

2. Определение тепловых нагрузок на холодильную камеру для хранения пищевых продуктов при расчете ее теплового баланса

2.1. Общие положения

Перед тем, как приступить к подбору холодильного оборудования, необходимо рассчитать тепловой баланс холодильной камеры. Это требует получения у заказчика следующих данных:

- тип холодильной камеры (наиболее часто встречающиеся типы камер приведены в табл. 2.12);
- внутренние размеры камеры;
- материалы и толщины строительных конструкций и теплоизоляции стен, пола и потолка камеры;
- тип, количество и размеры дверей;
- наличие и тип занавесей;
- наличие тамбуров;
- температура в камере;
- тип продукта, его общая загруженная масса и суточный грузооборот;
- температура, при которой продукт поступает на термообработку, и его температура по окончании термообработки, а так же время термообработки;
- масса тары, поступающей вместе с продуктом на термообработку, и материал, из которого эта тара сделана;
- график загрузки и выгрузки продукции из камеры, количество персонала, наличие подъемно-транспортных средств (ПТС), прочих механизмов и продолжительность их работы в камере.

В случае, если холодильная камера находится внутри корпуса, желательно иметь ту часть его планировки, на которой указаны смежные с камерой помещения и указано их хозяйственно-бытовое назначение. Если нет возможности получить планировку, то заказчик должен сообщить температуры воздуха в помещениях, окружающих камеру.

Кроме того, необходимо совместно с заказчиком выяснить варианты схемной реализации холодильной установки и существующие ограничения.

Только после этого можно приступать к определению тепловых нагрузок на различные холодильные камеры и холодопроизводительность системы, достаточную для их компенсации.

Тепловые нагрузки разделяются на две категории: внешние и внутренние (см.рис.2.1).



Рис. 2.1. Схема тепловых нагрузок на холодильную камеру

К категории внешних нагрузок относятся:

- нагрузки, вызванные теплопритоком за счет теплопередачи через стены, пол и потолок холодильной камеры, $Q_{стен}$;
- нагрузки от солнечного нагрева стен и потолка камеры, $Q_{солн}$;
- нагрузки от обменной вентиляции, обусловленные притоком свежего воздуха в камеру, $Q_{вент}$;
- нагрузки от инфильтрации наружного воздуха в камеру вследствие открывания дверей, $Q_{инф}$;

К категории внутренних нагрузок относятся:

- нагрузки от термообработки продукции, $Q_{прод}$;
- нагрузки, обусловленные "дыханием" хранящейся продукции (овощи и фрукты), $Q_{дых}$;
- нагрузки от освещения, $Q_{осв}$;
- нагрузки, обусловленные присутствием персонала, $Q_{перс}$;
- нагрузки от ПТС, $Q_{ПТС}$;
- нагрузки вследствие тепловыделения двигателей каждого испарительного вентилятора, $Q_{исп}$;
- нагрузки в результате тепловыделения испарительных электронагревателей во время подачи на них напряжения при оттаивании испарителей, $Q_{нагр}$;
- нагрузки в результате тепловыделения прочих механизмов, которые могут находиться в холодильной камере, $Q_{проч}$.

2.2. Расчет теплопритока в камеру в результате теплопередачи через ее стенки

Этот расчет выполняется отдельно для стен, потолка (крыши) и пола.

Тепловой поток при теплопередаче через стенку $Q_{ст}$ рассчитывается по формуле:

$$Q_{ст} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт},$$

где K — коэффициент теплопередачи рассматриваемой стены, Вт/м²·К;
 S — площадь поверхности рассматриваемой стены, м²;
 Δt — разность температур воздуха по обе стороны стены, К.

Коэффициент теплопередачи K определяется как:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}} \right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стены, Вт/м²·К.

Его величина зависит от скорости движения воздуха внутри холодильной камеры (см. таблицу 2.1);

$\sum \delta_j / \lambda_j$ — сумма тепловых сопротивлений слоев стенки и теплоизоляции, состоящей из разных материалов. Каждый j -ый слой характеризуется своей толщиной δ_j , [м], и коэффициентом теплопроводности λ_j , [Вт/м·К]. Значения коэффициентов теплопроводности типовых строительных материалов и теплоизоляции приведены в таблицах 2.2 и 2.3. Необходимо отметить, что в случае плохой гидроизоляции стен значения коэффициента теплопроводности строительных материалов могут существенно увеличиваться за счет проникновения влаги внутрь материала стен. Особенно это относится к материалам с открытыми порами типа известняка и т.д. В случае, если стены камеры состоят из таких материалов, надо быть уверенным в невозможности накопления влаги внутри стены. В противном случае тепловое сопротивление стены становится слишком мало и в расчете его учитывать не следует.

