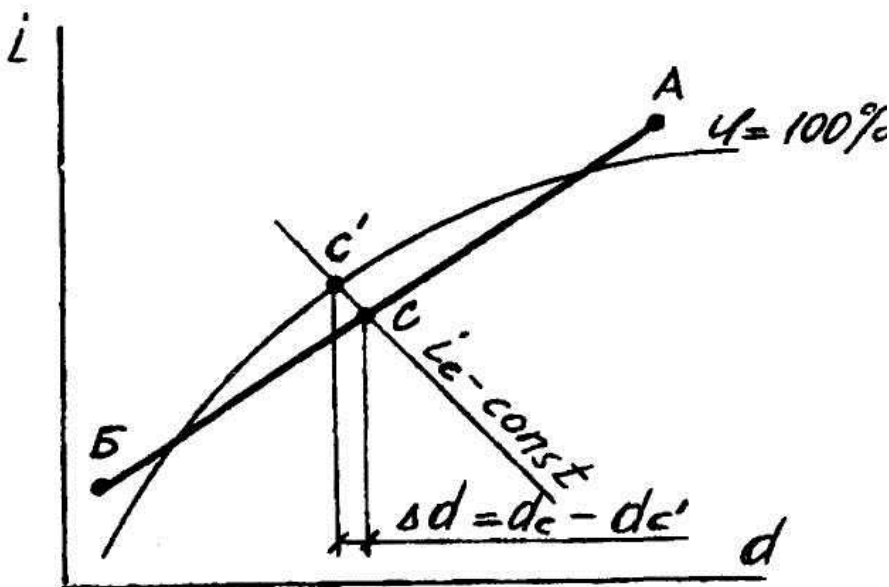


Рисунок 2.36 – Изображение на i-d-диаграмме процесса смешивания воздуха при расположении точки смеси ниже линии  $\varphi = 100\%$

Это значит, что при смешивании происходит конденсация водяных паров и выпадение конденсата из воздуха. Если принять, что температура выпадающей влаги близка к температуре мокрого термометра, которой соответствует ( $i_{c\text{-const}}$ ) точка смеси С, то действительные параметры точки смеси С' будут соответствовать пересечению линий  $i_{c\text{-const}}$  и  $\varphi = 100\%$ . Количество выпавшей из 1 кг воздуха влаги

$$\Delta d = d_c - d_{c'} \quad (2.22).$$

### 2.6.3 Процессы тепло- и массообмена воздуха с водой в аппаратах кондиционирования

Процесс увлажнения или осушки, а также охлаждения или нагревания воздуха можно осуществить, вводя его в контакт с водой. Для этого воздух пропускают через камеры орошения, в которых разбрызгивается вода, или продувают через пористые слои либо оребренные поверхности, орошаемые водой.

Если температура воды в период соприкосновения остается ниже температуры росы входящего в камеру воздуха, то происходит его осушка; если температура воды выше точки росы, то происходит увлажнение.

Процессы осушки воздуха водой сопровождаются его охлаждением, процессы же увлажнения могут сопровождаться охлаждением или нагреванием воздуха в зависимости от температуры воды.

Граничный (переходный) тонкий слой между водой и воздухом состоит из молекул воды и воздуха. В результате их перемешивания в этом тонком слое образуется насыщенный парами воды воздух, а его температура равна температуре воды. Состояние воздуха в этом слое можно определить по температуре воды, считая его относительную влажность  $\varphi$  равной 100 %. Поэтому процесс тепло- и влагообмена воздухом и водой можно рассматривать в  $i$ - $d$ -диаграмме как процесс смешения воздуха данного состояния с насыщенным воздухом при температуре воды.

Если точка А- начальное состояние воздуха, а  $t_w$  – температура воды, то состояние насыщенного воздуха, (граничного слоя) находят в  $i$ - $d$ -диаграмме на пересечении изотермы  $t_w\text{-const}$  с кривой  $\varphi=100\%$ , т.е. в точке Б (рисунок 2.37), и процесс смешивания изобразится прямой А–Б.

