

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1958 года №3

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1958 года №3 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 79 с.

ISBN 978-5-458-64565-2

ISBN 978-5-458-64565-2

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

зом. При годовом пробеге вагона в 90000 км и коэффициенте порожнего пробега 0,4 разность эксплуатационных расходов не превысит 200 руб. в год.

Неизмеримо большую величину составляет стоимость перевозки вагона-холодильника, как груза на колесах. Так, стоимость перевозки того же вагона на расстояние 90000 км при его весе в груженом состоянии 75 т, грузоподъемности 30 т и коэффициенте порожнего пробега 0,4 превышает 200000 руб. в год. Из этой суммы на перевозку груза приходится только около 60000 руб., остальная часть — на перевозку тары вагона и машинного оборудования. Поэтому огромное значение имеет увеличение полезной грузоподъемности и грузоместимости вагона за счет снижения веса кузова, изоляции, силового и холодильного оборудования. В дальнейшем будем пользоваться объемными величинами, а не весовыми, так как в вагонах-холодильниках перевозятся скоропортящиеся грузы с различным объемным весом и вагон, как правило, загружается полностью, однако не до полной грузоподъемности. Оптимальную величину K следует выбирать исходя из наименьшей доли грузовой работы (в тонно-километрах), приходящейся на перевозку кузова и машинного оборудования при наибольшей полезной грузоместимости вагона.

Следовательно, решающими величинами для определения $K_{опт}$ будут: соотношение веса кузова вагона с термоизоляцией (без ходовых частей, тормозного и упряжного оборудования) и веса силового и холодильного оборудования; соотношение объема изоляции вагона-холодильника и объема его грузового помещения.

Задача состоит в том, чтобы найти такое соотношение веса кузова, изоляции и холодильного оборудования и объема грузового помещения и изоляции, при которых вес кузова вагона с термоизоляцией и силового и холодильного оборудования, приходящийся на каждый кубометр грузового объема, будет минимальным.

Для решения задачи были выведены два вспомогательных коэффициента: коэффициент a , равный отношению объема, занимаемого термоизоляцией, к полезному грузовому объему вагона, и коэффициент b , равный отношению веса силового и холодильного оборудования к весу кузова вагона с термоизоляцией. При увеличении K a будет уменьшаться, а b увеличиваться.

Значение $K_{опт}$ находим следующим образом: вычисляем значения a и b при различных K . При этом должны быть заданы наружные раз-

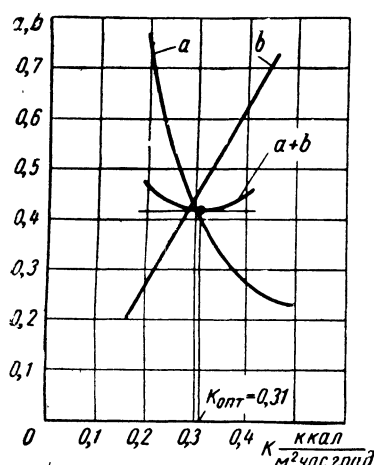
меры вагона, расчетный температурный режим, система охлаждения, род термоизоляции, материал для изготовления кузова вагона. Затем на графике строим кривые $a = f(K)$, $b = \varphi(K)$ и находим суммарную кривую $a + b$, минимум которой показывает оптимальную величину коэффициента теплопередачи ограждения кузова вагона-холодильника. Найденный таким способом $K_{опт}$ дает наиболее выгодное соотношение веса холодильного оборудования и объема, занимаемого изоляцией, при котором вес тары и оборудования вагона, приходящийся на каждый кубометр полезного грузового объема, будет наименьшим. Всякое отклонение от $K_{опт}$ уменьшает полезный грузовой объем вагона или увеличивает вес машинного оборудования, что в обоих случаях вызывает уменьшение доли грузовой работы, приходящейся на перевозку груза.

В качестве примера приведем расчет $K_{опт}$ для вагона-холодильника трехвагонной секции с машинным охлаждением Брянского вагоностроительного завода постройки 1956 г. Секция состоит из четырехосных вагонов с цельнометаллическими кузовами. В каждом вагоне имеется грузовое помещение и машинное отделение, в котором размещены холодильные установки. Кроме того, в вагоне № 2 размещены дизель-генераторы, а в вагоне № 3 — служебное отделение. Стены, крыша и пол вагонов-холодильников изолированы мипорой, обернутой в перфоль. Каждая холодильная установка, состоящая из двух холодильных машин, сконпонована в один агрегат АКР-2ФУ-8 общей холодопроизводительностью 12400 станд. ккал/час. Охлаждение воздуха грузовых помещений производится от воздухоохладителей непосредственного охлаждения с принудительной циркуляцией воздуха. В табл. 1 дано определение коэффициентов a и b , по которым находится величина $K_{опт}$.

Таблица 1

K	$V_{из}$	$V_{гр}$	a	$Q_{обор}$	$Q_{куз}$	b
ккал/м ³ час град	м ³	м ³	—	т	т	—
0,19	52,8	50,2	1,050	5,97	23,0	0,26
0,20	48,2	56,4	0,852	6,10	22,6	0,27
0,22	41,1	62,5	0,659	6,39	22,0	0,29
0,27	32,3	69,7	0,464	8,05	21,2	0,38
0,35	25,2	76,9	0,316	10,90	20,6	0,53
0,44	19,4	82,3	0,235	14,10	20,1	0,70

На рисунке построением кривых $a = f(K)$ и $b = \varphi(K)$ находим оптимальный коэффициент



Определение $K_{опт}$ вагона-холодильника трехвагонной секции.

