

Министерство образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий



А.В. Бараненко, В.С. Калюнов,
Б.Н. Малеванный, А.Я. Эглит

ПРАКТИКУМ ПО ХОЛОДИЛЬНОМУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ

Учебное пособие

Рекомендовано учебно-методическим объединением
Минобразования РФ в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению 655900 –
«Технология сырья и продуктов животного
происхождения» специальностей
27-й группы

Санкт-Петербург 2002

УДК 621.56.59 (075.8)

ББК 31.392

Б 69

Бараненко А.В., Калюнов В.С., Малеванный Б.Н., Эглит А.Я.
Б 69 **Практикум по холодильному технологическому оборудованию:**
Учеб. пособие. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2002. – 170 с.

ISBN 5-86981-074-0

Приведены примеры расчета холодильного технологического оборудования, рассмотрены варианты компоновочных решений. Дан справочный материал.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению 655900 – «Технология сырья и продуктов животного происхождения» специальностей 27-й группы. Может быть полезно инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием и эксплуатацией холодильных установок и холодильного технологического оборудования в пищевой промышленности.

Рецензенты

Кафедра холодильной техники Московского государственного университета пищевых биотехнологий (доктор техн. наук, проф. Б.С. Бабакин)

Президент РТПК «Росмясомолторг» доктор техн. наук, проф. В.А. Выгодин

Одобрено к изданию советом факультета холодильной техники

ISBN 5-86981-074-0

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2002

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие разработано на кафедре холодильных установок СПбГУНиПТ в дополнение к пособию "Примеры расчетов по курсу «Холодильное технологическое оборудование»", изданному в 1981 г.

В пособие вошли задачи, ранее не рассматривавшиеся, а также примеры, в которых изменены методика расчета или используемое оборудование.

Данное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению 655900 – "Технология сырья и продуктов животного происхождения" специальностей 27-й группы, а также для дипломников и инженеров, занимающихся вопросами расчета и проектирования оборудования для холодильной обработки и хранения разнообразных скоропортящихся продуктов.

Примеры и задачи имеют развернутые решения с анализом полученных данных. В приложении дан ряд вспомогательных материалов справочного характера, необходимых для решения разнообразных задач по курсу «Технология консервирования продуктов».

Авторы выражают глубокую признательность рецензентам рукописи: доктору технических наук В.А. Выгодину, коллективу кафедры «Холодильная техника» МГУПБ и лично заведующему кафедрой доктору технических наук, профессору Б.С. Бабакину за ценные советы и замечания.

1. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

1.1. Расчет оборудования камеры охлаждения мяса с комбинированной воздушно-радиационной системой

Исходные данные. Камера охлаждения мяса в полутушах оснащена межрядными радиационными батареями. Производительность камеры $G = 24$ т/сут, скорость движения воздуха в зоне расположения бедренной части $w_6 = 1,5$ м/с, температура воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -4$ °С.

Требуется определить: продолжительность цикла охлаждения τ , вместимость и размеры камеры, объемную подачу воздуха, тепловую нагрузку на камерное холодильное оборудование и площадь поверхности охлаждающих устройств, выполнить компоновку оборудования камеры, а также рассчитать потери напора при движении воздуха в циркуляционном кольце и мощность электродвигателей вентиляторов.

Продолжительность охлаждения полутуши мяса в камере при вынужденном движении воздуха можно определить по формуле из справочника [1]

$$\tau = 0,0962 c_0 \rho \delta [(t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}})/(t_{\text{вып}} - t_{\text{пм}})]^{1,5} / \alpha_{\text{пр}},$$

где c_0 – теплоемкость охлажденного мяса, $c_0 = 3300$ Дж/(кг·К); ρ – плотность мяса, $\rho = 1050$ кг/м³; δ – толщина бедренной части полутуши, м (для полутуши массой 85 кг толщина бедренной части $\delta = 0,20$ м); $\alpha_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $t_{\text{пост}}$ – температура мяса при поступлении в камеру, $t_{\text{пост}} = 39$ °С; $t_{\text{вып}}$ – температура мяса при выпуске из камеры, $t_{\text{вып}} = 4$ °С ($t_{\text{пост}}$ и $t_{\text{вып}}$ приняты согласно технологическим данным).