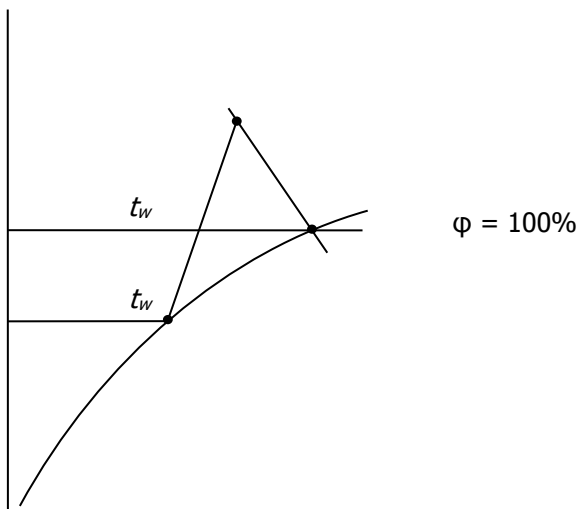


Рисунок 2.37 – Изображение на i-d-диаграмме процесса смешивания воздуха с насыщенным воздухом граничного слоя

Положение точки смеси на прямой зависит от площади поверхности теплообмена, продолжительности контакта, параметров воздуха и воды, их количества. В расчетах используют так называемый коэффициент орошения  $\mu$  кг/кг, который равен количеству (в кг) разбрызгиваемой воды  $W$  на 1 кг воздуха  $G$ , т.е.

$$\mu = \frac{W}{G} \tag{2.23}$$

Обычно принимается, что точка смеси, определяющая параметры воздуха после орошения, устойчиво может находиться на линии  $\phi=90-95\%$ .

При теплообмене температура воды несколько изменяется и для построения процесса принимается некоторая промежуточная температура.

Если вода будет циркулировать по замкнутому циклу, т.е. ей не сообщается и не отводится теплота, то температура воды будет

стремиться к некоторой постоянной величине, называемой **пределом охлаждения**, после него температура воды остается неизменной.

Эта температура может быть найдена на *i-d* диаграмме, если из точки А, выражающей первоначальное состояние воздуха (рисунок 2.37) провести линию *I-const* до пересечения с  $\phi=100\%$  в точке С. Тогда изотерма, проведенная из этой точки, покажет искомую установившуюся температуру воды  $t_{w\text{уст}}$ . Эту температуру еще называют равновесной, т.е. одинаковой с температурой воздуха.

*Наиболее характерные случаи изменения состояния воздуха при контакте с водой представлены на рисунке 2.38*