$\alpha_{нар}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, Вт/м²·К. Его величина также зависит от скорости движения воздуха вблизи стены снаружи холодильной камеры. Данные для выбора коэффициента теплоотдачи от поверхности стен к окружающему воздуху приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности стен α , Вт/м²·К.

Скорость движения воздуха	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² ·К
Неподвижный воздух	9,4
Скорость движения 3,35 м/сек	22,7
Скорость движения 6,7 м/сек	34,1

Таблица 2.2.

Коэффициенты теплопроводности типовых строительных материалов

Материал	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)
Гранит, базальт	3,5
Сланец	2,1
Известняк	1,7
Камень	1,4
Кладка из глиняного обыкновенного кирпича на цементно-песчаном растворе	0,81
Кладка из силикатного кирпича на цементно-песчаном растворе	0,87
Кладка из керамического пустотного кирпича (1300 кг/м ³)	0,58
Кладка из силикатного одиннадцатипустотного кирпича	0,81
Сухая штукатурка	0,21
Гравий (наполнитель)	0,93
Глинозем	2,33
Утрамбованный грунт	1,05
Грунт песчаный	1,16
Грунт сухой	0,4
10% воды	1,75
20% воды	2,1
Песок	0,93
0% влажности	0,33
10% влажности	0,97
20% влажности	1,33
Песчаник обожженный	1,5
Бетон сплошной	1,75
Бетон пористый	1,4
Железобетон	1,7
Цементные плиты, цемент	1,92
Сосна смолистая (600...750 кг/куб.м, 15% влажности)	0,23
Сосна обыкновенная, ель, пихта (450...550 кг/куб.м, 15% влажности)	0,15
Липа, береза, клен, дуб (15% влажности)	0,15
Асфальт в полах	0,8
Рубероид, пергамин	0,17
Битум	0,47
Сталь	52
Медь	380
Латунь	110
Чугун	56
Алюминий	230
Дюралюминий	160
Асбест (асбест. Шифер)	0,35
Асбестоцемент	1,76
Плитка облицовочная	105
Бакелит	0,23
Бумага	0,14
Иней	0,47
Лед	
0°C	2,21
-20°C	2,44
-60°C	2,91
Снег	1,5
ПВХ	0,19
Резина	0,15
Стекло	1,15

Таблица 2.3.

Коэффициент теплопроводности типовых теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционный материал	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)
Пенопласты формальдегидные	0,037...0,042
Пенопласты поливинилхлоридные	0,032...0,043
Пенополиуретан	0,025
Панели ISO	0,0195...0,025
Пробковая плита	0,043
Опилки древесные сухие	0,065
Шлак котельный (наполнит.)	0,33
Минеральная вата	0,05
Стекловолокно	0,036
Перлит	0,05
Картон строительный многослойный	0,13

При расчете теплопритока через стенки холодильных камер, которые могут быть подвержены сильному солнечному нагреву, к разности температур Δt добавляют дополнительную величину $\Delta t'$, значения которой в зависимости от ориентации стенок камеры по сторонам света и их наружного покрытия приведены в таблице 2.4. В результате получаем:

$$Q_{cm} = K \cdot S (\Delta t + \Delta t'), \text{ Вт}$$

Таблица 2.4.

Дополнительный перепад температуры $\Delta t'$, °К, при расчете теплового потока через стену, подверженную сильному солнечному нагреву (на 15 июля в северном полушарии)

