

Таблица 12 – Результаты расчета системы вентиляции

Помещение	Количество воздуха, удаляемого из помещения			Количество воздуха, подаваемого в помещение			Параметры приточного воздуха		Параметры воздуха в рабочей зоне	
	ΣL_{oir} , кг/ч	G_{By} , кг/ч	ΣG_y , кг/ч	$G_{пог}$, кг/ч	G_c , кг/ч	$\Sigma G_{пр}$, кг/ч	$t_{п'}$, °С	$I_{п'}$, кДж/кг	$t_{в'}$, °С	$I_{в'}$, кДж/кг
Горячий цех:	Вентиляция									
теплый период	6400	210	7380	5900	1480	7380	21	45	26,6	53
холодный период	6400	210	7380	5900	1480	7380	16	16,6	21	42,4
Обеденный зал:	Вентиляция									
теплый период	–	–	4020	–	–	5500	21	45	27	52
холодный период	–	–	4260	–	–	5780	16	16,6	20	21,5

дят линию ϵ_r до пересечения с изотермами, характеризующими состояние воздуха в рабочей зоне (точка B_r), и воздуха, удаляемого из обеденного зала (точка U_r).

При заданном соотношении количества воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех (не менее $0,8G_{yг}$), и воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем (не более $0,2G_{yг}$), на линии смешения П– B_r находят точку п.с., характеризующую параметры смеси воздуха, поступающего в горячий цех. Из точки п.с. проводят линию ϵ_r до пересечения с линией расчетного значения энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха. Точка пересечения B_r характеризует параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха;

– холодный период года (вентиляция в горячем цехе и обеденном зале, рисунок 10).

Из точки Н, характеризующей состояние наружного воздуха по параметрам Б (СП 131.13330), проводят линию, характеризующую нагрев воздуха в калорифере, до температуры приточного воздуха, подаваемого в обеденный зал системой вентиляции (точка П_т). Из точки П_т проводят луч ϵ_r до его пересечения с изотермой вытяжного воздуха из обеденного зала и отмечают точку U_r , затем отмечают точку B_r на пересечении луча с изотермой $t_{p'}$.

Из точки Н проводят линию, характеризующую нагрев воздуха в калорифере, до температуры приточного воздуха, подаваемого в горячий цех системой вентиляции (точка П_г). Проводят линию П_г– B_r , характеризующую процесс смешения приточного и переточного воздуха в горячем цехе. При заданном соотношении расходов воздуха отмечают на линии смешения точку п.с. Из точки п.с. проводят луч ϵ_r до пересечения с линией энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха, получают точку B_r , характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне.

7.2 Пример расчета системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале

7.2.1 Исходные данные:

– Столовая самообслуживания на $n_1 = 200$ посадочных мест в городе Москве.

– Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассмотрены приточные системы без применения рециркуляции воздуха из обеденного зала.

– Объем горячего цеха $V_g = 340$ м³ при высоте 3,5 м.

– Объем обеденного зала $V_z = 1300$ м³ при высоте 3,5 м.

– Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе составляют $Q_4 = 2,23$ кВт, в обеденном зале – $Q_4 = 5,86$ кВт.

– Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе $Q_3 = 1,28$ кВт.

– Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале $Q_3 = 2,5$ кВт.

– Численность обслуживающего персонала в горячем цехе $n_2 = 10$ человек.

– Теплопотери в горячем цехе в холодный период составляют $Q_6 = 2,08$ кВт, в обеденном зале – $Q_6 = 1,59$ кВт.

– Средняя температура холодоносителя в теплообменнике испарителя центрального кондиционера – 5°С.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 13.

Тепловые стойки установлены в раздаточном проеме и не обслуживаются местными отсосами.

Коэффициент одновременности для столовых: $K_0 = 0,8$.

Воздухораспределение в горячем цехе устроено по принципу «перемешивающей вентиляции». Раздача приточного воздуха в горячем цехе в данном примере происходит через приточные решетки на стенах.

Расчет систем в обеденном зале производят по параметрам Б (СП 131.13330) в теплый и холодный периоды года:

– теплый период: $t_h = 26$ °С, $I_h = 54,7$ кДж/кг;

– холодный период: $t_h = -25$ °С, $\phi_h = 83$ %.