Таблица 2
Характеристика изотермических вагонов с машинным охлаждением

Наименование	23-вагонный поезд	12-вагонный поезд	3-вагонная секция		
			грузовой вагон	вагон с дизель-электростанцией	вагон со служебным помещением
Грузоподъемность	30,0	41,0	45,0	28,0	40,0
Тара, т	41,4	40,6	36,6	46,9	38,9
Наружные размеры, м	15,0	17,0	17,0	17,0	17,0
{ длина	3,04	3,03	3,03	3,03	3,03
{ ширина	3,19	3,15	3,11	3,11	3,11
{ высота	255	230	250	250	250
Толщина изоляции, мм	212	234	200	200	200
{ крыши	166	140	178	178	178
{ стен	64,5	79,3	90,5	63,7	79,6
{ пола	1,38	0,99	0,82	1,67	0,99
Объем грузового помещения, м³	0,06	0,07	0,11	0,38	0,22
Коэффициент тары	0,25	0,23	0,31	0,31	0,31
Отношение площади, занятой оборудованием, к полной	0,32	0,30	0,35	0,42	0,37
$K_{опт}$, ккал/м² час град					
$K_{факт}$, ккал/м² час град					

теплопередачи ограждения кузова вагона-холодильника трехвагонной секции, равный $0,31 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$.

Оптимальную величину K можно найти также аналитическим путем. Для этого необходимо выразить полезный грузовой объем вагона как функцию коэффициента теплопередачи $V_{гр} = f(K)$. Однако способ определения $K_{опт}$ суммированием кривых $a = f(K)$, $b = \varphi(K)$ является более простым и наглядным.

Анализируя данные, входящие в коэффициенты a и b , видно, что величина $K_{опт}$ для различных единиц подвижного состава (поезда, секции, вагоны) и систем машинного охлажде-

ния (рассольное, непосредственное) будет неодинакова. Это приводит к различным $K_{опт}$ (табл. 2).

Выводы

Фактическая величина K изотермического подвижного состава с машинным охлаждением, эксплуатируемого в настоящее время на железных дорогах, превышает величину $K_{опт}$. Поэтому изоляцию вагонов-холодильников необходимо усиливать.

При конструировании новых изотермических вагонов с машинным охлаждением предварительно следует определять $K_{опт}$.

DETERMINATION OF THE OPTIMAL VALUE FOR THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF RAILWAY REFRIGERATOR CARS

S. NEKRUTMAN, Eng.

Summary

In designing new railway cars with mechanical refrigeration the author proposes the use of an optimal value he has determined for the heat transfer coefficient of the enclosure walls.

The decisive factors in the determination of this value were the ratios: 1) between the weight of the car body together with the thermal insulation and the weight of the power and refrigerating equipment, 2) between the insulation volume and the volume of the commodity room.

Расчет охлаждения грузов в изотермических вагонах

Ииж. Б. КИТАЕВ — Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта

При постройке изотермических вагонов новых типов в ряде случаев предусматривается достаточно мощное холодильное оборудование, обеспечивающее быстрое охлаждение фруктов. В данной статье изложен предлагаемый автором приближенный метод расчета режима охлаждения некоторых грузов в изотермических вагонах.

1. Некоторые вопросы теплообмена. Приближенный расчет режима охлаждения в изотермических вагонах грузов с удельной теплоемкостью более $0,8 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}$ и весом более 15 т можно производить без учета теплоемкости кузова. В этом случае теплоемкость кузова оказывается в несколько раз меньше теплоемкости груза, а наружные слои ограждений кузова охлаждаются незначительно.

Тепловое воздействие солнечного облучения ограждений кузова вагона можно учитывать через эквивалентное повышение температуры наружного воздуха вблизи этих ограждений. При этом температура наружного воздуха заменяется «суммарной наружной температурой» [1].

Количество тепла, поступающего в вагон через ограждения кузова, запишется следующим образом:

$$Q = kF(t_c - t_b) = \alpha_b F(t_n - t_b) \text{ ккал/час}, \quad (1)$$

где:

F — поверхность ограждений кузова, м^2 ,

k — приведенный коэффициент теплопередачи ограждений кузова, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$

α_b — коэффициент теплоотдачи внутренних поверхностей ограждений, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$,

t_c — среднесуточное значение приведенной суммарной наружной температуры, $^\circ\text{C}$,

t_b — температура воздуха в вагоне, $^\circ\text{C}$,

t_n — приведенная температура внутренних поверхностей ограждений, $^\circ\text{C}$.

На основании формулы (1) получим:

$$t_n = t_b + \frac{k}{\alpha_b} (t_c - t_b) \text{ }^\circ\text{C} \quad (2)$$

Исходя из уравнения теплового баланса и пренебрегая теплоемкостью воздуха в вагоне, можно записать:

$$t_b = \frac{\alpha_2 F_2 t_2 + \alpha_b F t_n + \alpha_x F_x t_x + q}{\alpha_2 F_2 + \alpha_b F + \alpha_x F_x} \text{ }^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где:

t_2 — температура поверхности груза, $^\circ\text{C}$.

t_x — температура поверхности охлаждающих приборов, $^\circ\text{C}$,

F_2 — поверхность груза, м^2 ,

F_x — поверхность охлаждающих приборов, м^2 ,

α_2 — коэффициент теплоотдачи на поверхности груза, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$,

q — биохимическое тепло, выделяемое грузом, ккал/час .