Широта	Крыша (горизонт.)	Вертикальная стена с ориентацией							
		Ю	Ю-В	В	С-В	С	С-З	З	Ю-З
1. Умеренно отражающая поверхность									
0°	8,5	1,6	2,3	4,1	4,9	5,2	4,9	4,1	2,3
10°	9,4	1,8	2,8	4,4	4,6	4,2	4,6	4,4	2,8
20°	10,1	1,9	3,5	4,9	4,5	3,2	4,5	4,9	3,6
30°	10,3	2,7	4,3	5,1	4,3	2,6	4,2	5,1	4,3
40°	10,2	3,8	5,0	5,2	3,9	2,4	3,9	4,2	4,9
50°	9,9	5,0	5,7	5,5	3,9	2,5	3,9	5,5	5,7
60°	9,3	6,0	6,3	5,6	3,8	2,6	4,0	5,7	6,3
70°	8,7	6,8	6,8	6,1	4,4	3,3	4,3	6,1	6,8
80°	8,7	7,3	7,2	6,9	6,2	5,9	6,2	6,9	7,2
90°	8,7	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
2. Чистая отражающая поверхность типа металла									
0°	6,1	1,2	1,7	2,9	3,5	3,7	3,5	2,9	1,7
10°	6,7	1,3	2,0	3,2	3,3	3,0	3,2	3,1	2,0
20°	7,2	1,4	2,5	3,5	3,2	2,3	3,2	3,5	2,5
30°	7,4	1,9	3,0	3,7	3,0	1,9	3,0	3,6	3,0
40°	7,3	2,7	3,5	3,7	2,8	1,7	2,8	3,7	3,5
50°	7,1	3,6	4,1	3,9	2,8	1,8	2,8	3,9	4,1
60°	6,6	4,3	4,5	4,0	2,7	1,9	2,8	4,1	4,5
70°	6,2	4,8	4,9	4,4	3,1	2,3	3,1	4,3	4,9
80°	6,2	5,2	5,2	4,9	4,4	4,2	4,4	4,9	5,2
90°	6,2	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0

Пример расчета. Дана камера хранения замороженного мяса, схема которой представлена на рисунке 2.1. Камера расположена в одноэтажном складском помещении. Даны значения температуры и влажности в самой камере, снаружи и в прилегающих помещениях.

Вертикальные стены состоят из железобетонных панелей толщиной 480 мм. Изнутри к стенам прикреплены многослойные теплоизоляционные панели, сердцевина которых выполнена из пенополиуретана толщиной 100 мм. Панели собираются таким образом, чтобы предотвратить образование тепловых мостов, и соединяются между собой при помощи специальной фурнитуры. Конструкция теплоизоляции дверей считается такой же, как у вертикальных стен. Потолок камеры собран из железобетонных плит толщиной 200 мм и теплоизолирован такими же теплоизоляционными панелями, как и вертикальные стены. Снаружи потолок гидроизолирован двумя слоями рубероида и слоем битума толщиной 7 мм. Пол камеры выполнен на грунте и состоит из двух армированных

бетонных стяжек общей толщиной 200 мм и заложенных между ними пенопластовых плит толщиной 100 мм. Пол имеет устройство электроподогрева, обеспечивающее температуру грунта под нижней стяжкой +2°C.

Требуется определить теплоприток в камеру через стены пол и потолок.



Рис.2.2. План камеры хранения замороженного мяса. Камера хранения мороженого мяса, $t_k = -18^\circ\text{C}$

Решение: Вначале определим коэффициент теплопередачи через стены и потолок.

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} \right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

При этом следует иметь в виду, что внутри камеры в результате работы вентиляторов воздухоохладителей скорость движения воздуха вблизи стен находится в диапазоне 3...4 м/с, следовательно, можно принять $\alpha_{\text{вн}} = 22,7 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Что касается наружных поверхностей стен, то они выходят в помещения с практически неподвижным воздухом, поэтому $\alpha_{\text{нар.стен}} = 9,37 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. С другой стороны, наружная поверхность потолка может обдуваться ветром. Скорость ветра зависит от его силы и, как правило, может меняться от штиля (0 м/с) до сильного (10,8...13,8 м/с). Примем среднее значение, то есть скорость умеренного ветра (5,5...7,9 м/с). Тогда для внешней поверхности потолка $\alpha_{\text{нар.пот}} = 34,1 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. В результате получим

для стен:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{0,48}{1,7} + \frac{1}{9,37} \right)} \approx 0,226 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

для потолка:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{0,007}{0,47} + \frac{1}{34,1} \right)} \approx 0,238 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

слои рубероида при расчете коэффициента теплопередачи не учитываются ввиду того, что их термосопротивление практически равно 0.

для пола:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,2}{1,7} \right)} \approx 0,376 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

значение $1/\alpha_{\text{нар}} = 0$ так как пол камеры выполнен непосредственно на грунте и конвективный теплообмен между полом и воздухом с наружной стороны отсутствует.