Приведенный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями (радиационная и воздушно-радиационная системы охлаждения) определяют по уравнению

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}} + \alpha_{\text{с}},$$

где $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{и}}$, $\alpha_{\text{с}}$ – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, конвективный, при испарении влаги с поверхности охлаждаемой полутуши и радиационный, Вт/(м²·К).

Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ можно вычислить из уравнения подобия [2]

$$Nu = 0,33 Re^{0,58}, \quad Nu = \alpha_{\text{к}} \delta / \lambda_{\text{в}},$$

где Nu – число Нуссельта; λ_b – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К); Re – число Рейнольдса.

Сначала находим число Рейнольдса, учитывая, что при $t_{\text{пм}} = -4$ °С кинематический коэффициент вязкости воздуха $\nu_b = 12,94 \cdot 10^{-6}$ м²/с (прил. 1)

$$Re = w_b \delta / \nu_b = 1,5 \cdot 0,20 / 12,94 \cdot 10^{-6} = 23\,183.$$

Затем считаем число Нуссельта

$$Nu = 0,33 \cdot 23\,183^{0,58} = 112,28.$$

Из вышеприведенной критериальной зависимости конвективный коэффициент теплоотдачи, учитывая теплопроводность воздуха $\lambda_b = 0,024$ Вт/(м·К) при температуре воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -4$ °С (см. прил. 1), будет

$$\alpha_k = 112,28 \cdot 0,024 / 0,20 = 13,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Радиационный коэффициент теплоотдачи для камер охлаждения с межрядными радиационными батареями определяем из зависимости [2]

$$\alpha_s = 3,7\theta_p,$$

где θ_p – коэффициент, зависящий от температурного режима работы камеры охлаждения, $\theta_p = [(0,01T_M)^4 - (0,01T_b)^4] / (t_M - t_b)$; T_b , T_M – температура, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, К; t_b , t_M – температуры, соответственно, поверхности бедренной части полутуши и межрядных радиационных батарей, °С.

Температура поверхности бедренной части полутуши за цикл охлаждения в камерах с радиационными батареями составляет $t_M = 4-6$ °С, тогда в Кельвинах

$$T_M = t_M + 273 = 5 + 273 = 278 \text{ К}.$$

Температуру поверхности межрядных радиационных батарей (прил. 2), покрытых инеем толщиной 5–7 мм, можно рассчитать по зависимости

$$t_b = t_0 + (2-3),$$

где t_0 – температура кипения хладагента, °С; (2–3) – коэффициент, полученный экспериментально в ЛТИХП, °С.

Температуру кипения хладагента в батареях принимаем $t_0 = -17$ °С. В этом случае температура поверхности межрядных радиационных батарей

$$t_6 = -17 + 2 = -15 \text{ °С}, \quad T_6 = -15 + 273 = 258 \text{ К}.$$

Отсюда

$$\theta_p = (0,01 \cdot 278)^4 - (0,01 \cdot 258)^4 / (5 + 15) = 0,776.$$

Получаем радиационный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_s = 3,7 \cdot 0,776 = 2,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Согласно экспериментальным данным ЛТИХП в камерах охлаждения мяса с воздушно-радиационной системой коэффициент теплоотдачи испарением ориентировочно составляет $\alpha_{и} = 1,4\text{--}1,5$ Вт/(м²·К). Примем $\alpha_{и} = 1,5$ Вт/(м²·К).

Приведенный коэффициент теплоотдачи от поверхности охлаждаемого мяса

$$\alpha_{пр} = 13,47 + 1,5 + 2,93 = 17,90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Продолжительность охлаждения рассчитываем по вышеприведенной формуле

$$\tau = 0,0962 \cdot 3300 \cdot 1050 \cdot 0,20 [(39 + 4)/(4 + 4)]^{1,5} / 17,90 = 47\,160 \text{ с} = 13 \text{ ч}.$$

Если принять, что камера охлаждения работает с периодической загрузкой и выгрузкой мяса, то продолжительность рабочего цикла охлаждения

$$\tau_{ц} = \tau + \tau_{з.в},$$

где $\tau_{з.в}$ – продолжительность загрузки и выгрузки мяса (в подобных камерах по опытным данным составляет 2–4 ч).

