

ВЕНТИЛЯЦИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ

Этим материалом редакция журнала «Мир Климата» продолжает публикацию глав из книги «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий». Автор Краснов Ю.С.

(начало в «Мир Климата» №45)

ПРИМЕР РАСЧЕТА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ РЕСТОРАНА НА 60 ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ И ГОРЯЧЕГО ЦЕХА

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

- Место строительства — г. Москва.
- Размер обеденного зала: 10x18 м, площадь 180 м², высота 3,6 м.
- Размер горячего цеха: 10x9,5 м, площадь 95 м², высота 3,6 м.
- Размер раздаточного проема: высота 1 м, ширина по расчету.

В помещении обеденного зала рассчитывается система кондиционирования с перетеканием части подачи системы в горячий цех через раздаточный проем, в горячем цехе — вентиляция.

В обеденном зале 6 окон размером 1,5x2 м, ориентированных на юго-запад и снабженных внутренними светлыми шторами. Окна — одинарный стеклопакет с твердым селективным покрытием с термическим сопротивлением $R_{ок} = 0,58 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

В горячем цехе 3 окна таких же размеров и той же ориентации, но без штор.

Ресторан пристроен к административному зданию.

Система отопления рассчитана на внутреннюю температуру в обеденном зале:

$t_{в} = 16^\circ\text{C}$, в горячем цехе: $t_{в} = 5^\circ\text{C}$.

Тепловые потери: обеденный зал 4800 Вт, горячий цех: 2100 Вт.

Расчетное число посетителей и персонала:

Обеденный зал: посетителей 60 чел. (женщин 50%), категория работы — легкая;

Официанты и оркестр: 18 человек, работа средней тяжести.

Горячий цех: повара 6 чел, работа средней тяжести.

В горячем цехе установлено типовое секционное модулированное оборудование, снабженное приточно-вытяжными локализирующими устройствами.

Таблица 24.3

Характеристика технологического оборудования, установленного в горячем цехе

Наименование оборудования	Марка	Установочная мощность, кВт	Кол-во единиц оборудования	Кэф-т загрузки, Кз	Подача воздуха на единицу оборудования, м ³ /ч	
					приток	вытяжка
Плита	ПЭ-0,17-01	4,0	2	0,65	200	250
Шкаф жарочный	ШЖЭ-0,51-01	8,0	2	0,5	-	400
Сковорода	СЭ-0,22-01	5,0	3	0,5	400	450
Котел варочный	КЭ-100	18,9	2	0,3	400	550
Фритюрница	ФЭ-20-01	7,5	2	0,65	200	350
Мармит	МЭ-0,84-01	2,5	2	0,5	200	300

Коэффициент одновременности работы теплового оборудования горячего цеха: Код = 0,7.

2. ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНЫХ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ [26]

Таблица 24.4

Период года	Параметры А			Параметры Б			Р _{нар} , кПа
	t _в , °C	I _в , кДж/кг	V _в , м/с	t _в , °C	I _в , кДж/кг	V _в , м/с	
ТП	22,6	50,5	1,0	26,3	54,7	1,0	99,5
ПУ	10	26,5	4,7	-	-	-	99,5
ХП	-	-	-	-28	-27,6	4,7	99,5

Расчет начинаем с горячего цеха, так как для расчета зала еще нет количества воздуха, перетекающего через раздаточный проем.

3. СХЕМА ОРГАНИЗАЦИИ ВОЗДУХООБМЕНА В ГОРЯЧЕМ ЦЕХЕ

а) Местные отсосы от технологического оборудования. Они требуются для оборудования, изготовленного в любых странах, в этих случаях их объемы берутся по паспортным данным. В нашем конкретном случае они берутся из Табл. 24.3 и составляют:

$$L_{\text{отс}} = \sum L_{\text{отс}} \times n = 250 \times 2 + 400 \times 2 + 450 \times 3 + 550 \times 2 + 350 \times 2 + 300 \times 2 = 5050 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$G_{\text{отс}} = 5050 \times 1,2 = 6060 \text{ кг}/\text{ч}$$

Если местные отсосы обслуживает одна вытяжная система, то к расчету принимается общий объем, если несколько, то при определении общей подачи системы следует учитывать коэффициенты одновременности загрузки, надеясь, что обслуживающий персонал вовремя выключит систему. Однако при блокировке оборудования вместе с вытяжкой, хлопот не будет.