— для наружной стены А:

$$Q_{\text{стА}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (25 - (-18)) = 699,7 \text{ Вт}$$

— для внутренней стены Б:

$$Q_{стБ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (15 \cdot 6) \cdot (-5 - (-18)) = 264,4 \text{ Вт} ;$$

— для внутренней стены В:

$$Q_{стВ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (-18 - (-18)) = 0 \text{ Вт} ;$$

— для внутренней стены Г:

$$Q_{стГ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (15 \cdot 6) \cdot (-5 - (-18)) = 264,4 \text{ Вт} ;$$

— для потолка

$$Q_{пот} = K \cdot S \cdot (\Delta t + \Delta t') = 0,238 \cdot (12 \cdot 15) \cdot (25 - (-18) + 9,54) = 2249 \text{ Вт} ;$$

где $\Delta t'$ взято для умеренно отражающей горизонтальной крыши на географической широте 56° .

Считая, что температура под бетонной плитой пола поддерживается устройством подогрева на уровне $+2^\circ\text{C}$, тепловой поток через пол можем определить как:

$$Q_{пола} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,376 \cdot (12 \cdot 15) \cdot (2 - (-18)) = 1353 \text{ Вт}.$$

Отсюда полная тепловая нагрузка на камеру хранения замороженного мяса, обусловленная тепловыми потоками через ее стены, пол и потолок:

$$Q_{стен} = Q_{стА} + Q_{стБ} + Q_{стВ} + Q_{стГ} + Q_{пот} + Q_{пола} = 4829 \text{ Вт}.$$

Внимание! Если есть соседние холодильные камеры, то подумайте, будут ли они работать, когда работает рассчитываемая Вами камера. Если они не работают, то температура за стенкой будет равна температуре окружающего воздуха.

2.3. Тепловая нагрузка от обменной вентиляции

Во многих холодильных камерах (например хранилищах овощей и фруктов) время от времени предусматривается обновление находящегося там воздуха путем его частичной замены на воздух из окружающей среды (наружный воздух), температура которого большую часть года выше, чем температура в холодильной камере. Поступивший в камеру свежий воздух должен быть охлажден от наружной температуры до температуры в холодильной камере, следовательно он представляет собой для камеры дополнительную тепловую нагрузку $Q_{вен}$. Эта нагрузка определяется по формуле:

$$Q_{вен} = G_{возд} \cdot \Delta i, \text{ кВт} \left(\frac{\text{кДж}}{\text{с}} \right),$$

где $G_{возд}$ — приток наружного воздуха в камеру, кг/с;

Δi — разность энтальпий наружного воздуха и воздуха, находящегося в камере, кДж/кг;

$\Delta i = i_{нар} - i_{внутр}$,

где $i_{нар}$ — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;

$i_{внутр}$ — энтальпия воздуха в холодильной камере, кДж/кг;

Для данных температуры и относительной влажности соответствующие значения энтальпий воздуха могут быть найдены либо по диаграмме влажного воздуха, либо из специальных таблиц.

Диаграмма влажного воздуха "влагосодержание d — энтальпия i ", известная также как диаграмма Молье, представлена на рис. 2.3. Для определения параметров воздуха в произвольной точке диаграммы необходимо знать по крайней мере две величины. В общем случае в качестве таких величин используются температура воздуха, $^\circ\text{C}$, и его относительная влажность ϕ , %. Допустим, задано, что $t_{возд} = +25^\circ\text{C}$ и $\phi = 70\%$. Тогда следуя по изотерме 25°C до пересечения с кривой $\phi = 70\%$ получаем точку А (см.рис. 2.3), влагосодержание которой $d = 14$ г/кг сухого воздуха, а энтальпия $i = 61$ кДж/кг. Аналогично для точки В с параметрами $t = -18^\circ\text{C}$ и $\phi = 85\%$ имеем $d = 0,9$ г/кг и $i = -16$ кДж/кг. В результате разность энтальпий воздуха с параметрами А и В $\Delta i_{AB} + 61 - (-16) = 77$ кДж/кг.