Принимаем $\tau_{з.в} = 2$ ч. В этом случае продолжительность рабочего цикла охлаждения мяса

$$\tau_{ц} = 13,0 + 2,0 = 15,0 \text{ ч.}$$

Тогда вместимость камеры охлаждения

$$M = G \tau_{ц}/24 = 24 \cdot 15/24 = 15 \text{ т.}$$

Строительная площадь камеры охлаждения мяса определяется исходя из нормы нагрузки

$$F = M/g_f = 15/0,250 = 60 \text{ м}^2,$$

где g_f – норма нагрузки для камер с размещением груза на подвесных путях [3], $g_f = 0,225\text{--}0,250 \text{ т/м}^2$.

Длину подвесных путей, на которых находится мясо в процессе его охлаждения в камере, определяют также из нормы нагрузки

$$l_{п} = M/g_l = 15/0,280 = 53,6 \text{ м,}$$

где g_l – норма нагрузки от полутуш мяса на подвесные пути [3], $g_l = 0,280 \text{ т/м}$.

Примем, что в камере размещены шесть ниток подвесного пути длиной по $l'_{п} = 9 \text{ м}$ каждая; только при этом условии получим рассчитанную длину подвесных путей ($6 \cdot 9 = 54 \text{ м}$).

Расстояние между нитками подвесного пути принимаем 900 мм, а от стен до крайних ниток подвесного пути – по 450 мм.

Камеру охлаждения мяса (рис. 1) располагаем в строительном прямоугольнике с размерами $B = 6 \text{ м}$ и $L = 12 \text{ м}$, полагая, что часть строительной площади камеры будет занимать сухой постаментный воздухоохладитель.

Полагаем, что системой воздухораспределения в камере охлаждения является ложный потолок. В камеру воздух попадает через щелевые сопла, образованные подшивкой ложного потолка. Сопла располагаются вдоль ниток подвесного пути. Ширину сопла (щели) принимаем равной $2b_0 = 40 \text{ мм}$, длину сопла $l_s = 600 \text{ мм}$, а промежуток между соплами $l_p = 300 \text{ мм}$ (рис. 2).

В камере сопла выполнены в ложном потолке, расположенном на креплениях подвесного пути, поэтому наиболее толстая часть полутуши (бедренная), исходя из конструктивных особенностей, находится на расстоянии $l_6 = 200 + 500 + 400 = 1100 \text{ мм}$ от них (рис. 3).