б) Местный приток, подведенный к технологическому оборудованию (табл. 24.3):

$$L_{\text{пр}} = 200 \times 2 + 400 \times 3 + 400 \times 2 + 200 \times 2 + 200 \times 2 = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$G_{\text{пр}} = 3200 \times 1,2 = 3840 \text{ кг}/\text{ч}$$

Санитарная норма приточного воздуха составит:

$$L_{\text{сан}} = 6 \times 100 = 600 \text{ м}^3/\text{ч} \ll L_{\text{отс}} \text{ норма выполняется;}$$

в) Воздух, перетекающий через раздаточный проем.

Его количество пока неизвестно, но известны параметры (из задания на кондиционирование обеденного зала)

ТП $t_b = 24^\circ\text{C}$ $\phi_b = 60\%$

ХП $t_b = 20^\circ\text{C}$ $\phi_b = 30\%$

г) Общеобменная вытяжная вентиляция, удаляющая воздух из верхней зоны. Ее подача не должна быть ниже двукратного воздухообмена в горячем цехе, или:

$$L_{\text{от}} \geq 2 \times V_{\text{з}} \geq 2 \times 95 \times 36 \geq 680 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ или } G_{\text{от}} \geq 680/1,2 \geq 570 \text{ кг}/\text{ч}$$

д) Общеобменная приточная система, подающая воздух с целью снятия теплоизбытков, в случае, если указанные выше системы будут не способны выполнить эту задачу.

4. ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО МИКРОКЛИМАТА ГОРЯЧЕГО ЦЕХА

ТП $t_b = 26^\circ\text{C}$ (наибольшая температура по оптимальным условиям Прил. 2) $\phi_b \leq 60\%$, подвижность

$$V \leq 0,3 \text{ м}/\text{с}$$

$$\text{ХП и ПУ } t_b = 20^\circ\text{C} \phi_b \leq 65\% \quad V \leq 0,2 \text{ м}/\text{с}$$

5. СОСТАВЛЯЮЩИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА:

а) тепло от людей $t_b = 26^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{л}} = 6 \times 200 = 1200 \text{ Вт};$$

б) от солнечной радиации

$$Q_{\text{сп}} = (q_{\text{сп}} + q_{\text{м}}) \times F_{\text{ок}}, \text{ Вт}$$

$Q_{\text{сп}}$ — поступление тепла от солнечной прямой и рассеянной радиации

$$q_{\text{сп}} = (q_{\text{прям}}^{\text{пр}} \times K_{\text{инс}} + q_{\text{прям}}^{\text{расс}} \times K_{\text{обл}}) \times K_{\text{отт}} \times \tau_2, \text{ Вт}/\text{м}^2$$

При ориентации окон на юго-запад максимальное количество тепла приходится на 15-16 часов астрономического времени

$$q_{\text{прям}}^{\text{пр}} = 479 \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad q_{\text{прям}}^{\text{расс}} = 108 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Прил. 22.1), что соответствует 17-18 часам местного времени — ресторан работает.

Коэффициент инсоляции $K_{\text{инс}}$:

$$K_{\text{инс}} = \left(1 - \frac{L_z \times \text{ctg}\beta - a}{H}\right) \left(1 - \frac{L_e \times \text{tg}A_{\text{со}} - c}{B}\right)$$

при отсутствии внешних козырьков: $a=c=0$

$L_z = L_e = 0,1 \text{ м}$ — глубина установки окон по отношению к поверхности здания;

H, B — высота и ширина окна в м;

β — угол между вертикалью и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную к окну.

$$\beta = \arctg(\text{ctg}h \times \cos A_{\text{со}}).$$

Высота стояния солнца: $h=37^\circ$ (Прил. 22.3).