Заметим, что диаграмма влажного воздуха строится по формулам

$$d = 0,622 \cdot \frac{\phi \cdot p_s}{B - \phi \cdot p_s}$$

и

$$i = t + d \cdot (2501 + 1,93t),$$

где ϕ — относительная влажность, $\phi = p_n/p_s$, p_s — давление насыщения паров воды при данной температуре, p_n — парциальное давление паров воды при данной температуре, t — температура, $^\circ\text{C}$, для определенного значения атмосферного (барометрического) давления $B = p_{возд} + p_n$ среднего в данной местности. Диаграмма на рис. 2.3. рассчитана для давления 104300 Па (782 мм рт.ст.).

Значение $G_{возд}$ равно:

$$G_{возд} = \frac{V_{пр} \cdot \rho_{кам}}{86400}, \frac{кг}{с},$$

где $V_{пр}$ — приток наружного воздуха, м³/сутки, в холодильную камеру,
 $\rho_{кам}$ — плотность воздуха в холодильной камере,
 86400 — число секунд в 24 часах (сутки).

Плотность воздуха в холодильной камере рассчитывается по уравнению:

$$\rho_{кам} = \frac{\rho_0}{\left(1 + \frac{t_{кам}}{273,15}\right)},$$

где ρ_0 — плотность воздуха при температуре 0°С ($\rho_0 = 1,293$ кг/м³)
 $t_{кам}$ — температура в холодильной камере, °С.

Наконец для суточного притока наружного воздуха имеем:

$$V_{пр} = V_{кам} \cdot n, \frac{м^3}{сутки},$$

где $V_{кам}$ — объем холодильной камеры, м³, и

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{кам}}} \text{ — ежесуточная степень обновления воздуха в холодильной камере, } сутки^{-1};$$

(объем $V_{кам}$ берется в м³).

Пример расчета. Обратимся к примеру из пункта 2.2, считая камеру вентилируемой.

Объем камеры хранения замороженного мяса

$$V_{кам} = 12 \cdot 15 \cdot 6 = 1080 \text{ м}^3.$$

Степень обновления воздуха

$$n = \frac{70}{\sqrt{1080}} = 2,13 \text{ } сутки^{-1}.$$

Следовательно

$$V_{пр} = 1080 \cdot 2,13 = 2300 \frac{м^3}{сутки}.$$

Плотность воздуха в камере

$$\rho_{кам} = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{(-18)}{273,15}\right)} = 1,384 \frac{кг}{м^3},$$

Приток свежего воздуха

$$G_{возд} = 2300 \cdot \frac{1,384}{86400} = 0,0368 \frac{кг}{с}.$$

В нашем примере наружный свежий воздух поступает в камеру с температурой +25°С при относительной влажности 70%. По диаграмме влажного воздуха, рис. 2.3, находим $i_{нар} = 61$ кДж/кг.

Точно также для воздуха в холодильной камере при $t = -18$ °С и $\phi = 95\%$ диаграмма 2.3 дает $i_{внутр} = -16$ кДж/кг.

Следовательно, $\Delta i = i_{нар} - i_{внутр} = 61 - (-16) = 77$ кДж/кг.

Таким образом, тепловая нагрузка, обусловленная притоком свежего воздуха

$$Q_{вен} = 0,0368 \cdot 77 = 2,837 \text{ кВт}.$$

Вместе с тем, расчет тепловой нагрузки от обменной вентиляции может быть выполнен гораздо проще без использования диаграммы рис. 2.3. по формуле

$$Q_{вен} = n \cdot V_{кам} \cdot q_{уд} \cdot \frac{f}{86400}, \frac{ккал}{с},$$