Количество биохимического тепла, выделяемого грузом, обычно является функцией температуры, близкой к линейной, и, следовательно, может быть учтено данным расчетом. Если не требуется большой точности, то в расчетах можно принять значение q постоянным, соответствующим средней температуре груза в период охлаждения. Для некоторых грузов можно принять $q = 0$.

Вычисление коэффициентов теплоотдачи α_2 на поверхностях различных тел можно выполнять по формулам, полученным М. А. Михеевым [2]. Обычно при отсутствии побудительной циркуляции воздуха в вагоне α_2 составляет от 2 до 6 $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$. В случае когда в вагоне осуществляется побудительная циркуляция воздуха со скоростью v до 5 м/сек ., можно применять следующую эмпирическую формулу для определения коэффициента теплоотдачи α_2 на поверхности груза [3]:

$$\alpha_2 = 5,3 + 3,6 v \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}.$$

Побудительная циркуляция воздуха в вагоне, создаваемая специальными вентиляторами, в значительной мере способствует ускорению процесса охлаждения груза.

На основании формул (2) и (3) получим следующее выражение для температуры воздуха в вагоне:

$$t_b = At_2 + B, \quad (4)$$

где

$$A = \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_2 F_2 + kF + \alpha_x F_x},$$

$$B = \frac{kFt_c + \alpha_x F_x t_x + q}{\alpha_2 F_2 + kF + \alpha_x F_x}.$$

В вагонах-ледниках температура охлаждающих поверхностей t_x принимается равной 73% от температуры таяния льдосоляной смеси t_T . Температура таяния льдосоляной смеси определяется соотношением количества льда и соли.

Соли в смеси по весу, %	$t_t, ^\circ\text{C}$	Соли в смеси по весу, %	$t_t, ^\circ\text{C}$
8 15	-5 -10	27 29	-20 -21

В вагонах с машинным охлаждением коэффициенты A и B заменяем соответственно следующими:

$$A^* = \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_2 F_2 + kF}, \quad B^* = \frac{kFt_c + q - Q_x}{\alpha_2 F_2 + kF},$$

где: Q_x — холодопроизводительность машин нетто.

В данной статье рассматриваем охлаждение грузов, имеющих большую поверхность соприкосновения с воздухом. К таким грузам можно отнести фрукты, молоко в бидонах и т. п. Расчет режима охлаждения производим в предположении, что температура одинакова во всей массе груза. Анализ температурного поля рассматриваемых грузов указывает на допустимость этого предположения в приближенных практических расчетах.

Учет теплоемкости тары груза производим путем отнесения веса и поверхности тары соответственно к весу груза P_z и поверхности груза F_z . При этом удельная теплоемкость груза c_z заменяется приведенной удельной теплоемкостью, определяемой по формуле:

$$c_z = \frac{c_z P_z + c_m P_m}{P_z + P_m},$$

где: c_m и P_m — соответственно удельная теплоемкость и вес тары.

2. Расчет режима охлаждения грузов. На основании изложенного запишем следующее дифференциальное уравнение:

$$\alpha_2 F_z (t_z - t_b) dz = -P_z c_z dt_z, \quad (5)$$

где z — время.

Подставляя t_b согласно формуле (4) в уравнение (5) и обозначая $m = \frac{\alpha_2 F_z}{P_z c_z}$, после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{dt_z}{dz} + mt_z(1 - A) = mB \quad (6)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (6) приводит к формуле (7), по которой можно вычислять продолжительность охлаждения груза до какой-либо заданной температуры t_z :

$$Z = \frac{2,3}{m(1-A)} \cdot \lg \frac{(A-1)t_{z0} + B}{(A-1)t_z + B}, \quad (7)$$

где t_{z0} — температура груза в начале охлаждения.

Пример. Определить продолжительность охлаждения яблок с температуры 28°C до 3°C в вагоне-леднике с системой охлаждения инж. Клейменова. Исходные данные для вычислений следующие: $P = 20 \text{ т}$, $c_z = 0,85 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}$, $\alpha_z = 3,3 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$, $F_z = 1800 \text{ м}^2$, $q = 900 \text{ ккал/час}$; $\alpha_x = 5,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$, $F_x = 246 \text{ м}^2$, $t_x = -16,5^\circ\text{C}$; $k = 0,8 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$, $F = 179 \text{ м}^2$, $t_c = 30^\circ\text{C}$.

Вычисления.

$$m = \frac{3,3 \cdot 1800}{0,85 \cdot 20000} = 0,35;$$

$$A = \frac{3,3 \cdot 1800}{3,3 \cdot 1800 + 0,8 \cdot 179 + 5,5 \cdot 246} = 0,80;$$

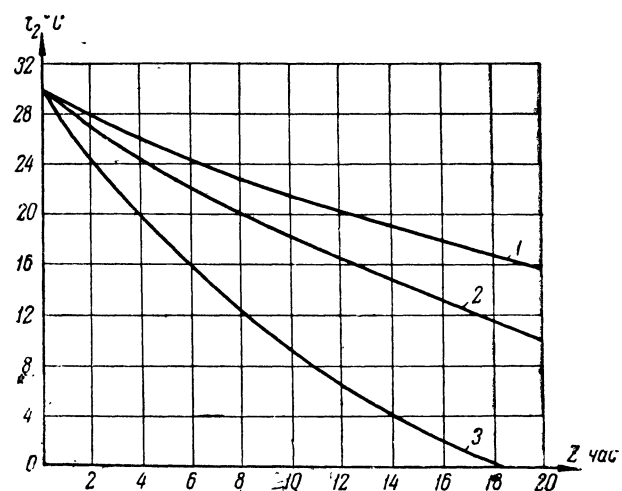
$$B = \frac{0,8 \cdot 179 \cdot 30 + 5,5 \cdot 246 (-16,5) + 900}{3,3 \cdot 1800 + 0,8 \cdot 179 + 5,5 \cdot 246} = -2,30;$$

$$Z = \frac{2,3}{0,35(1-0,80)} \times$$

$$\times \lg \frac{(0,80-1)28-2,30}{(0,80-1)3-2,30} = 14 \text{ час.}$$

По результатам испытаний, проведенных в условиях, соответствующих указанным в примере, продолжительность охлаждения оказалась равной 15 час. [4]. Таким образом, расчеты и испытания дали приблизительно одинаковые результаты.