Солнечный азимут остекления $A_{\text{со}} = A_{\text{с}} - 450$ (Прил. 22.2)

$$A_{\text{со}} = 64 - 45 = 240$$

$$\beta = \arctg(\text{ctg}37^\circ \times \cos 24^\circ) = 50,5^\circ$$

Таким образом:

$$K_{\text{инс}} = \left(1 - \frac{0,1 \times \text{ctg}50,5^\circ}{2}\right) \left(1 - \frac{0,1 \times \text{tg}24^\circ}{1,5}\right) = 0,932$$

Коэффициент облучения $K_{\text{обл}}$ зависит от углов:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{L_e}{B+c} = \arctg \frac{0,1}{1,5} = 3,8^\circ \text{ и}$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{L_z}{H+a} = \arctg \frac{0,1}{2} = 2,9^\circ$$

По табл. 22.4 определяем

$$K_{\text{обл}} = K_{\text{обл},\gamma} \times K_{\text{обл},\beta} = 1 \times 1 = 1$$

Коэффициент относительного проникания солнечной радиации $K_{\text{отн}}=0,8$ (Табл. 22.5) при отсутствии внутренних штор.

Коэффициент учета затенения переплетами:

$$\tau_2 = 0, \text{ (Прил. 22.6)}$$

$$q_{\text{сп}} = (479 \times 0,932 + 108 \times 1) \times 0,8 = 355 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$Q_{\text{сп}}$ — поступление тепла за счет теплопередачи через окна

$$q_{\text{м}} = (t_{\text{н,вн}} - t_{\text{в}}) / R_{\text{ок}}, \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$t_{\text{н,вн}} = t_{\text{н,сп}} + 0,5 \times A_n \times \beta_2 + \frac{S_s \times K_{\text{инс}} + D_s \times K_{\text{отн}}}{\alpha_n} \times \rho \times \tau_2, ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{н,сп}} = 18,1^\circ\text{C}$ — средняя температура июля [26],

$A_n = 10$, — средняя суточная амплитуда колебания температуры [26],

$\beta_2 = 0,97$ — коэффициент гармонического изменения температуры наружного воздуха (Прил. 22.7),

$S_s = 551 \text{ Вт}/\text{м}^2$ $D_s = 145 \text{ Вт}/\text{м}^2$ — количество тепла солнечной радиации, поступающего на вертикальную поверхность в июле (Прил. 22.8).

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_n = 5,8 + 11,6 \sqrt{V_n}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$V_n = 1 \text{ м}/\text{с}$ для Т.П.

$$\alpha_n = 5,8 + 11,6 \sqrt{1} = 17,4 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\rho = 0,4$ (Прил. 22.5) — приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации.

Следовательно:

$$t_{\text{н,вн}} = 18,1 + 0,5 \times 10,5 \times 0,97 + \frac{551 \times 0,932 + 108 \times 1}{17,4} \times 0,4 \times 0,8 = 34^\circ\text{C}$$

$$q_{\text{м}} = (34 - 26) / 0,58 = 13,8 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$Q_{\text{сп}} = (355 + 13,8) \times 1,5 \times 2 \times 3 = 3300 \text{ Вт}$$

Солнечная радиация через перекрытия не учитывается, так как максимальное ее поступление приходит с опозданием:

$$Z = 13 + 2,7 \times D, \text{ где}$$

D — тепловая инерция перекрытий с железобетонными плитами составляет величину

$$D = 5 + 7 \text{ и } Z = 13 + 2,7 \times 6 = 29 \text{ ч или } 29 - 24 = 5 \text{ часов утра.}$$

в) От технологического оборудования (Табл. 24.3)

$$Q_{\text{тех}} = 1000 \times K_{\text{об}} \sum (N_{\text{об}} \times K_{\text{тех}}) (1 - K_{\text{зщ}}), \text{ Вт}$$

$K_{\text{зщ}} = 0,75$ для оборудования, снабженного местными отсосами и $K_{\text{зщ}} = 0$ без них.

$$Q_{\text{тех}} = 1000 \times 0,7 (4 \times 2 \times 0,65 + 8 \times 2 \times 0,5 + 5 \times 3 \times 0,5 + 18,9 \times 2 \times 0,3 + 7,5 \times 2 \times 0,65 + 2,5 \times 2 \times 0,5) (1 - 0,75) = 7750 \text{ Вт}$$

Суммарное поступление тепла в Т.П.

$$\sum Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{сп}} + Q_{\text{тех}} = 1200 + 3300 + 7750 = 12250 \text{ Вт}$$

Расчет влаговыделений.