Начальное состояние воздуха на *i-d* диаграмме обозначено точкой А

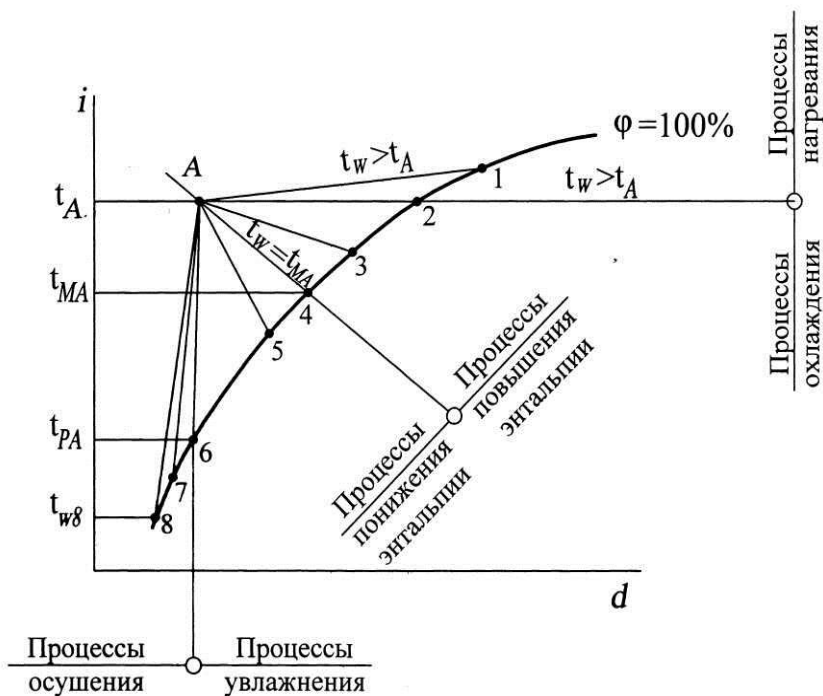


Рисунок 2.38 – Изображение на *i-d* диаграмме процессов тепло- и влагообмена с водой при различных температурах

При контакте воздуха с водой, имеющей температуру больше температуры воздуха ( $t_w > t_a$ ), происходит увлажнение и нагрев воздуха (А-1). Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии (т.е. теплота, необходимая для испарения, берется от самой воды, вследствие чего вода охлаждается).

При температуре воды равной температуре воздуха ( $t_w = t_a$ ) воздух увлажняется, не изменяя своей температуры (А-2). На испарение расходуется теплота воды.

При температуре воды в точке 3 ниже температуры воздуха, но выше температуры мокрого термометра ( $t_{MA} < t_m < t_a$ ) происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Теплота на испарение поступает от воздуха и частично от воды.

Если вода имеет температуру, равную температуре мокрого термометра ( $t_w = t_{MA}$ , точка 4), происходит изоэнтальпийное увлажнение воздуха (А-4). Теплота для испарения поступает только от воздуха и ему же возвращается в виде теплоты парообразования.

В точке 5 температура воды соответствует условию  $t_{pA} < t_w < t_{MA}$  ( $t_{pA}$ -температура точки росы). Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается (А-5). Теплота воздуха идет на испарение и на нагрев воды.

Если температура воды равна температуре точки росы ( $t_w = t_{pA}$ , точка 6), происходит охлаждение воздуха при постоянном влагосодержании (А-6).

При температуре воды ниже температуры точки росы ( $t_w < t_{pA}$ ) воздух интенсивно охлаждается и осушается (А-7). Вода охлаждает воздух и отбирает теплоту, выделяющуюся при конденсации водяных паров на ее поверхности.

При дальнейшем снижении температуры воды наступит момент, когда луч процесса станет касательным к кривой  $\phi = 100\%$  (А-8). При этом температура воды будет  $t_{w8}$ , а направление этой линии является предельным для процессов обработки воздуха водой.

Тепловой баланс камеры орошения при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду характеризуется уравнением

$$Q = G (i_H - i_K) = W \cdot c_w \cdot (t_{wK} - t_{wH}), \quad (2.24)$$

где  $G$  – расход воздуха, кг/ч;  
 $W$  – расход воды, кг/ч;  
 $i_H, i_K$  – начальное и конечное теплосодержание воздуха, кДж/кг;  
 $t_{wH}, t_{wK}$  – начальная и конечная температура воды, °С;

$c_w$  – удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг °С).

Уравнение можно представить в виде:

$$i_H - i_K = \frac{W}{G} \cdot c_w (t_{WK} - t_{WH}) \quad (2.25)$$

Т.к.  $\frac{W}{G} = \mu$ , то  $i_H - i_K = \mu \cdot c_w (t_{WK} - t_{WH})$  или  $\mu = \frac{\Delta i}{C_w \cdot \Delta t_w}$  (2.26)



## 3 ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Системы обеспечения микроклимата требуют больших затрат тепловой и электрической энергии. Для обеспечения таких характеристик микроклимата, как температура внутреннего воздуха и температура ограждающих конструкций, требуются значительные энергозатраты. Еще одна характеристика микроклимата – качество воздуха – определяется величиной вентиляционного воздухообмена, и также имеет энергетическое содержание. Т.е. каждая характеристика микроклимата является частью энергии, потребляемой системами климатизации.