На рисунке даны полученные расчетом температурные графики охлаждения 20 т яблок



Кривые охлаждения груза:

1 и 2 — в вагоне с потолочными приборами соответственно при $t_x = -5^\circ\text{C}$ и $t_x = -16,5^\circ\text{C}$; 3 — в вагоне с системой охлаждения инж. Клейменова при $t_x = -16,5^\circ\text{C}$.

в изотермических вагонах-ледниках двух различных типов.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1) подтверждается возможность быстрого охлаждения в изотермических вагонах с льдосоляным охлаждением фруктов, молока и некоторых других скоропортящихся грузов.

2) для ускорения процессов охлаждения

грузов в изотермических вагонах целесообразно применение циркуляционных вентиляторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б. Китаев, „Холодильная техника“, № 2, 1956.
2. М. Михеев, Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
3. Н. Головкин, Г. Чижов, Холодильная технология пищевых продуктов, Пищепромиздат, 1951.
4. Ф. Буланов, И. Клейменов, „Холодильная техника“, № 4, 1953.

CALCULATION OF THE COOLING OF PRODUCE IN REFRIGERATOR CARS

B. KITAEV, Eng.

Summary

With the aid of a derived approximate calculation method, the possibility has been substantiated of the quick cooling of fruits and milk in railway cars with ice and salt refrigeration.

Air circulating fans are recommended for accelerating the process.

Некоторые результаты испытания сборных изоляционных конструкций холодильников

Канд. техн. наук И. ДУШИН — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

На московском холодильнике № 12 и в опытной камере ВНИХИ проводились испытания сборных изоляционных конструкций, причем опытная камера ВНИХИ также имеет теплозащитную воздушную рубашку. Задача заключалась в получении начальных данных о влажностном состоянии и теплозащитных свойствах ограждающих конструкций.

Наружные стены

Испытаниями установлено: толщина изоляционного слоя наружных стеновых панелей¹ в низкотемпературных камерах (менее -25°) составляет 32—33 см, из них 20 см натуральной пробки (прессованные плиты из пробковых отходов) и 12—13 см минеральной пробки. Средняя влажность минеральной пробки колеблется в пределах 3—4% и натуральной пробки — в пределах 6—8% по весу, то есть не выходит за пределы, допустимые техническими условиями; коэффициент теплопередачи стен (в середине панелей) 0,19—0,20 ккал/м²час °С.

Толщина изоляции наружных панелей других камер (температура хранения -18° С) колеблется в пределах 25—30 см, а коэффициенты теплопередачи в середине панелей 0,22—0,28 ккал/м²час °С. Даже с учетом влияния вертикальных стыков панелей, имеющих коэффициент теплопередачи на 50% больший, чем в середине панелей, и составляющих около 16% всей поверхности стен, коэффициенты теплопередачи наружных стен холодильника оказались меньше проектных величин. Произошло это потому, что толщина изоляционного слоя панелей оказалась выше проектной, так как Воскресенский завод поставил плиты минеральной пробки толщиной 60—70 мм вместо предусмотренной техническими условиями толщины в 50 мм.

Средний коэффициент теплопроводности теплоизоляционного слоя в панелях (натуральная и минеральная пробка) составляет 0,065 ккал/м час °С.

Наружные стеновые панели опытной камеры ВНИХИ изолированы только одной минеральной пробкой толщиной около 30 см. Средняя влажность минеральной пробки в панелях не превышает 2,0% по весу. В одну из стеновых панелей опытной камеры изоля-

¹ Конструкция стеновых панелей описана в журнале «Холодильная техника», 1953 г., № 3, стр. 46.

ция была заложена насухо. На очищенную и протертую керосином поверхность железобетонной плиты в горизонтальном положении наклеена пароизоляция из слоя пластифицированного борулина на горячем битуме. На нее также горячим битумом приклеен первый слой плит минеральной пробки с шпаклевкой и проливкой битумом швов между плитами.

Последующие четыре слоя уложены без приклейки их битумом к нижележащему слою плит. В них производилась только шпаклевка и проливка битумом швов. Укладка деревянной рамы и нашивка отделочного слоя производились обычным способом. За год эксплуатации камеры эта панель ничем по теплозащитным свойствам и влажности теплоизоляционного слоя не отличалась от других стеновых панелей камеры. Средняя влажность ее теплоизоляционного слоя из минеральной пробки составляет 0,9%. При этой влажности и толщине теплоизоляционного слоя около 29 см коэффициент теплопередачи в середине панели составил $0,19 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$, а коэффициент теплопроводности минеральной пробки — $0,06 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$.

Для панели с укладкой минеральной пробки на горячем битуме при общей толщине теплоизоляционного слоя около 31 см и средней влажности 0,5% коэффициент теплопередачи оказался равным $0,17 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$, а коэффициент теплопроводности минеральной пробки — $0,055 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$.