а) от людей: $W_{\text{л}} = 6 \times 194 = 1160 \text{ г}/\text{ч}$

б) от двух варочных котлов, емкостью по 100 л:

при емкости котла 60 л $W = 5 \text{ кг}/\text{час}$

при емкости котла 125 л $W = 10 \text{ кг}/\text{час}$

Используя коэффициент загрузки котлов (Табл. 24.3) находим:

$$W_{\text{тех}} = 2 \times 8 \times 0,3 = 4,8 \text{ кг}/\text{ч}$$

Суммарные влаговыделения:

$$\sum W = 1160 + 4800 = 5960 \text{ г/час} \approx 6 \text{ кг/ч}$$

Тепловлажностное отношение составит:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q}{\sum W} = \frac{12250 \times 3,6}{6} = 7350 \text{ кДж/кг}$$

Расчет воздухообмена:

Для дальнейших расчетов следует знать температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны.

Тепловое напряжение:

$$\frac{\sum Q}{V} = \frac{12250}{95 \times 3,6} = 36 \text{ Вт/м}^3$$

Градиент температуры (Прил. 21)

$$\text{grad}t = 1,25 \text{ }^\circ\text{C/м} \text{ и } t_y = t_x + \text{grad}t(H-h) = 26 + 1,25(3,6-1,5) = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

На I-d диаграмме (Рис. 24.1) наносим точку наружного воздуха по параметрам А:Н_д и соединяем ее с точкой В обеденного зала с параметрами t_в = 24 °С φ_в = 60%. На этой линии находится смесь воздуха, снабжающего горячий цех. Сделав предположение, что количество смешиваемых частей воздуха (наружного и перетекающего) равно по массе, наносим точку смеси С посередине, проводим через нее луч процесса ε = 7350 кДж/кг и на пересечении с изотермами t_в и t_у находим точки В и У.

Параметры точек

Точки	t, °С	l, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н _д	22,6	50,5	10,9	56
В	24	52	10,8	60
С	23,3	51,2	10,9	63
В _{пл}	26	56	1,4	56 < 65%
У _{пл}	28	59,5	12,0	52

В уравнение теплосодержаний:

$$G_{\text{ин}} \times I_{H_d} + G_{\text{пер}} \times I_{H_c} + \sum Q = G_{\text{мо}} \times I_{\varepsilon, \text{пл}} + G_{\text{от}} \times I_{y, \text{пл}}$$

и воздухообмена:

$$G_{\text{ин}} + G_{\text{пер}} + G_{\text{от}} = G_{\text{мо}} + G_{\text{от}}$$

вставляем имеющиеся данные и обнаруживаем, что неизвестных величин три: G_{пер}, G_{от}, G_{от}. Как быть? Можно сделать предварительный расчет кондиционирования в обеденном зале и принять: G_{пер} = 0,5G_{от}, но сначала предположим, что общеобменный приток G_{от} = 0, тогда:

$$\begin{cases} 3840 \times 50,5 + G_{\text{пер}} \times 52 + 12250 \times 3,6 = 6060 \times 56 + G_{\text{от}} \times 59,5 \\ 3840 + G_{\text{пер}} = 6060 + G_{\text{от}} \end{cases}$$

$$\text{отсюда } G_{\text{от}} = 1740 \text{ кг/ч } G_{\text{пер}} = 3940 \text{ кг/ч}$$

Вытяжка из верхней зоны составляет кратность:

$$K = \frac{G_{\text{от}}}{V} = \frac{1740}{95 \times 3,6} = 5,14^{-1} > 2, \text{ что приемливо.}$$

Скорость воздуха в раздаточном проеме должна быть в пределах 0,35 м/с — запахи из кухни не проникнут в зал. Площадь раздаточного проема составит:

$$F = \frac{G_{\text{пер}} \times \rho}{3600 \times V_{\text{пер}}} = \frac{3940 \times 1,2}{3600 \times 0,35} = 3,8 \text{ м}^2$$

При высоте 1 м его длина составит 3,8 м.

Проверяем теплосодержание смеси внутреннего воздуха торгового зала и наружного для местного притока:

$$I_{\text{см}} = \frac{G_{\text{пер}} \times I_{\varepsilon} + G_{\text{ин}} \times I_n}{G_{\text{пер}} + G_{\text{ин}}}, \text{ кДж/кг}$$

$$I_{\text{см}} = \frac{3940 \times 52 + 3840 \times 50,5}{3940 + 3840} = 51,3 \text{ кДж/кг}$$

— очень близко к ранее принятому, перерасчета не требуется.