Количественная оценка энергоэффективности систем климатизации исходит из величины суммарного **годового расхода энергии** системами, т.к. именно в годовом цикле проявляются все режимы потребления энергии. В течение года происходят изменения в тепловой нагрузке систем отопления, охлаждения и вентиляции, обусловленные годовым ходом параметров наружного воздуха и сезонными изменениями параметров микроклимата.

### 3.1 Годовой расход энергии на отопление-охлаждение

Годовой расход энергии на отопление-охлаждение определяется суммированием во времени суток и года соответствующих нагрузок на системы [6]. В качестве примера на рисунке 3.1 показана функция изменения во времени года  $t$  тепловой нагрузки на систему отопления-охлаждения  $Q_c$ .

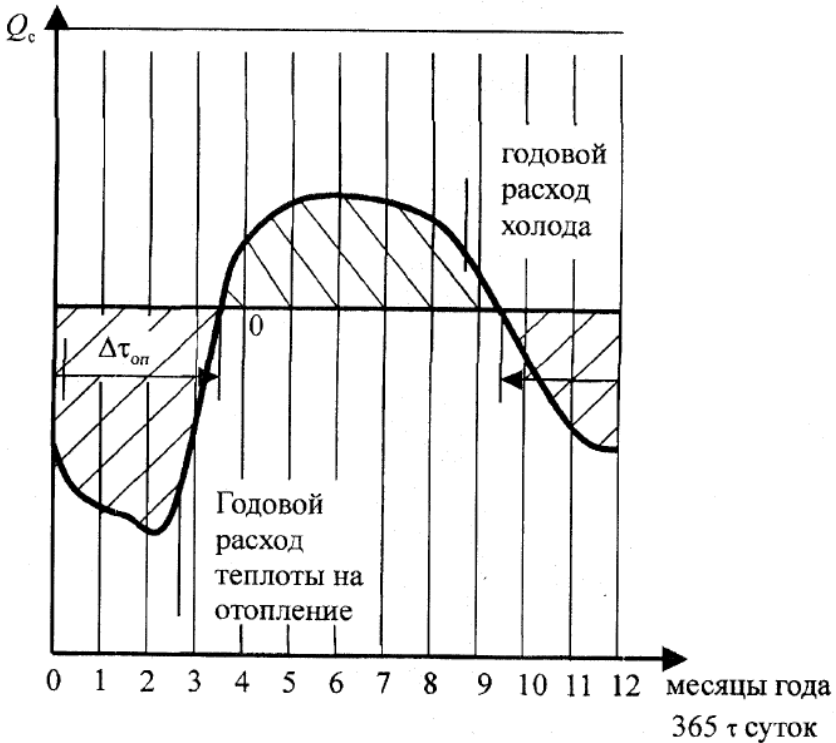


Рисунок 3.1 – Пример годового изменения средней за время работы нагрузки на систему отопления-охлаждения

Дата начала и окончания отопительного периода соответствует точкам пересечения линии тепловой нагрузки с нулевой ординатой. Площадь, ограниченная кривой  $Q_c$  и лежащая ниже нулевой ординаты, соответствует годовому расходу теплоты на отопление, а площадь под кривой выше нулевой линии – соответствует годовому расходу холода на охлаждение

Имеется в виду, что расход холода включает и тот искусственный холод, который потребляется для охлаждения помещений в жаркую часть времени года, и тот холод, который можно получить за счет естественного охлаждения при относительно низкой температуре наружного воздуха, особенно в ночное время.

Продолжительность отопительного и охладительного периодов индивидуальны для каждого помещения, но при централизованном теплоснабжении даты начала и конца отопительного периода являются общими для всех зданий. В справочных данных

продолжительность отопительного периода и годовой расход теплоты на отопление проводится по средним многолетним климатологическим данным, с которыми фактические параметры отопительного периода в отдельные годы не совпадают.

Связь величины отклонения годового расхода от среднего с частотой отклонения устанавливается **коэффициентом обеспеченности годового расхода**  $K_{об}$ .