Расчет систем в горячем цехе производим по параметрам А (СП 131.13330) в теплый период и по параметрам Б (СП 131.13330) в холодный период года:

Таблица 13 – Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во, ед.	$Q_{y,r}$, кВт	$K_{я,r}$, Вт/кВт	K_3	Эл/газ	Расположение	Габариты, м
Плита	1	18	250	0,65	Эл.	У стены	0,84×0,84×0,85(h)
Плита	2	12	250	0,65	Эл.	У стены	0,84×0,84×0,85(h)
Плита	2	3,8	250	0,65	Эл.	Свободно стоящее	0,42×0,84×0,88(h)
Мармит	2	4	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	0,84×0,84×0,86(h)
Шкаф жарочный	2	8	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	0,84×0,8×1,5(h)
Фритюрница	1	7,5	90	0,65	Эл.	У стены	0,42×0,84×0,86(h)
Сковорода	2	6	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,05×0,84×0,86(h)
Сковорода	1	13	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,47×0,84×0,86 (h)
Котел	4	8,6	100	0,3	Эл.	У стены	1,05×0,84×0,85(h)
Тепловые стойки	2	2	300	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,47×0,84×0,85(h)

- теплый период: $t_n = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_n = 50,5 \text{ кДж/кг}$;
- холодный период: $t_n = -25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_n = 83 \%$.

Допустимые параметры воздуха в горячем цехе и оптимальные параметры в обеденном зале см. в таблице 2.

Требуется определить количество удаляемого и подаваемого воздуха, энтальпию и относительную влажность воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала.

7.2.2 Порядок расчета системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале для теплого и холодного периодов года приведен в 7.2.2.1–7.2.2.5.

7.2.2.1 При расчете системы вентиляции в горячем цехе в теплый период года (рисунок 11) тепловыделения от кухонного оборудования определяют по формуле (3):

$$Q_1 = 0,8[(18 \cdot 0,65 + 12 \cdot 2 \cdot 0,65 + 3,8 \cdot 2 \cdot 0,65 + 4 \cdot 2 \cdot 0,5 + 8 \cdot 2 \cdot 0,5 + 7,5 \cdot 0,65 + 6 \cdot 2 \cdot 0,5 + 13 \cdot 0,5 + 8,6 \cdot 4 \cdot 0,3) \cdot (1 - 0,7) + (2 \cdot 2 \cdot 0,5)] = 18,87 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от людей находят по формуле (4):

$$Q_2 = 10 \cdot 0,2 = 2 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения, теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы, наружные стены и покрытие принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = \sum N_r = 1,28 \text{ кВт;} \\ Q_4 = 2,23 \text{ кВт.}$$

$Q_4 > Q_3$, теплопоступления Q_3 от искусственного освещения не учитывают.

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (1):

$$Q_r = 18,87 + 2 + 2,23 = 23,1 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12):

$$W_1 = 10 \cdot 0,185 = 1,85 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от кухонного оборудования находят по формуле (13), выполнив предварительные вычисления:

$$\sum Q_{y,r} W_{об} K_3 = 18 \cdot 147 \cdot 0,65 + 12 \cdot 147 \cdot 0,65 \cdot 2 + 3,8 \cdot 147 \cdot 0,65 \cdot 2 + 4 \cdot 588 \cdot 0,65 \cdot 2 + 8 \cdot 0 \cdot 2 \cdot 0,5 + 7,5 \cdot 1030 \cdot 0,65 + 6 \cdot 588 \cdot 2 \cdot 0,5 + 13 \cdot 588 \cdot 0,5 + 8,6 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 0,3 = 24013,65 \text{ г/(ч} \cdot \text{кВт).}$$

Найденное значение подставляют в формулу (13):

$$W_2 = 0,8(24013,65(1 - 0,7) + 0)/1000 = 5,76 \text{ кг/ч,}$$

Общие влаговыведения в горячем цехе определяют по формуле (10):

$$W_r = 1,85 + 5,76 = 7,61 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха, удаляемого от кухонного оборудования местными отсосами, определяют следующим образом (рассмотрено на примере печи, остальное оборудование рассчитано аналогичным образом, результаты расчетов обобщены в таблице 14):

– эквивалентный диаметр кухонного оборудования определяют по формуле (17):

$$D = 2 \cdot 0,84 \cdot 0,84 / (0,84 + 0,84) = 0,84 \text{ м;}$$

– долю конвективных тепловыделений от кухонного оборудования находят по формуле (16):