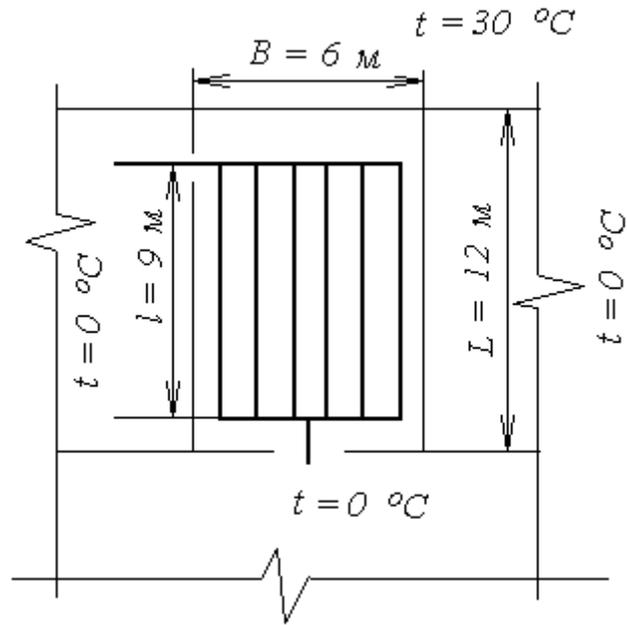


Рис. 1. Камера охлаждения мяса с нитками подвесного пути

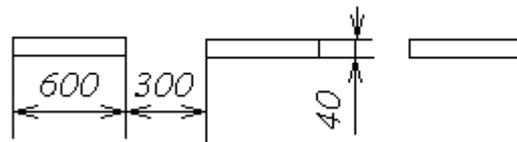


Рис. 2. Щелевые сопла

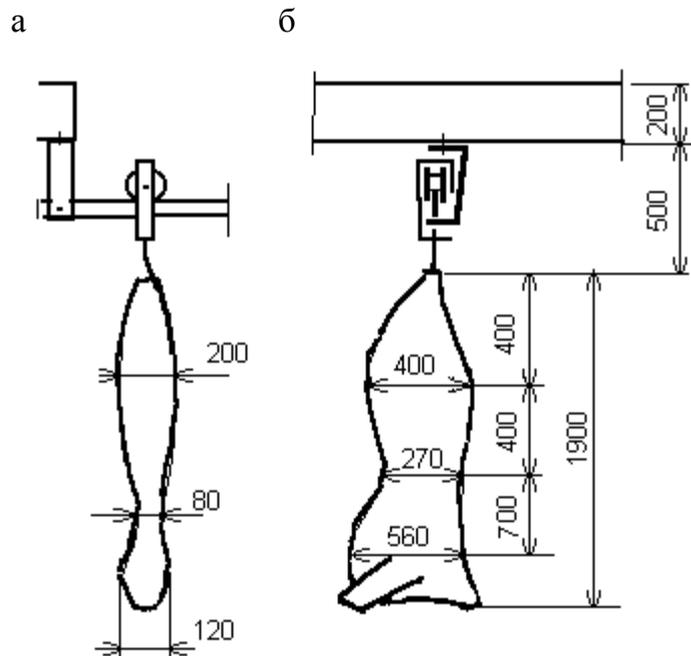


Рис. 3. Расположение полутуши мяса на подвесном пути:
а – боковая проекция; б – фронтальная проекция

Начальную скорость движения воздуха на выходе из сопла можно найти из формулы для свободных струй [3]. При расчете учитываем, что в зоне расположения бедренной части требуется обеспечить скорость движения воздуха $w_6 = 1,5$ м/с,

$$w_0 = w_6(a_T l_6/b_0 + 0,41)^{0,5}/0,82 = 1,5(0,12 \cdot 1,1/0,02 + 0,41)^{0,5}/0,82 = 4,84 \text{ м/с},$$

где a_T – коэффициент турбулентной структуры плоской струи [3], $a_T = 0,12$.

В камере конструктивно предусматриваем семь рядов сопел (при шести нитках подвесного пути). Каждый ряд сопел расположен на участке длиной 9 м, на котором при длине сопел $l_s = 600$ мм и разрыве между ними $l_p = 300$ мм можно разместить $9000/(600 + 300) = 10$ сопел. Общее количество сопел в камере составит $n_s = 10 \cdot 7 = 70$ шт. Площадь сечения одного сопла $f_c = l_s \cdot 2b_0 = 0,6 \cdot 0,04 = 0,024$ м². Суммарная площадь сечения всех сопел (щелей) камеры

$$F_{щ} = n_s f_s = 70 \cdot 0,024 = 1,68 \text{ м}^2.$$

Объемная подача воздуха через щели составляет

$$V_0 = w_0 F_{щ} = 4,84 \cdot 1,68 = 8,13 \text{ м}^3/\text{с} = 29\,270 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловую нагрузку на холодильное оборудование камеры определяют по уравнению [3]

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4, \quad (1)$$

где Q_1, Q_2, Q_4 – теплопритоки, соответственно, через ограждения камеры, от охлаждаемого мяса, эксплуатационные.

Теплоприток через ограждения находится по зависимости

$$Q_1 = \sum k_i F_i \Delta t_i, \quad (2)$$

где k_i – коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); F_i – площадь ограждения, м²; Δt_i – разность температур снаружи камеры и внутри охлаждаемого помещения, °С.

Считаем (см. рис. 1), что три боковые стены камеры и верхнее перекрытие граничат с помещениями, температура в которых равна $t_{пм} = 0$ °С, а одна стена является наружной, ориентированной на север. Температура наружного воздуха $t_{н.в} = 30$ °С. Пол лежит на грунте.

Коэффициент теплопередачи каждой внутренней стены составляет $0,58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а наружной – $0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3].

Площадь торцевой стены камеры при строительной высоте помещения $H = 4,8 \text{ м}$ составит $F_{\text{т.с}} = BH = 6 \cdot 4,8 = 28,8 \text{ м}^2$. Площадь боковой стены камеры $F_{\text{б.с}} = LH = 12 \cdot 4,8 = 57,6 \text{ м}^2$. Площадь перекрытия камеры $12 \cdot 6 = 72 \text{ м}^2$. Габаритные размеры камеры см. на рис. 1.