Упрощенно потребление тепловой энергии за отопительный период системой отопления, например на стадии технико-экономического обоснования принципиальных решений,  $Q_{от}^r$ , МДж/г, можно определить следующим образом

$$Q_{от}^r = 86400 \cdot \frac{\Sigma Q_{от}}{(t_b - t_{н5})} \cdot D_d \cdot 10^{-6},$$

где  $Q_{от}$  – расчетная мощность системы отопления здания, Вт;  
 86400 – число секунд в сутках;  
 $D_d$  – градусо-сутки отопительного периода,  $^{\circ}\text{C}\cdot\text{сут}$ ;  
 $t_b$  – средняя по заданию температура внутреннего воздуха для расчета системы отопления,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{н5}$  – температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92,  $^{\circ}\text{C}$ .

При оборудовании приборов системы отопления автоматическими регуляторами из величины  $Q_{от}^r$  необходимо вычесть полезное используемое теплопоступления в помещения здания  $Q_{пост}^r$ , МДж/г. На стадии предварительных расчетов это можно сделать по выражению

$$Q_{пост}^r = 86400 \cdot q_{пост} \cdot A_{от} \cdot z_{от} \cdot K_{пост} \cdot 10^{-6},$$

где  $A_{от}$  – отапливаемая площадь здания,  $\text{м}^2$ ;  
 $q_{пост}$  – удельные теплопоступления на  $1 \text{ м}^2$  отапливаемой площади, от людей, освещения, электроприборов, солнечной радиации,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ; величину  $q_{пост}$  в общественных зданиях можно принимать в размере 10-15  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $z_{от}$  – продолжительность отопительного периода, сут.;  
 $K_{пост}$  – коэффициент полезного использования теплопоступлений.

Коэффициент полезного использования теплопоступлений меньше единицы, т.к. в конце и в начале отопительного периода, когда теплопоступления больше теплопотерь, даже при полном отключении системы отопления, останутся теплоизбытки, повышающие температуру в помещении и, следовательно, бесполезные. По

данным [8] можно принимать  $\kappa_{\text{пост}} = 0,8 - 0,85$  для тепlopоступлений от солнечной радиации, для других видов тепlopоступлений он может быть и меньше.

### 3.2 Годовой расход энергии на вентиляцию

Годовой расход энергии на вентиляцию связан с обработкой приточного воздуха.

Исходным для определения режимов нагрева и охлаждения вентиляционного воздуха является **поле параметров внутреннего воздуха «В»** (рисунок 3.2). Оно имеет форму четырехугольника и ограничено изотермами соответствующими значениям расчетных температур внутреннего воздуха  $t_b$  и кривыми относительной влажности для теплого и холодного периодов года.

Вершина «Л» - расчетное сочетание параметров для теплого периода, вершина «З» – для зимнего периода.



Рисунок 3.2 – Поля внутреннего и наружного воздуха в  $i$ - $d$ -диаграмме

В – поле параметров внутреннего воздуха; Н – поле параметров наружного воздуха; П – поле параметров приточного воздуха;

**Поле параметров наружного воздуха «Н»** представляет собой сочетание температуры  $t_n$  и относительной влажности наружного воздуха  $\phi$ , наблюдавшееся в метеосети в рассматриваемой местности. Поле ограничено линией, называемой **границей наружного климата**.

Наложим поле внутренних параметров на поле наружных параметров и проведем через вершины поля «В» лучи процессов в помещении  $\epsilon_n$ . Отложив на линиях  $\epsilon_n$  рекомендуемую разность температур внутреннего и приточного воздуха  $\Delta t$ , получим поле требуемых параметров приточного воздуха «П». Положение линий постоянных теплосодержаний  $i_1$  и  $i_2$ , проходящих через вершины поля «П», определяют границу режимов энергопотребления на обработку наружного воздуха (рисунок 3.3).