Таблица 14 – Результаты расчета расходов воздуха, удаляемого местными отсосами над кухонным оборудованием

Оборудование	D , м	Q_k , кВт	r	L_{ki} , м ³ /ч	a	L_{oi} , м ³ /ч
Плита	0,84	1,8	0,63	605	1,25	1080
Плита	0,84	1,2	0,63	530		975
Плита	0,56	0,38	1	395		705
Мармит	0,84	0,56	1	650		1160
Шкаф жарочный	0,82	1,12	1	825		1475
Фритюрница	0,56	0,27	1	355		635
Сковорода	0,93	0,84	1	830		1480
Сковорода	1,1	1,82	1	1235		2205
Котел	0,93	0,34	0,63	385		690

$$Q_k = 18 \cdot 0,25 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 1,8 \text{ кВт};$$

– объемный расход воздуха в конвективном потоке над кухонным оборудованием на уровне местного отсоса определяют по формуле (15):

$$L_{ki} = 180 \cdot 1,81/3(1 + 1,7 \cdot 0,84)^{5/3} \cdot 0,63 = 605 \text{ м}^3/\text{ч};$$

– объемный расход воздуха, удаляемого местным отсосом, вычисляют по формуле (18):

$$L_{oi} = (605 + 0)1,25/0,7 = 1080 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (23):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 23,1/7,61 = 10\,930 \text{ кДж/кг}.$$

Количество воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха, определяют по формуле (21), кратность воздухообмена принимают равной 2 ч^{-1} :

$$L_B = 2 \cdot 340 = 680 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ (800 кг/ч)}.$$

Температуру воздуха, удаляемого местными отсосами, принимают равной $42 \text{ }^\circ\text{C}$, температуру воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой из верхней зоны, принимают равной $30 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. 6.1.18). Общее количество воздуха, удаляемого из горячего цеха, находят по формуле (22):

$$G_{y^r} = (1080 + 975 \cdot 2 + 705 \cdot 2 + 1160 \cdot 2 + 1475 \cdot 2 + 635 + 1480 \cdot 2 + 2205 + 690 \cdot 4)1,12 + 680 \cdot 1,17 = 21\,260 \text{ кг/ч}.$$

Массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем, принимают равным 40 % от общего количества удаляемого воздуха:

$$G_c = 0,4G_{y^r} = 0,4 \cdot 21260 = 8500 \text{ кг/ч}.$$

Дополнительный массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, составит 60 % от общего количества удаляемого воздуха:

$$G_{no^r} = 0,6G_{y^r} = 0,6 \cdot 21\,260 = 12\,760 \text{ кг/ч}.$$

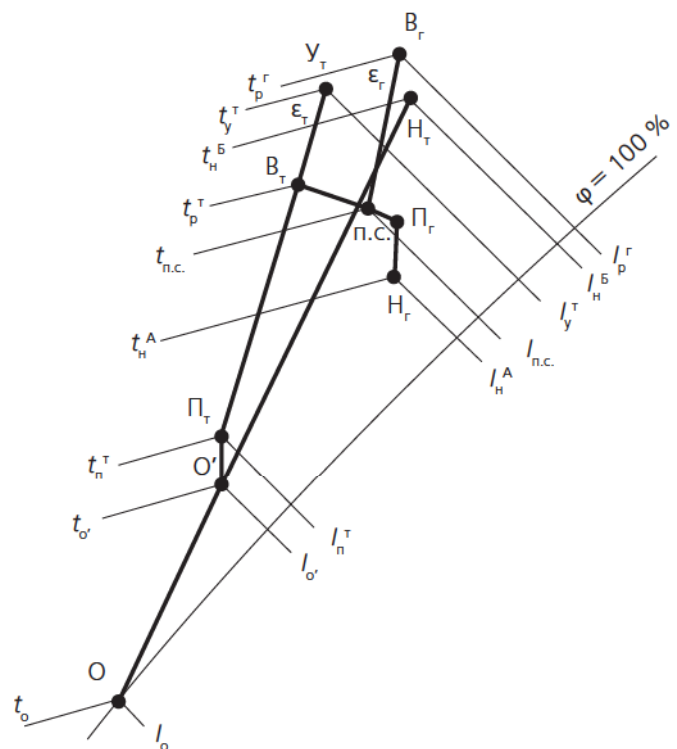


Рисунок 11 – Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в теплый период года