Сомнение составляет только объем перетекающего воздуха. Не слишком ли много? Однако решить вопрос можно только после расчета кондиционирования в обеденном зале.

Расчет кондиционирования в обеденном зале.

Теплый период (помещение категории 3а, прил. 2).

Таблица 24.5

Параметры внутреннего микроклимата

Период года	Оптимальные условия			Принимаемые значения		
	t _в , °С	φ, %	V _в , м/с	t _в , °С	φ, %	V _в , м/с
ТП	23-25	60-30	≤ 0,3	24	60	≤ 0,3
ХП	20-21	45-30	≤ 0,2	20	30	≤ 0,2

Составляющие теплового баланса:

а) Тепло от людей, t_ч = 24 °С

$$Q_{\text{л}} = \sum_1^n q_i \times n_i, \text{ Вт (Прил. 20)}$$

$$Q_{\text{л}} = 60 \times 146(0,5 + 0,5 \times 0,85) + 18 \times 201 = 11760 \text{ Вт}$$

б) От солнечной радиации (6 окон на ЮЗ, размером 1,5х2 м) — расчет был выполнен ранее (см. вентиляцию горячего цеха), но коэффициент относительного проникания солнечной радиации при внутренних белых шторах составит: K_{отн} = 0,54 (Прил. 22.5) и

$$q_{\text{ср}} = (479 \times 0,932 + 108 \times 1) \times 0,54 \times 0,8 = 240 \text{ Вт/м}^2$$

При расчете t_{н, уст} наружная температура берется средней максимальной июля [26] t_{н, ср} = 23,6 °С

$$t_{\text{н, уст}} = 23,6 + 0,5 \times 10,5 \times 0,97 + \frac{551 \times 0,932 + 108 \times 1}{17,4} \times 0,4 \times 0,8 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

и

$$q_{\text{м}} = (40 - 26) / 0,58 = 27,6 \text{ Вт/м}^2$$

$$Q_{\text{ср}} = (240 + 27,6) \times 1,5 \times 2 \times 6 = 4820 \text{ Вт}$$

в) от горячей пищи:

$$Q_{\text{п}} = \frac{K \times g \times c(t_n - t_k) \times n}{3,6 \times Z}, \text{ Вт, где}$$

K = 2 коэффициент перевода явного тепла от горячей пищи в полное,

g = 0,85 кг — средняя масса блюд,

c = 3,3 кДж/кг, °С — удельная теплоемкость пищи,

t_н = 70 °С t_к = 40 °С — температура пищи начальная и конечная,

Z = 1 час — расчетное время принятия пищи в ресторане

$$Q_{\text{п}} = \frac{2 \times 0,85 \times 3,3(70 - 40) \times 60}{3,6 \times 1} = 2800 \text{ Вт}$$

Общие поступления тепла в теплый период:

$$\sum Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{п}} = 11700 + 4820 + 2800 = 19320 \text{ Вт}$$

II. Влагодоступления в Т.П.

от людей:

$$W_{\text{л}} = 60 \times 107(0,5 + 0,5 \times 0,85) + 18 \times 180 = 9180 \text{ г/ч}$$

от остывающей пищи:

$$W_{\text{п}} = 3600 \times K \times Q_{\text{п}} / (2500 + 1,8 \times t_k) = 3600 \times 0,34 \times 2800 / (2500 + 1,8 \times 24) = 1350 \text{ г/ч}$$

где K = 0,34 — коэффициент, учитывающий наличие жировой пленки и неравномерность употребления пищи.

Общие влагодоступления:

$$W = W_{\text{л}} + W_{\text{п}} = 9180 + 1350 = 10530 \text{ г/ч} \text{ или } 10,53 \text{ кг/ч}$$

12. Тепловлажностное отношение составит:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q}{\sum W} = \frac{19320 \times 3,6}{10,53} = 6600 \text{ кДж/кг} \text{ H}_2\text{O}$$

13. Построение процесса I-d диаграмме:

- наносим точки наружного Н и внутреннего воздуха В;
- через точку О и точку с координатами $d = 10 \text{ г/кг}$, $I = 66 \text{ кДж/ч}$ проводим луч процесса $\varepsilon = 6600$ и параллельную линию через точку В;
- находим температуру уходящего воздуха по тепловому напряжению:

$$\frac{\sum Q}{V} = \frac{19320}{180 \times 3,6} = 30 \text{ Вт/м}^3$$

- по таблице (Прил. 21) находим градиент повышения температуры выше рабочей зоны; $\text{gradt} = 1^\circ \text{C/м}$;
- определяем температуру уходящего воздуха:
 $t_y = t_x + \text{gradt}(H - 1,5) = 24 + 1(3,6 - 1,5) = 26^\circ \text{C}$;
- на пересечении луча процесса ε с t_x и t_y находятся точки П и У;
- соединяем точки Н и П и продлеваем линию до $\varphi = 88\%$ — это точка О — охлажденный воздух.

Параметры точек

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$	$\varphi, \%$
Н	26,3	54,7	10,8	52
В	24	52	10,8	60
У	26	55,5	11,3	56
П	20	45,5	9,8	69
О	13,8	26,5	8,8	88

По примененной схеме приточный воздух получают путем смешивания охлажденного и наружного воздуха, что позволяет освободиться от второго подогрева.

Воздухообмен системы кондиционирования находится по уравнениям теплового и воздушного балансов:

$$\begin{cases} G_n \times I_n + \sum Q_x = G_{\text{внт}} \times I_y + G_{\text{пер}} \times I_x \\ G_{\text{внт}} = G_n - G_{\text{пер}} \end{cases}$$

отсюда: $G_n = 8300 \text{ кг/ч}$ или $I_n = 8300/1,2 = 6900 \text{ м}^3/\text{ч}$

$G_{\text{внт}} = 4360 \text{ кг/ч}$ или $I_{\text{внт}} = 4360/1,2 = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}$

Кратность воздухообмена по вытяжке составит:

$$K = \frac{3600}{180 \times 3,6} = 5,6 \text{ ч}^{-1}, \text{ что больше минимального норматива } K = 2 \text{ ч}^{-1}.$$

Минимальная санитарно-гигиеническая подача свежего наружного воздуха из расчет $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ для персонала и $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ для посетителей:

$$L_{\text{мин}} = 18 \times 60 + 60 \times 30 = 2880 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ — так же выполняется.}$$

Количество охлажденного воздуха находим по соотношению отрезков $\text{НО} = 48 \text{ мм}$ и $\text{ПН} = 25 \text{ мм}$

$$G_o = G_n \times \frac{\text{ПН}}{\text{НО}} = 8300 \times \frac{25}{48} = 4320 \text{ кг/ч}$$

Затраты холода:

или 34 кВт .

Кондиционирование в обеденном зале в холодный период.

$$Q_x = G_o(I_n - I_o) = 4320(54,7 - 26,5) = 121800 \text{ кДж/ч} \text{ или } 34 \text{ кВт.}$$

Количество воздуха сохраняем по тепловому периоду

$$G_n = 8300 \text{ кг/ч} \quad G_{\text{пер}} = 3940 \text{ кг/ч} \quad G_{\text{внт}} = 4360 \text{ кг/ч}$$

Составляющие теплового баланса:

а) полное тепло от людей,

$t_x = 20^\circ \text{C}$, $\varphi_x = 30\%$

$$Q_n = 60 \times 150(0,5 + 0,5 \times 0,85) + 18 \times 205 = 12000 \text{ Вт}$$

б) Поступление тепла от освещения:

$$Q_{\text{осв}} = F \times E \times q_{\text{лс}}, \text{ Вт, где:}$$

$F = 180 \text{ м}^2$ — площадь пола; $E = 300 \text{ лк}$ — освещенность ресторанов (Прил.17);

$q_{\text{лс}} = 0,058 \text{ Вт/лкм}^2$ — удельные тепловыделения от люминесцентных светильников прямого света с высотой подвески $3,6 \text{ м}$. $Q_{\text{осв}} = 180 \times 300 \times 3130 \text{ Вт}$

Теплопоступления от горячей пищи сохраняются по Т.П.

Тепловые потери составляют 4800 Вт при $t_x = 16^\circ \text{C}$. Система отопления оборудована термостатическими кранами, поэтому поступления тепла от системы при $t_x = 20^\circ \text{C}$ не будет.