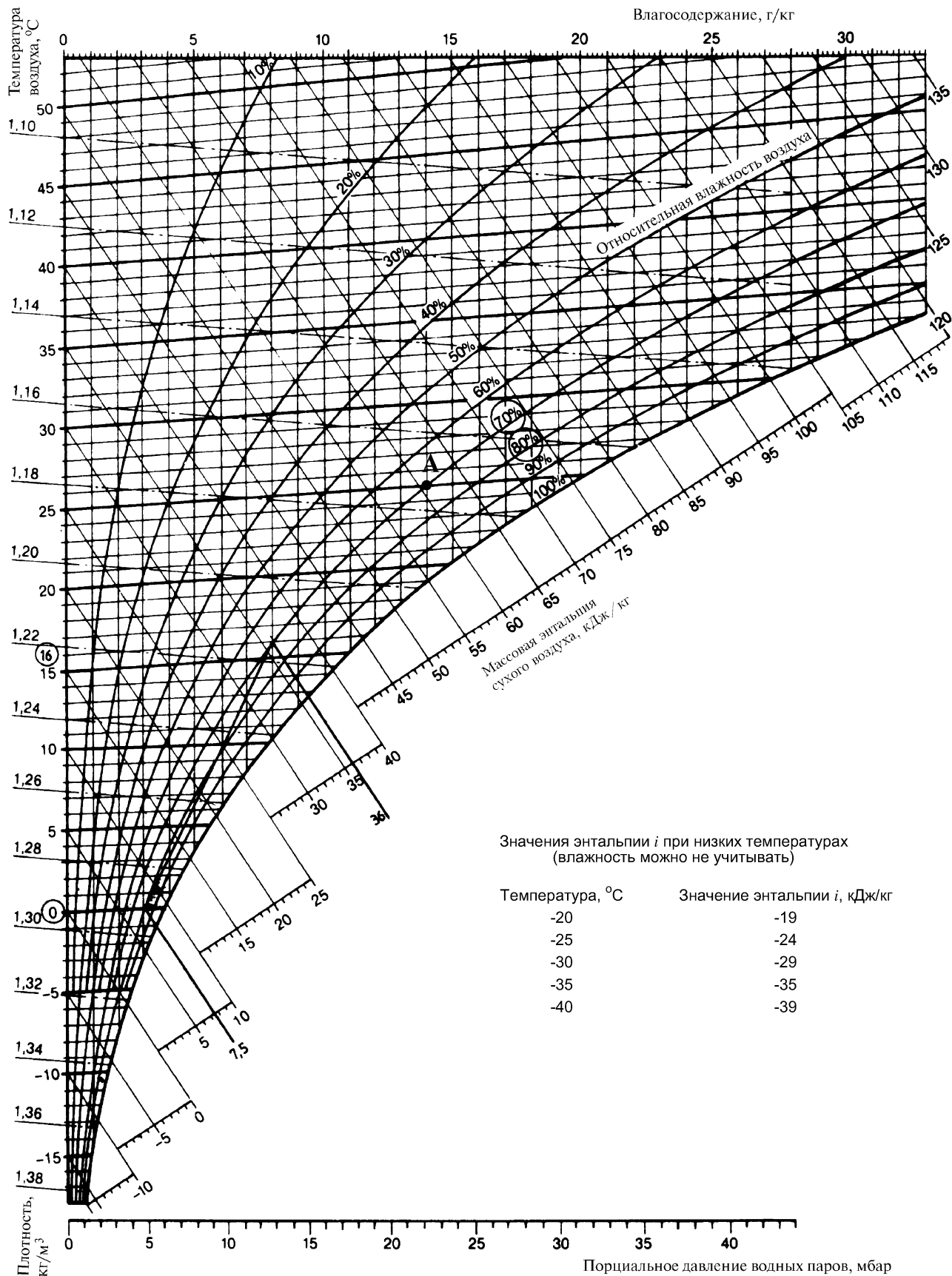


Рис. 2.3. Диаграмма влажного воздуха для атмосферного давления 104300 Па (782 мм рт. ст.), используемая для расчета изменений энтальпий.

где: $q_{уд}$ — удельный теплоприток в камеру, зависящий от разности температур и относительной влажности воздуха в камере и свежего воздуха. Значения $q_{уд}$ приведены в таблице 2.5.

f — коэффициент интенсивности обновления воздуха. При низкой интенсивности $f = 0,5$, при нормальной $f = 1,0$ и при высокой интенсивности $f = 1,8$.

Используя те же исходные данные, что и в предыдущем примере, имеем: $n = 2,13$, $V_{кам} = 1080 \text{ м}^3$. Из таблицы 2.5 для $t_{нар} = 25^\circ\text{C}$, $\Phi_{нар} = 70\%$ и $t_{вн} = -18^\circ\text{C}$ интерполируя получим $q_{уд} = 25,4 \text{ ккал/м}^3$. Считаем, что интенсивность обновления воздуха нормальная, то есть $f = 1,0$.

Тогда $Q_{вен} = 2,13 \cdot 1080 \cdot 25,4/86400 = 0,68 \text{ ккал/с}$,

Или, переходя к системе СИ, $Q_{вен} = 0,68 \cdot 4,1868 = 2,847 \text{ кВт}$, то есть полученный результат практически совпадает с результатом первого варианта расчета.