Объемный расход воздуха, поступающего через раздаточный проем в горячий цех из обеденного зала, определяют по формуле (36):

$$L_c = 8500/1,2 = 7090 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Энтальпию смеси приточного воздуха $I_{п.с.}$, подаваемого в горячий цех (процесс изменения состояния воздуха на I-d-диаграмме представлен на рисунке 11), определяют по формуле (28) при известных параметрах приточного воздуха $I_p = 51,5$ кДж/кг (энтальпия в точке Π_r) и воздуха в рабочей зоне обеденного зала $I_c = I_p^T = 50,6$ кДж/кг (энтальпия в точке B_r , см. 7.2.2.2):

$$I_{п.с.} = (51,5 \cdot 12760 + 50,6 \cdot 7090 \cdot 1,2)/21\ 260 = 51,1 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха определяют по формуле (27):

$$I_p^T = (3600 \cdot 23,1 + 51,5 \cdot 12760 + 50,6 \cdot 8500)/21\ 260 = 55 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы (рисунок 11). Из точки п.с. проводят луч процесса $\varepsilon_r = 10930$ кДж/кг до пересечения с расчетным значением энтальпии в рабочей зоне (точка B_r) $I_p^T = 55$ кДж/кг. При этом параметры воздуха соответственно равны $t_p^T = 27$ °С, $\varphi_p^T = 50$ %.

7.2.2.2 При расчете системы кондиционирования воздуха в обеденном зале в теплый период года температуру воздуха в рабочей зоне обеденного зала t_b^T принимают равной 24 °С, температуру приточного воздуха t_n^T принимают равной 20 °С.

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 200 \cdot 0,145 + 0 = 29 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения, теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы, наружные стены и покрытие в обеденном зале принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 2,5 \text{ кВт;} \\ Q_4 = 5,86 \text{ кВт.}$$

$Q_4 > Q_3$, теплопоступления Q_3 от искусственного освещения не учитывают.

Теплопоступления от остывающей пищи определяют по формуле (7):

$$Q_5 = 2 \cdot 0,85 \cdot 3,35(70 - 40)200/(3600 \cdot 0,3) = 31,64 \text{ кВт.}$$

Общие теплопоступления вычисляют по формуле (2):

$$Q_T = 29 + 5,86 + 31,64 = 66,5 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12):

$$W_1 = 200 \cdot 0,115 + 0 = 23 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от остывающей пищи определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 31,64/(2500 + 1,8 \cdot 24) = 15,23 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_T = 23 + 15,23 = 38,23 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ε_r определяют по формуле (29):

$$\varepsilon_r = 3600 \cdot 66,5/38,23 = 6260 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, вычисляют по формуле (30):

$$t_y^T = 24 + 1,3(3,5 - 2) = 26 \text{ °С.}$$

Энтальпию приточного и вытяжного воздуха находят по I-d-диаграмме. Из точки Π_r , характеризующей параметры приточного воздуха с учетом подогрева в вентиляторе, проводят луч процесса ε_T до пересечения с $t_y^T = 26$ °С (рисунок 11): $I_y^T = 54$ кДж/кг; $I_n^T = 43,6$ кДж/кг. Энтальпию воздуха в рабочей зоне обеденного зала находят на пересечении ε_T и заданной температуры $t_p^T = 24$ °С: $I_p^T = 50,6$ кДж/кг.

Объемный расход приточного воздуха, подаваемого в обеденный зал для ассимиляции тепловыделений, определяют по формуле (31):

$$L_n^T = 3600 \cdot 66,5 - 8820 \cdot 1,2(50,8 - 40,7)/1,22(54 - 40,7) = 14\ 150 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Массовый расход воздуха, подаваемого в обеденный зал, с учетом количества переточного воздуха через раздаточный проем находят по формуле (32):

$$G_{np}^T = 7090 \cdot 1,2 + 14150 \cdot 1,22 = 25\ 770 \text{ кг/ч.}$$

Массовый расход вытяжного воздуха принимают равным количеству приточного за вычетом количества перетока через раздаточный проем (выражаем из формулы (36)):

$$G_y^T = L_n^T \rho_n^T = 14150 \cdot 1,22 = 17\ 260 \text{ кг/ч.}$$

7.2.2.3 При расчете системы вентиляции горячего цеха в холодный период года величину тепловыделений от кухонного оборудования Q_1 принимают равной значению, полученному для теплого периода года:

$$Q_1 = 18,87 \text{ кВт.}$$

Теплопоступления Q_2 от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 10 \cdot 0,21 = 2,1 \text{ кВт.}$$