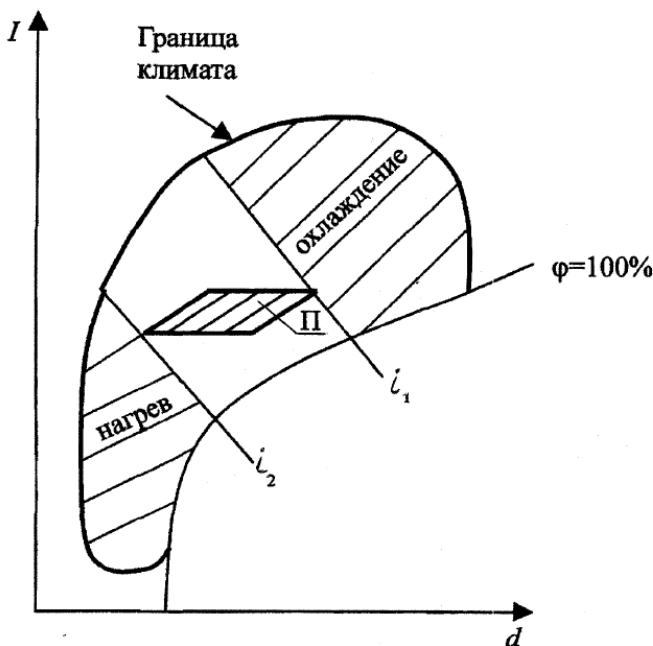


Рисунок 3.3 – К определению зоны охлаждения и нагрева наружного воздуха

Область параметров, лежащая выше изоэнтальпии  $i_1$ , соответствует режиму охлаждения наружного воздуха. При  $i_2 \leq i_n \leq i_1$ , система находится в переходном режиме, т.е. ни теплота, ни холод

не потребляются. В области параметров наружного воздуха, лежащих ниже линии  $i_2$ , система работает в режиме нагрева наружного воздуха.

Если через вершины поля «П» провести еще и линии  $d = \text{const}$ , можно определить в зависимости от текущего положения точки Н рациональные способы обработки воздуха, требующие минимальных энергозатрат.

На  $i$ - $d$ -диаграмму можно нанести **климатическую кривую**, соединяющую точки с наиболее вероятными сочетаниями  $t$  и  $\phi$ . Она проходит от точки, соответствующей параметрам Б для холодного периода года до точки с параметрами Б в теплый период. Климатическая кривая позволяет вычислить годовой расход теплоты на нагрев наружного воздуха. Пример схемы построения и расчета показана на рисунке 3.4.

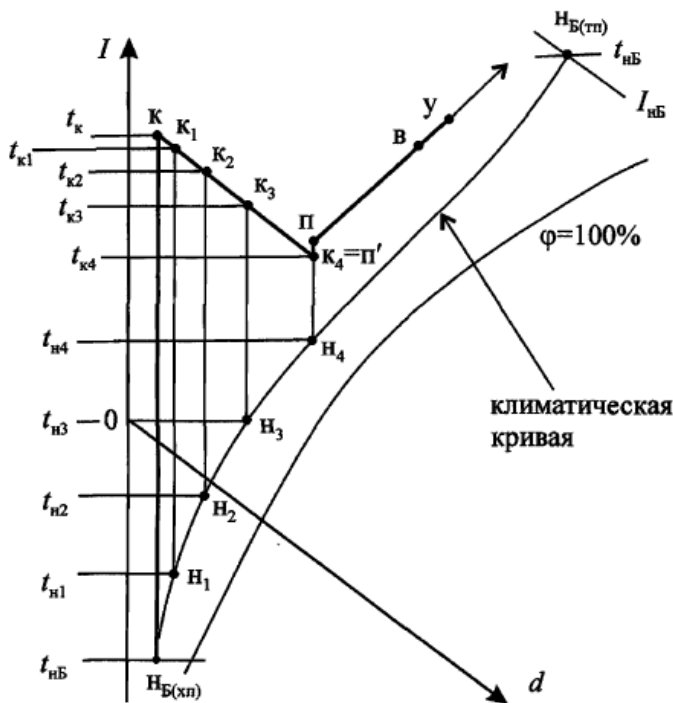


Рисунок 3.4 – Схема построения на  $i$ - $d$ -диаграмме для расчета годового потребления тепловой энергии на нагрев наружного воздуха с использованием климатической кривой

Жирной линией показана основная процесс обработки воздуха в расчетных условиях холодного периода. Наносим на диаграмму изотермы  $t_{нi}$  с некоторым интервалом (например,  $5^{\circ}$ ) и получаем на их пересечении с климатической кривой соответствующие точки состояния наружного воздуха  $H_i$ . Затем из точек  $H_i$  проводим линии  $d=\text{const}$  до пересечения с отрезком К-П', находим соответствующие точки окончания процесса нагрева  $K_i$  и определяем по построению температуры в этих точках  $t_{ki}$ .