Таблица 2.5.

Значения удельного теплопритока $q_{уд}$, ккал/м³, в зависимости от температуры в камере $t_{вн}$, температуры $t_{нар}$ и влажности $\Phi_{нар}$ наружного воздуха

$t_{нар}, ^\circ\text{C}$	$\Phi_{нар}, \%$	Температура в камере $t_{вн}, ^\circ\text{C}$									
		-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
+10	40	16,00	13,90	11,70	9,80	7,30	5,20	2,70	0,00	0,00	0,00
	50	16,70	14,50	12,30	10,20	7,90	5,60	3,10	0,40	0,00	0,00
	60	17,20	15,00	12,80	10,70	8,40	6,20	3,50	0,90	0,00	0,00
	70	17,70	15,50	13,30	11,20	8,90	6,80	3,90	1,40	0,00	0,00
	80	18,20	16,00	13,80	11,70	9,40	7,40	4,30	1,90	0,00	0,00
+15	40	19,20	17,00	14,80	12,70	10,20	8,00	5,40	2,70	0,20	0,00
	50	20,20	17,90	15,70	13,50	11,20	8,80	6,20	3,50	1,00	0,00
	60	21,10	18,80	16,60	14,40	12,00	9,70	7,00	4,30	1,80	0,00
	70	22,00	19,70	17,50	15,30	12,90	10,60	7,80	5,10	2,60	0,10
	80	22,90	20,60	18,40	16,20	13,80	11,50	8,60	5,90	3,40	0,90
+20	40	22,40	20,10	17,90	15,60	13,10	10,80	8,10	5,50	2,90	0,30
	50	23,70	21,30	19,10	16,80	14,30	12,00	9,30	6,60	4,00	1,40
	60	25,00	22,60	20,40	18,10	15,50	13,20	10,50	7,70	5,10	2,50
	70	26,30	23,90	21,70	19,40	16,70	14,40	11,70	8,80	6,20	3,60
	80	27,00	25,20	23,00	20,70	17,90	15,60	12,90	9,90	7,30	4,70
+25	40	26,00	23,60	21,30	19,00	16,50	14,10	11,40	8,60	6,00	3,40
	50	27,80	25,30	23,00	20,70	18,10	15,70	12,90	10,20	10,20	4,60
	60	29,50	27,00	24,70	22,30	19,70	17,30	14,50	11,70	11,70	6,10
	70	31,20	28,70	26,40	23,90	21,30	18,90	16,10	13,20	10,40	7,60
	80	32,90	30,40	28,10	25,50	22,90	20,50	17,70	14,70	11,90	9,10
+30	40	30,20	27,70	25,40	23,00	20,40	18,00	15,10	12,30	9,50	6,70
	50	32,50	30,00	27,60	25,20	22,50	20,10	17,20	14,40	11,50	8,60
	60	35,00	32,40	30,00	27,50	24,80	22,30	19,40	16,50	13,60	10,70
	70	37,50	34,80	32,40	29,80	27,10	24,50	21,60	18,60	15,70	12,80
	80	40,00	37,20	34,80	32,10	29,40	26,70	23,80	20,70	17,80	14,90
+35	40	35,00	32,40	30,00	27,50	24,80	22,30	19,40	16,50	13,60	10,70
	50	38,40	35,70	33,20	30,70	27,90	25,30	22,40	19,40	16,50	13,60
	60	41,60	38,80	36,30	33,70	30,80	28,20	25,20	22,20	19,20	16,20
	70	44,80	41,90	39,40	36,70	33,70	31,10	28,00	25,00	21,90	18,80
	80	48,00	45,00	42,50	39,70	36,60	34,00	30,80	27,80	24,60	21,40
+40	40	41,00	38,30	35,70	33,20	30,30	27,70	24,70	21,70	18,70	15,70
	50	45,20	42,40	39,80	37,10	34,20	31,50	28,40	25,40	22,30	19,20
	60	49,50	46,70	43,90	41,20	38,20	35,50	32,30	29,20	26,00	22,80
	70	53,80	51,00	48,00	45,30	42,20	39,50	36,20	33,00	29,70	26,40
	80	58,10	55,30	52,10	49,40	46,20	43,50	40,10	36,80	33,40	30,00