Для второй опытной панели с такой же укладкой плит минеральной пробки на битуме при толщине слоя изоляции в 26 см коэффициент теплопередачи на середине панели составил $0,22 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$, а коэффициент теплопроводности минеральной пробки в конструкции — $0,066 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$. При этом средняя влажность изоляционного слоя была равна 1,7%.

Коэффициент теплопередачи вертикального стыка двух панелей коробчатого типа, армированного и залитого бетоном с мелким наполнителем, а затем после естественной просушки изолированного тремя слоями минеральной пробки, составил 150% от средней величины коэффициентов теплопередачи на середине панелей. Так как вертикальные стыки составляют около 16% всей поверхности стен, то за их счет средний коэффициент теплопередачи наружных стен оказывается выше на 8—10%, чем в середине панелей.

Кроме того, более высокий коэффициент теплопередачи стыков панелей вызывает конденсацию влаги на их наружной поверхности

при повышении относительной влажности наружного воздуха до совпадения его точки росы с температурой стыка. Такое явление и наблюдалось на холодильнике № 12 во время оттепели в середине января 1956 г.

Вследствие более высокого коэффициента теплопередачи температура поверхности стыка значительно ниже температуры поверхности панелей в их средней части. Поэтому достаточно определенного повышения относительной влажности наружного воздуха, чтобы температура поверхности вертикального стыка оказалась равной точке росы наружного воздуха или ниже нее.

Кроме того, имеет значение и тепловой гистерезис, заключающийся в следующем. В вертикальных стыках панелей сосредоточена значительная масса бетона, находящаяся в зоне более низких температур, чем температура наружного воздуха. Во время оттепели температура этой массы не может следовать за температурой наружного воздуха и оказывается ниже точки росы, что опять-таки на этих участках поверхности стен вызывает конденсацию влаги.

Принятая форма и способ заделки горизонтальных стыков панелей не обеспечивают их достаточную паро- и воздухопроницаемость. Стыкование горизонтальных ребер панелей насухо и прокладка между теплоизоляционными слоями выше- и нижележащих панелей противопожарного пояса из листового асбеста нарушают непрерывность пароизоляционного слоя и образуют канал для проникновения наружного воздуха и содержащегося в нем водяного пара через горизонтальные стыки железобетонных плит, асбестовую прокладку и далее между внутренней поверхностью панелей и торцами междуэтажных перекрытий в теплозащитную воздушную рубашку. Этот путь показан стрелками на рис. 1. Показанная на чертеже заливка цементным раствором щели между перекрытием и поверхностью стеновой панели не производилась вследствие трудоемкости этой операции при малой ширине щели (1—2 см). Также не удавалось удерживать слой цементного раствора на горизонтальной полке ребра панели при установке на него следующей по высоте панели.

В летний период 1956 г. особенно выявилась воздухо- и паропроницаемость горизонтальных стыков панелей. В большинстве камер верхних этажей холодильника наблюдалось проникновение теплого и влажного наружного воздуха в верхнюю часть теплозащитной воздушной рубашки. При этом наибольшее