Теплопотери при $t_x = 20^\circ \text{C}$ увеличатся и составят:

$$Q_{\text{внт}} = Q_{\text{внт}}^{+16} \frac{20 - (-28)}{16 - (-28)} = 5240 \text{ Вт}$$

Общий тепловой баланс составит:

$$\sum Q = Q_n + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{г.п.}} - Q_{\text{внт}}, \text{ Вт}$$

$$\sum Q = 12000 + 3130 + 2800 - 5240 = 12700 \text{ Вт}$$

Влагопоступления

от людей при $t_x = 20^\circ \text{C}$

$$W_n = 60 \times 75(0,5 + 0,5 \times 0,85) + 18 \times 140 = 6680 \text{ г/час}$$

от остывающей пищи по Т.П.

$$W_{\text{п.}} = 1350 \text{ г/ч}$$

$$\sum W = 6680 + 1350 = 8030 \text{ г/час} \text{ или } 8,03 \text{ кг/ч}$$

теповлажностное отношение:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q}{\sum W} = \frac{12700 \times 3,6}{8,03} = 5700 \text{ кДж/кг}$$

Построение процесса на I-d диаграмме

наносим точки наружного и внутреннего воздуха: Н и В определяем температуру уходящего воздуха:

$$\frac{\sum Q}{V} = \frac{12700}{180 \times 3,6} = 20 \text{ Вт/м}^3 \quad \text{gradt} = 0,8^\circ \text{C/м} \text{ (Прил. 21)}$$

Проводим луч процесса $\varepsilon = 5700 \text{ кДж/кг}$ через точку В и находим теплосодержание удаляемого из верхней зоны воздуха: $I_y = 34,5 \text{ кДж/кг}$.

Определяем теплосодержание внутреннего воздуха: $I_n = 31 \text{ кДж/кг}$ и из уравнения теплового баланса находим теплосодержание приточного воздуха:

$$G_n \times I_n + \sum Q = G_{\text{пер}} \times I_x + G_y \times I_y$$

$$8300 \times I_n + 12700 \times 3,6 = 3940 \times 31 + 4360 \times 34,5$$

$$I_n = 27,3 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении I_n с ε находим точка притока П.

Параметры точек

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$	$\varphi, \%$
Н	-28	-27,6	0,35	84
В	20	31	4,3	30
У	21,7	34,5	4,8	30
П	17,2	27,3	3,6	30
К	17,2	18,0	0,35	3

Линия НК (Рис. 24.1) — нагрев воздуха в калорифере 1-го подогрева. Требуемое максимальное количество тепла:

$$Q_x = G_n(I_n - I_x) = 8300[18 - (-27,6)] = 378500 \text{ кДж/ч} \text{ или } 105 \text{ кВт}$$

Линия КП — увлажнение воздуха паром.

Количество пара:

$$W = G_n(d_n - d_x) = 8300(3,6 - 0,35) = 27000 \text{ г/ч} \text{ или } 27 \text{ кг/ч}$$

Горячий цех. Холодный период.

Параметры внутреннего микроклимата.

$t_x = 20^\circ \text{C}$ $\varphi_x \leq 60\%$ $V \leq 0,2 \text{ м/с}$

Теплопоступления:

$$\text{а) от людей: } Q_n = 6 \times 205 = 1230 \text{ Вт} \quad Q_x = 6 \times 105 = 630 \text{ Вт}$$

б) от освещения:

освещенность $E = 400$ лк (Прил. 17)

светильники люминесцентные $q_{\text{лп}} = 0,053$ Вт/м²лк

$$Q_{\text{осв}} = 400 \times 0,053 \times 95 = 2010 \text{ Вт}$$

в) от технологического оборудования (по Т.П.)

$$Q_{\text{тех}} = 7750 \text{ Вт} \text{ (полезное тепло)} \quad Q_{\text{я}} = Q_{\text{тех}} - Q_{\text{срп}}$$

$$Q_{\text{срп}} = \frac{W(2500 + 1,8 \times t)}{3,6} = \frac{4,8(2500 + 18 \times 20)}{3,6} = 3380 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{я}} = 7750 - 3380 = 4370 \text{ Вт (явное тепло)}$$

г) тепловые потери:

$$Q_{\text{тп}}^{\text{ом}} = 2100 \text{ Вт} \text{ при } t_{\text{в}}^{\text{ом}} = 5^{\circ} \text{C} \text{ При } t_{\text{в}} = 20^{\circ} \text{C}$$