Величину тепловыделений от электрического освещения Q_3 принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 1,28 \text{ кВт.}$$

Величину теплотерь через внешние ограждающие конструкции Q_6 , кВт, принимают согласно исходным данным:

$$Q_6 = 2,08 \text{ кВт.}$$

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (1):

$$Q_r = 18,87 + 2,1 + 1,28 - 2,08 = 20,17 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 10 \cdot 0,11 + 0 = 1,1 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от оборудования принимают по тепловому периоду года (см. 7.2.2.1):

$$W_2 = 5,76 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в горячем цехе определяют по формуле (10):

$$W_r = 1,1 + 5,76 = 6,86 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (23):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 20,17 / 6,86 = 10\,580 \text{ кДж/кг.}$$

В холодный период года все расчетные расходы воздуха для горячего цеха принимают равными значениям, полученным для теплого периода года (см. 7.2.2.1):

$$\begin{aligned} G_{y,r} &= 21\,260 \text{ кг/ч,} \\ G_{no,r} &= 12\,760 \text{ кг/ч,} \\ L_c &= 7090 \text{ м}^3/\text{ч.} \end{aligned}$$

Построением на I - d диаграмме определяют энтальпию приточного воздуха, подаваемого в горячий цех (см. точку K_r). Температуру приточного воздуха принимают равной $t_{n,r} = 18^\circ\text{C}$, тогда $I_{n,r} = 19 \text{ кДж/кг}$.

При известных значениях энтальпии приточного воздуха (точка Π_r) $I_{n,r} = 19 \text{ кДж/кг}$ и воздуха в рабочей зоне обеденного зала (точка B_r) $I_{p,r} = 34,6 \text{ кДж/кг}$

находят энтальпию смеси приточного воздуха (точка п.с.) (см. 7.2.2.4):

$$\begin{aligned} I_{п.с.} &= 19 \cdot 15\,880 + 34,6 \cdot 7090 \cdot 1,2 / 21\,260 = \\ &= 25,2 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха (точка B_r) определяют по формуле (27):

$$\begin{aligned} I_{p,r} &= 3600 \cdot 20,17 + 12\,760 \cdot 19 + 10\,670 \cdot 34,6 / 21\,260 = \\ &= 28,6 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Остальные параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I - d диаграммы (рисунок 12). Из точки п.с. проводят луч процесса $\epsilon_r = 10\,580 \text{ кДж/кг}$ до пересечения с расчетным значением энтальпии воздуха в рабочей зоне (точка B_r) и определяют параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха: $t_{p,r} = 22,2^\circ\text{C}$, $\varphi_{p,r} = 15\%$.

7.2.2.4 При расчете систем кондиционирования воздуха в обеденном зале в холодный период температуру воздуха в рабочей зоне обеденного зала принимают равной $t_{b,r} = 22^\circ\text{C}$.

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 200 \cdot 0,15 = 30 \text{ кВт.}$$