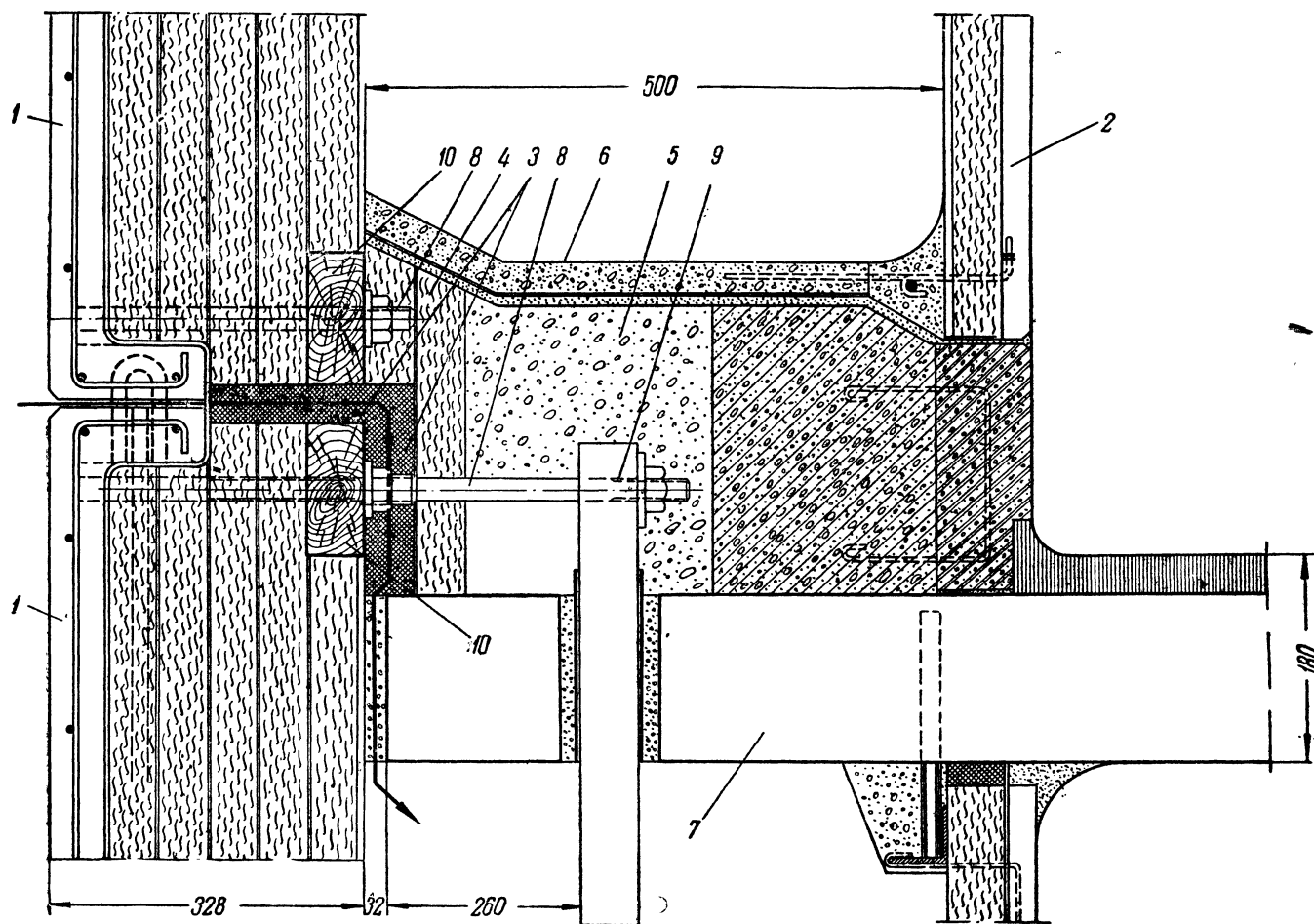


Рис. 1. Горизонтальный стык стеновых панелей:

1 — наружные стеновые панели, 2 — панель внутренней перегородки между теплоизоляционной рубашкой и камерой, 3 — асбестовый противопожарный пояс, 4 — слой минеральной пробки, 5 — засыпка из пенобетонной мелочи, 6 — асфальтовый пол в теплозащитной рубашке, 7 — междуэтажное перекрытие, 8 — натяжные болты, 9 — анкерные полосы, 10 — горизонтальные бруски деревянной рамы.

проникновение наружного воздуха было через горизонтальные стыки панелей стены, обращенной к автоплатформе, где расшивка швов совсем не производилась. Особенно много теплого наружного воздуха проникало в углы, образуемые торцовыми и продольными стенами здания, что свидетельствует о недостаточной плотности угловых сопряжений панелей.

На наружных поверхностях торцовых стен в верхней части чердачного этажа при высокой относительной влажности наружного воздуха (например, после дождя) образуются мокрые пятна вследствие конденсации влаги против анкерных натяжных болтов, которыми крепятся панели к металлическим конструкциям крыши холодильника.

После установки стеновых панелей конструкции приходится производить изоляцию

вертикальных и горизонтальных стыков панелей. Но эту операцию можно устранить, если изменить конструкцию стеновых панелей так, чтобы непрерывность пароизоляционного и, по возможности, теплоизоляционного слоя достигалась непосредственно при монтаже конструкций.

В термоизоляционном слое панели не должны быть включений большой массы бетона, соединенной с ее наружной железобетонной плитой, чтобы коэффициент теплопередачи конструкции, соответствующий середине панели, не увеличивался на вертикальных стыках панелей. Натяжные болты для крепления панелей не должны создавать сквозные тепловые мостики между внутренним воздухом и внешней железобетонной плитой панелей.