После этого годовое энергопотребление  $Q_{\text{вент}}^{\Gamma}$ , МДж/г, вычисляется по формуле

$$Q_{\text{вент}}^{\Gamma} = G_{\text{п}} \cdot C_{\text{в}} \cdot (1 - K_{\text{эф}}) \cdot 10^{-3} \Sigma ([t_{ki} - t_{ни}] \cdot Z_i),$$

где  $Z_i$  – число часов стояния наружной температуры в интервале от  $t_{ни}$  до  $t_{ни+1}$ , определяемое по климатическим данным;

$G_{\text{п}}$  – массовый расход нагреваемого воздуха, кг/ч,  $G_{\text{п}} = L_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{в}}$ , где  $L_{\text{п}}$  – объемный расход притока,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , а плотность воздуха  $\rho_{\text{в}}$  можно принимать равной  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$C_{\text{в}} = 1,005 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{С}$  – удельная массовая теплоемкость воздуха;

$K_{\text{эф}}$  – коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора (при наличии в рассматриваемом варианте утилизации теплоты), определяемы по расчету теплоутилизационного оборудования.

На стадии предварительных вычислений можно принимать  $K_{\text{эф}} = 0,4 - 0,5$  для систем с промежуточным теплоносителем,  $0,5 - 0,55$  – для пластинчатых перекрестно-точных теплообменников и  $0,7 - 0,8$  – для вращающихся регенераторов.

Аналогично можно провести построение и расчет и для определения расхода холода в теплый период.

Ориентировочно потребление тепловой энергии за отопительный период системой вентиляции  $Q_{\text{вент}}^{\Gamma}$ , МДж/г, например на стадии технико-экономического обоснования принципиальных решений, можно определить следующим образом

$$Q_{\text{вент}}^{\Gamma} = Z_{\text{р}} \cdot G_{\text{п}} \cdot C_{\text{в}} \cdot D_{\text{д}} \cdot (1 - K_{\text{эф}}) \cdot 10^{-3},$$

где  $Z_{\text{р}}$  – число часов в сутки, когда отопительное или вентиляционное оборудование работает;

$D_{\text{д}}$  – градусо-сутки отопительного периода;

### 3.3 Энергосбережение в системах обеспечения микроклимата.

Повышение энергетической эффективности системы обеспечения микроклимата достигается за счет широкого применения при проектировании и эксплуатации зданий энергосберегающих мер.

Энергосберегающие мероприятия в системах обеспечения микроклимата имеют своей целью обеспечить заданные значения энергетических показателей микроклимата помещения при минимальном расходе энергии.

При проектировании систем климатизации следует прежде всего отдавать предпочтение **рациональным видам систем**, затем предусматривать комплекс мероприятий по **снижению нагрузки** на системы и снижению энергопотребления в процессе эксплуатации. Последнее может быть достигнуто в результате применения **эффективных методов регулирования**.

Большое влияние на энергопотребление имеют **архитектурно-планировочные** решения и **параметры теплозащиты**, которые определяют тепловую нагрузку на системы отопления, вентиляции и кондиционирования.

Помимо теплозащиты здания повысить энергетическую эффективность обеспечения микроклимата может экономическая **оптимизация конструктивных элементов здания**. Теплопоступления от солнечной радиации зависят от степени остекления фасадов, наличия солнцезащитных устройств, соотношения сторон здания и ориентации фасадов. Увеличение степени остекления приводит к возрастанию расхода теплоты на отопление-охлаждение здания.