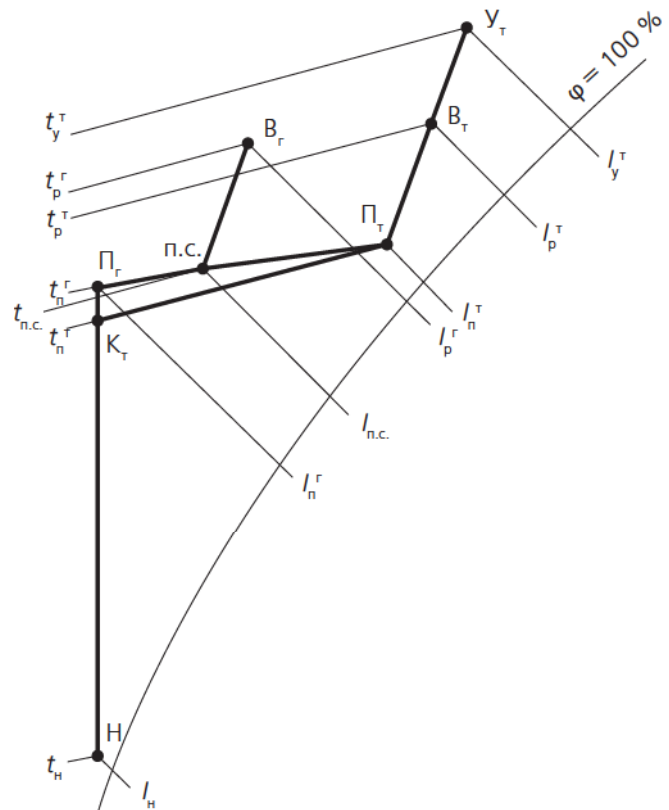


Рисунок 12 — Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в холодный период года

Теплопоступления от искусственного освещения Q_3 , кВт, и остывающей пищи Q_5 , кВт, принимают по тепловому периоду:

$$Q_3 = 2,5 \text{ кВт};$$

$$Q_5 = 31,64 \text{ кВт}.$$

Теплопотери внешними ограждениями обеденного зала принимают согласно исходным данным:

$$Q_6 = 1,59 \text{ кВт}.$$

Общие тепловыделения в обеденном зале определяют по формуле (2):

$$Q_T = 30 + 2,5 + 31,64 - 1,59 = 62,55 \text{ кВт}.$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 200 \cdot 0,075 + 0 = 15 \text{ кг/ч}.$$

Влаговыведения от остывающей пищи определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 31,64 / (2500 + 1,8 \cdot 22) = 15,25 \text{ кг/ч}.$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_T = 15 + 15,25 = 30,25 \text{ кг/ч}.$$

Тепловлажностное отношение ε_T определяют по формуле (29):

$$\varepsilon_T = 3600 \cdot 62,55 / 30,25 = 7440 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, определяют по формуле (30):

$$t_{yT} = 22 + 1,3(3,5 - 2) = 24 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По I-d-диаграмме находят энтальпию вытяжного воздуха (рисунок 12). Через точку B_T , характеризующую комфортные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала ($t_{pT} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{pT} = 30 \%$), проводят луч процесса ε_T до пересечения с изотермой t_{yT} , получают точку B_y . В этой точке $l_{yT} = 37,5 \text{ кДж/кг}$.

Количество приточного воздуха принимают равным расчетному для теплого периода и находят энтальпию приточного воздуха в обеденном зале по формуле (33):

$$l_{nT} = (25770 - 7090 \cdot 1,2)37,5 - 3600 \cdot 62,55 + 34,6 \cdot 7090 \cdot 1,2 / 25770 = 27,8 \text{ кДж/кг}.$$

Остальные параметры приточного воздуха (точка Π_T , см. рисунок 12) находят на пересечении луча процесса $\varepsilon_T = 7440 \text{ кДж/кг}$, проходящего через точки B_T и B_y , с линией энтальпии $l_{nT} = 27,8 \text{ кДж/кг}$. В точке пересечения Π_T определяют температуру и относительную влажность воздуха $t_{nT} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\phi_{nT} = 32 \%$.

Результаты расчета системы кондиционирования воздуха приведены в таблице 15.

7.2.2.5 Последовательность построения процессов на I-d-диаграмме:

– для теплого периода года при наличии вентиляции в горячем цехе и кондиционировании воздуха в обеденном зале (рисунок 11).

Из точки H_T , характеризующей состояние наружного воздуха по параметрам Б, проводят линию охлаждения воздуха в теплообменнике испарителя холодильного контура. Для этого отмечают на диаграмме точку О, которая имеет среднюю температуру теплоносителя холодильного контура и относительную влажность $\phi_o = 100 \%$. На пересечении линии H_T –О и изотермы с температурой, меньшей заданной температуры притока на величину подогрева воздуха в вентиляторе, отмечают точку О', характеризующую параметры охлажденного воздуха.