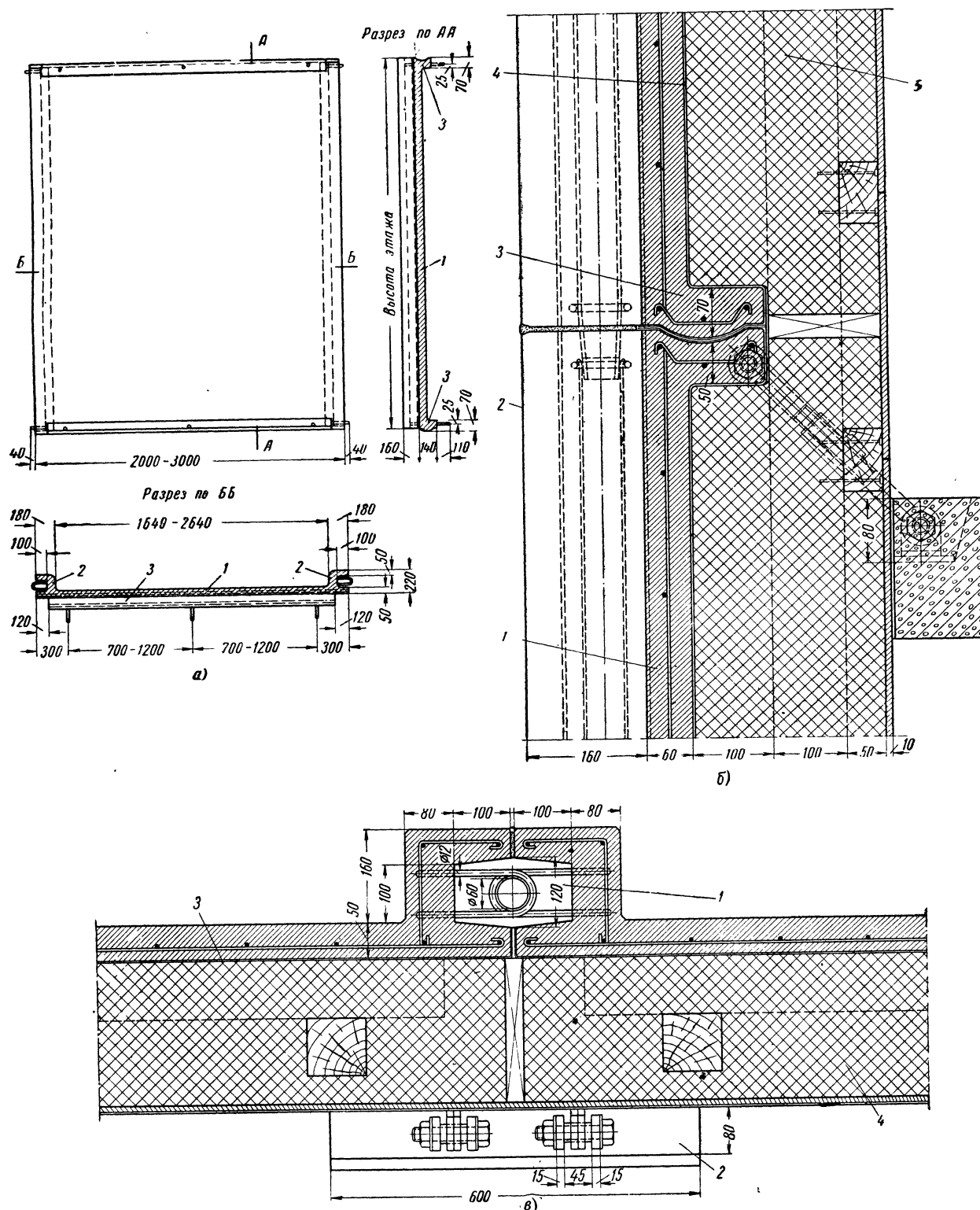


Рис. 2. а) эскиз железобетонной плиты стеновой панели:

1 — железобетонная плита, 2 — вертикальные ребра, 3 — горизонтальные ребра;

б) горизонтальный стык стеновых панелей:

1 — несущая железобетонная плита, 2 — вертикальные ребра, 3 — горизонтальные ребра, 4 — пароизоляция, 5 — термоизоляция;

в) вертикальный стык стеновых панелей:

1 — пространство, заливаемое бетоном с мелким наполнителем или расширяющимся цементом, 2 — отрезок полосовой стали с приваренными к нему проушинами, 3 — пароизоляция, 4 — термоизоляция.

На рис. 2 виден эскиз железобетонной плиты стеновой панели, конструкция которой позволяет устранить указанные недостатки. Отличительная особенность конструкции состоит в том, что ее вертикальные ребра имеют Ч-образную форму и вынесены наружу. В результате внутренняя поверхность стены в пределах данного этажа становится совершенно ровной, а наклейка слоя изоляции может быть произведена почти до самого края панели (с отступом на 1—1,5 см), с одинаковым термическим сопротивлением по всей стене.

Рулонная пароизоляция заводится на боковые грани панели, где она и сомкнется через прокладку из пористой резины (или из того же пароизоляционного материала) с пароизоляцией соседних панелей. Между боковыми гранями теплоизоляционных слоев двух соседних панелей ставится прокладка из той же минеральной пробки. Две соседние панели после их установки дополнительно стягивают с помощью специального устройства. Стык пароизоляционного и теплоизоляционного слоев уплотняется за счет обжатия поставленных между ними прокладок.

Горизонтальные ребра обращены внутрь и образуют горизонтальный стык панелей цилиндрической формы. Это упрощает изготовление металлической формы для изготовления панелей.

Пароизоляция из рулонного материала с внутренней поверхности панели заводится на верхнюю и нижнюю грани горизонтальных ребер. Здесь она также смыкается с пароизоляцией другой панели через дополнительный слой той же пароизоляции или пароизоляционной мастики.

Стыкование теплоизоляционных слоев осуществляется через мягкую прокладку, сжимаемую тяжестью самой панели.

Горизонтальные ребра панелей делаются не по всей ширине плиты, а начинаются на расстоянии 12,5 см от края.

Против вертикальных стыков панелей к арматуре перекрытия еще до его бетонирования приваривается отрезок полосовой стали сечением около 80×10 мм и длиной около 600 мм. При бетонировании перекрытия полоска сверху закрывается деревянным бруском и остается свободной от бетона.

После предварительной установки панели к отрезку полосовой стали против натяжных устройств приваривают проушины. В проушины продевают болты, на которые в свою очередь надевают резиновые кольца, а на них

вторые (нижние) кольца натяжных устройств. После этого положение панели можно выверить и, если нужно, изменить с помощью натяжных устройств. Затем отрезок полосовой стали вместе с проушинами и болтами может быть покрашен асфальтовым лаком и заделан минеральной пробкой или другой теплоизоляцией. Остальная часть натяжного устройства тоже красится асфальтовым лаком и оказывается заделанной в изоляционный слой, наклеиваемый на стыке панелей, что также предохраняет ее от коррозии и уменьшает теплопередачу через натяжное устройство.

Надетые на болты резиновые кольца позволяют прервать тепловые мостики, которые образуются в показанной на рис. 1 конструкции по натяжным болтам.

После установки панелей образуется свободный от теплоизоляции участок стены размером 25×50 см, в центре которого находится стык углов четырех смежных панелей. На этот участок наклеивается дополнительный пароизоляционный слой, а затем закладывается тепловая изоляция и нашивается или наносится отделочный слой.

При отсутствии уплотняющих пароизоляционных прокладок и недостаточно ровных кромках железобетонных плит на вертикальных стыках панелей теплоизоляционный слой укладывается в панель во время ее изготовления только в пределах длины горизонтальных ребер плиты.

После установки панелей образуется также свободная от теплоизоляции полоса шириной 25 см с вертикальным стыком железобетонных панелей посередине. И на эту полосу наклеивается дополнительный пароизоляционный слой, а затем закладывается тепловая изоляция и нашивается или наносится отделочный слой.