На энергопотребление влияет **форма зданий**. Для зданий, имеющих вытянутую форму, можно выбрать такую ориентацию, при которой расход теплоты на отопление будет наименьшим.

От соотношения сторон и высоты здания зависит площадь наружных ограждений и, следовательно, величина теплопотерь.

Эффективным средством снижения тепловых нагрузок на системы климатизации служит **совмещение функций ограждений и систем**. Это, например, вентилируемые окна, в которых в холодное время утилизируется тепло вытяжного воздуха, а в теплое время удаляется поглощенное в окне тепло от солнечной радиации.

Существенно снизить тепловую нагрузку на системы вентиляции и кондиционирования в теплый период года может **ночное проветривание**, при котором воздухообмен может быть снижен



почти в 2 раза. Дополнительно воздухообмен может быть уменьшен при использовании для ночного проветривания каналы междуэтажных перекрытий.

Одним из наиболее используемых средств повышения энергоэффективности является **утилизация теплоты выбросного воздуха**. В теплообменнике теплота удаляемого вытяжными системами воздуха передается приточному воздуху, что снижает теплотребление воздухонагревателей систем вентиляции и кондиционирования. Используются теплообменники регенеративные, рекуперативные и с промежуточным теплоносителем. Последние имеют меньшую тепловую эффективность, но обладают лучшими эксплуатационными качествами.

Для повышения потенциала вторичных и возобновляемых источников энергии используют **тепловые насосы**, которые представляют собой обращенную холодильную машину, с помощью которой можно извлечь тепло из среды с относительно низкой температурой, т.е. низкопотенциальное тепло.

Одним из неисчерпаемых источников тепла является **солнечная энергия**, которая используется в гелиоустановках.

Снизить энергопотребление системами обеспечения микроклимата могут **энергоэффективные режимы работы**. Это периодическая работа систем отопления, при которой в период, когда помещение не эксплуатируется, в нем поддерживается более низкая температура, периодическое вентилирование.

Таким образом ясно, что в целом снизить энергопотребление системами обеспечения микроклимата можно, объединив в комплексе все устройства и технологии по снижению энергопотребления до уровня, при котором сохраняются требуемые параметры микроклимата в помещении. Это возможно при наличии системы **автоматизированного управления**.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление. /В.Н. Богословский и др.; Под ред. И.Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с. (Справочник проектировщика).
2. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3 Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1. / В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992 – 319 с. (Справочник проектировщика).
3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2. / Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992 – 416 с. (Справочник проектировщика).
4. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – Введ. 1989-01-01. – М.: Стандартиформ, 2008. – 48 с.
5. ГОСТ 30494—2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 2013-01-01. – М.: Стандартиформ, 2013. – 12 с.
6. Кувшинов Ю.Я., Самарин О.Д. «Основы обеспечения микроклимата зданий»: Учеб. Для вузов. М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2012. – 200 с.
7. Малявина Е.Г. Строительная теплофизика. Учебное пособие – М.: МГСУ, 2011– 152 с.
8. Малявина Е.Г. Теплотери здания: справочное пособие – М.: АВОК-ПРЕСС, 2011–144с.
9. Полушкин В.И., Русак О.Н., Бурцев С.И., Анисимов С.М., Васильев В.Ф. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Теоретические основы создания микроклимата в помещении. С.– П.: Профессия, 2002. 160 с.
10. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Введ. 1996-10-01. – М.: Минздрав России, 1997. – 20 с.
11. Сканава А.Н., Махов Л.М. Отопление: Учебник для ВУЗов.– М.: Издательство АСВ, 2002. – 576 с.
12. Скорик Т.А., Глазунова Е.К. Основы обеспечения микроклимата зданий (включая теплофизику здания). Часть 1: учебное пособие. – Ростов н/Д: ДГТУ, 2017. – 155 с.

13. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – Введ. 2013-07-01. М.: Минрегион России, 2012. – 96 с.

14. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Введ. 2013-01-01. М.: Минрегион России, 2012. – 76 с.

15. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\* – Введ. 2013-01-01. М.: Минрегион России, 2012. – 109 с.