Таблица 15 – Результаты расчета систем **вентиляции** и кондиционирования воздуха

Помещение	Количество воздуха, удаляемого из помещения			Количество воздуха, подаваемого в помещение			Параметры приточного воздуха		Параметры воздуха в рабочей зоне	
	$\Sigma L_{оij}$, кг/ч	G_{By} , кг/ч	ΣG_y , кг/ч	$G_{поT}$, кг/ч	G_c , кг/ч	ΣG_n , кг/ч	t_n , °C	l_n , кДж/кг	$t_{B'}$, °C	$l_{B'}$, кДж/кг
Горячий цех:	Вентиляция									
теплый период	18 210	800	21 260	12 760	8500	12 760	24	51,5	27	55
холодный период	18 210	800	21 260	12 760	8500	12 760	18	19	22,2	28,6
Обеденный зал:	Кондиционирование воздуха									
теплый период	–	–	17 260	–	–	25 670	20	43,6	24	50,6
холодный период	–	–	17 260	–	–	25 670	17,5	27,8	22	34,6

Строят процесс подогрева воздуха в вентиляторе, проходящий от точки O' по линии постоянного относительного влагосодержания до пересечения с линией заданной температуры приточного воздуха в обеденном зале, получают точку Π_T . Через точку Π_T проводят луч процесса ϵ_T и на его пересечении с линиями температуры воздуха в рабочей зоне обеденного зала и температуры удаляемого воздуха отмечают точки B_T и Y_T соответственно.

Отмечают точку H_r , характеризующую состояние наружного воздуха по параметрам А (СП 131.13330). По линии постоянного относительного влагосодержания строят процесс подогрева воздуха в вентиляторе, получают точку Π_r . На пересечении отрезка $B_T-\Pi_r$ и линии энтальпии смеси приточного воздуха в горячем цехе отмечают точку п.с. Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с линией расчетного значения энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха;

– для холодного периода года при наличии вентиляции в горячем цехе и кондиционировании воздуха в обеденном зале (рисунок 12).

На I-d-диаграмме отмечают точку B_T , характеризующую заданные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала, и проводят через нее луч ϵ_T . На пересечении луча ϵ_T и линий температуры удаляемого воздуха и энтальпии приточного воздуха отмечают точки Y_T и Π_T соответственно. Отмечают точку H , характеризующую состояние наружного воздуха по параметрам Б (СП 131.13330). Строят линию подогрева наружного воздуха в калорифере по линии постоянного относительного влагосодержания до ее пересечения с линией температуры точки Π_T , получают точку K_T . Линия $K_T-\Pi_T$ характеризует процесс увлажнения воздуха в парувлажнителе центрального кондиционера.

На пересечении линии $H-K_T$ с изотермой заданной температуры приточного воздуха в горячем цехе отмечают точку Π_r , характеризующую параметры приточного воздуха в горячем цехе. Соединяют точки Π_r и B_T , на

пересечении получившегося отрезка и линии энтальпии смеси приточного воздуха в горячем цехе находят точку п.с, характеризующую параметры смеси приточного воздуха. Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до его пересечения с линией энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха и получают точку B_r .

7.3 Пример расчета системы кондиционирования воздуха в горячем цехе и обеденном зале

7.3.1 Исходные данные:

– Ресторан на $n_1 = 50$ посадочных мест в городе Пятигорске.

– Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассмотрено устройство системы кондиционирования воздуха «чиллер – фэнкойл» в обеденном зале и системы кондиционирования воздуха в горячем цехе, обслуживаемом приточной установкой с охлаждением и увлажнением.

– Объем горячего цеха $V_r = 200 \text{ м}^3$ при высоте 3,2 м.

– Объем обеденного зала $V_T = 700 \text{ м}^3$ при высоте 3,2 м.

– Теплоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе отсутствуют (окон нет) $Q_4 = 0$, в обеденном зале – $Q_4 = 11 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе $Q_3 = 1,48 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале $Q_3 = 3,37 \text{ кВт}$.

– Средняя температура хладагента в теплообменнике испарителя $t_0 = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

– Численность обслуживающего персонала в горячем цехе $n_2 = 5$ человек.

– Воздух удаляется от оборудования местными отсосами.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 16.

Коэффициент одновременности для ресторана $K_0 = 0,7$.

Таблица 16 – Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во, ед.	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_3	Объемный расход вытяжного воздуха в местных отсосах на единицу оборудования L_{oi} , $\text{м}^3/\text{ч}$
Пароконвекционная печь	2	33	0,65	2000
Плита индукционная	1	8	0,65	2000
Мармит	1	3,5	0,65	1250
Стол тепловой	1	2,4	0,65	–
Полка тепловая	1	0,5	0,65	–
Печь СВЧ	1	1,9	0,65	–
Стол холодильный	1	1,3	0,65	–