Перегородки

Внутренние перегородки между камерами и вестибюлями первого, второго и третьего этажей сделаны из пенобетона. По периметру вестибюля каждого этажа выполнены двоянные прямоугольные колонны, между которыми и выкладывались перегородки.

Кладка производилась на цементном растворе в два слоя пенобетонных блоков с перевязкой вертикальных и горизонтальных швов одного слоя блоков блоками другого слоя.

Перегородки четвертого и пятого этажей выполнены сборными из железобетонных изолированных плит, таких же, как перегородки

между камерами и теплозащитной воздушной рубашкой. Высота плит 3,10 и 3,45 м, ширина 1,2 м, толщина 3—4 см. Плита снабжена только вертикальными ребрами высотой 5 см и шириной 10 см. Между ними наклеен один или два слоя плит минеральной пробки. Перегородка образуется установкой двух рядов таких панелей, обращенных изоляцией внутрь перегородки, а наружу — железобетонными плитами.

Вертикальные стыки панелей одного ряда перекрываются панелями другого ряда.

Испытания перегородок дали следующие результаты:

1. Толщина изоляции из пенобетонных блоков на цементном растворе в перегородках между вестибюлями и камерами первого, второго и третьего этажей составляет в низкотемпературном отсеке (отсек № 3) 43—44 см, а в других отсеках — 20—20,5 см.

Влажность пенобетона составляет от 20 до 40% по весу, а коэффициент теплопроводности — от 0,12 до 0,21 ккал/м час °С. Пенобетонные перегородки низкотемпературного отсека имеют коэффициент теплопередачи 0,42—0,45 ккал/м² час °С, а перегородки других отсеков — 0,68—0,70 ккал/м² час °С. Эти коэффициенты теплопередачи значительно превышают проектные. В результате была обильная конденсация влаги на поверхностях перегородок со стороны вестибюля и особенно против цементных швов между блоками.

2. Перегородки между вестибюлями и камерами четвертого, пятого и шестого этажей,

выполненные из готовых панелей, имеют толщину изоляции из минеральной пробки 10—15 см в низкотемпературном отсеке и 10 см — в других отсеках. Коэффициенты теплопередачи перегородок в низкотемпературном отсеке равны 0,30—0,42 ккал/м² час °С и в остальных отсеках — 0,42—0,45 ккал/м² час °С.

Приведенные коэффициенты теплопередачи перегородок низкотемпературного отсека не удовлетворяют условию недопущения конденсации влаги на их поверхностях. Коэффициенты теплопередачи перегородок других отсеков этому условию удовлетворяют, однако на стыках панелей эти коэффициенты примерно в два раза больше, чем на их середине. Поэтому на стыках панелей со стороны вестибюлей происходит обильная конденсация влаги.

При взятии проб изоляции из этих перегородок были обнаружены зазоры между теплоизоляционными слоями первого и второго ряда панелей, из которых они составлены. В этих зазорах нередко встречалось скопление влаги, превратившейся в иней и лед.

В других случаях при наличии зазоров получалось отслаивание и сползание плит минеральной пробки, что произошло, видимо, до пуска холодильника в эксплуатацию под влиянием высокой температуры наружного воздуха в летнее время.

Причина образования зазоров заключалась в том, что железобетонные плиты не всегда были ровными, да и теплоизоляционный слой имеет некоторые неровности из-за различной толщины плит минеральной пробки. Поэтому

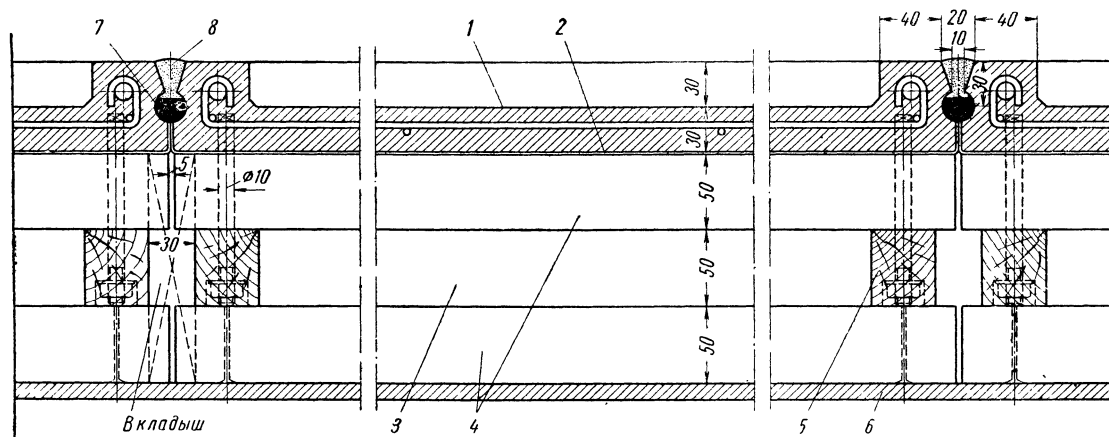


Рис. 3. Вертикальный стык перегородочных панелей с изоляцией из трех слоев минеральной пробки:

1 — несущая железобетонная плита, 2 — пароизоляция со стороны вестибюля, 3 — термоизоляционный слой, 4 — горизонтальные рейки 40 × 50 мм, 5 — вертикальные рейки 40 × 50 мм, 6 — отделочный слой, 7 — разогретый бортики с битумом, 8 — цементный раствор.