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{тп}}^{\text{ом}} \times \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{в},5}}{t_{\text{в}}^{\text{ом}} - t_{\text{в},5}} = 2100 \times \frac{20 - (-28)}{5 - (-28)} = 3050 \text{ Вт}$$

Суммарные теплоступления:

$$\sum Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{тех}} - Q_{\text{тп}}$$
$$\sum Q_{\text{п}} = 1230 + 2010 + 7750 - 3050 = 7940 \text{ Вт}$$

Влажноступления:

а) от людей $t_{\text{в}} = 20^{\circ} \text{C}$ $W_{\text{ч}} = 6 \times 140 = 840$ г/ч

б) от технологии по Т.П. $W_{\text{тех}} = 4800$ г/ч

$$\sum W = 840 + 4800 = 5640 \text{ г/ч}$$

Тепловлажностное отношение:

$$\varepsilon = \frac{7940 \times 3,6}{5,64} = 5070 \text{ кДж/кг}$$

Определение температуры приточного воздуха, идущего на местный приток.

Воздухообмен сохраняем по тепловому периоду:

$$G_{\text{мв}} = 6060 \text{ кг/ч} \quad t_{\text{мв}} = t_{\text{в}} = 20^{\circ} \text{C}$$

$$G_{\text{мт}} = 3840 \text{ кг/ч} \quad t_{\text{мт}} = t_{\text{в}} = ?$$

$$G_{\text{мст}} = 1740 \text{ кг/ч} \quad t_{\text{мст}} = 21,3^{\circ} \text{C}$$

$$G_{\text{мсп}} = 3940 \text{ кг/ч} \quad t_{\text{мсп}} = 20^{\circ} \text{C}$$

Находим температуру уходящего воздуха:

$$\frac{\sum Q}{V} = \frac{7940}{95 \times 3,6} = 23 \text{ Вт/м}^3 \text{ град} = 0,8^{\circ} \text{C/м}$$

$$t_{\text{в}} = t_{\text{в}} + \text{град}t(H - 2) = 20 + 0,8(3,6 - 2) = 21,3^{\circ} \text{C}$$

Температуру местного притока находим из уравнения баланса теплосодержаний по явному теплу:

$$G_{\text{мв}} \times c \times t_{\text{мв}} + G_{\text{мсп}} \times c \times t_{\text{в}} + \sum Q_{\text{я}} = G_{\text{мт}} \times c \times t_{\text{в}} + G_{\text{мст}} \times c \times t_{\text{мст}}$$

$$3840 \times 1,005 \times t_{\text{мв}} + 3940 \times 1,005 \times 20 + 5190 \times 3,6 = 6060 \times 1,005 \times 20 + 1740 \times 1,005 \times 21,3$$

отсюда $t_{\text{мв}} = 16^{\circ} \text{C}$

Температура смеси местного притока и перетекающего воздуха составит:

$$t_{\text{см}} = \frac{G_{\text{мв}} \times t_{\text{мв}} + G_{\text{мсп}} \times t_{\text{в}}}{G_{\text{мв}} + G_{\text{мсп}}} = \frac{3840 \times 16 + 3940 \times 20}{3840 + 3940} = 18^{\circ} \text{C}$$

это средняя температура приточного воздуха;

температура воздуха после калорифера $t_{\text{в}} = t_{\text{мв}}$;

тепловая мощность калорифера:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{мв}} \times c \times (t_{\text{мв}} - t_{\text{в}}) = 3840 \times 1,005 \times [16 - (-28)] = 170000 \text{ кДж/кг}$$

или 47 кВт.

Параметры точек

Точки	$t,^{\circ} \text{C}$	$l, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$	$\phi, \%$
Н	-28	-27,6	0,35	84
В	16	17	0,35	3
У	18	24,5	2,4	19
П	20	28	3,0	20
К	21,3	30	3,4	21

Остается нерешенным еще один вопрос. Как быть с кондиционированием, если обеденный зал не будет полным?

Полиативное решение — разбить систему кондиционирования на две равные половины по подаче и использовать лишь одну при недостаточной загрузке зала. Но и удалять воздух из верхней зоны зала тоже надо будет меньше, то есть требуется перерасчет.

Кардинальное решение — применить вентиляционные агрегаты с переменным расходом с регулированием по внутренней температуре обеденного зала.