Тогда теплоприток через ограждения составит согласно (2)

$$Q_1 = 0,58(2 \cdot 57,6 + 28,8 + 72) 4 + 0,35 \cdot 28,8 \cdot 34 = 844 \text{ Вт.}$$

Теплоприток от охлаждаемого в камере мяса

$$Q_2 = MK(i_{\text{пост}} - i_{\text{вып}})/\tau = 15\,000 \cdot 1,3(358,6 - 245,5)/47\,160 = 46\,765 \text{ Вт,} \quad (3)$$

где $i_{\text{пост}}$, $i_{\text{вып}}$ – удельная энтальпия, соответственно, поступающего на охлаждение мяса и охлажденного мяса (прил. 3); K – коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки в процессе охлаждения мяса в камерах с периодической загрузкой [3].

Эксплуатационный теплоприток от электродвигателей вентиляторов в камере холодильной обработки ориентировочно составляет

$$Q_4 = 0,1Q_2 = 0,1 \cdot 46\,765 = 4\,676 \text{ Вт} \approx 4,7 \text{ кВт.} \quad (4)$$

Тогда тепловая нагрузка на холодильное оборудование камеры согласно (1) равна

$$Q_0 = 844 + 46\,765 + 4\,676 = 52\,285 \text{ Вт} \approx 52 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на холодильное оборудование камеры, оснащенной воздушно-радиационной системой охлаждения, частично отводится межрядными радиационными батареями, а частично – воздухоохладителями.

Полагаем, что межрядные радиационные батареи, установленные в камере, монтируются из листоканальных панелей длиной по 2 м и высотой 1,25 м (см. прил. 2). Принимаем, что панели установлены по высоте в один ряд (возможен и двухрядный вариант размещения панелей).

По длине одной нити подвешного пути $l'_{\text{п}} = 9 \text{ м}$ с учетом отступов для движения туш по поперечным подвесным путям можно разместить $(9 - 1)/2 = 4$ батареи. При шести нитках подвешного пути в камере можно установить семь рядов радиационных батарей общей длиной 56 м ($7 \cdot 4 \cdot 2 = 56$). Теплопередающая площадь поверхности всех батарей будет равна

$$F_6 = 56f_6 = 56 \cdot 2,5 = 140 \text{ м}^2,$$

где f_6 – погонная площадь панельной батареи, $\text{м}^2/\text{пог. м}$ (см. прил. 2).

Тепловая нагрузка, отводимая межрядными радиационными батареями, определяется по зависимости

$$Q_6 = F_6 q_f = 140 \cdot 102 = 14\,280 \text{ Вт},$$

где q_f – плотность теплового потока межрядных радиационных батарей, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (рис. 4).

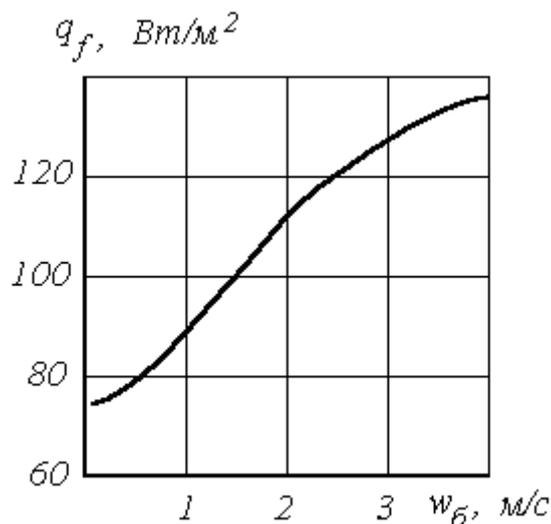


Рис. 4. График зависимости плотности теплового потока межрядных радиационных батарей от скорости движения воздуха у бедренной части туши

Тепловая нагрузка, приходящаяся на воздухоохладитель, составляет

$$Q_в = Q_о - Q_6 = 52\,285 - 14\,280 = 38\,005 \text{ Вт}.$$

Теплопередающую площадь поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле

$$F_в = Q_в / (k_0 \theta) = 38\,005 / (10 \cdot 13) = 300 \text{ м}^2, \quad (5)$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (прил. 4); θ – средний логарифмический температурный напор между воздухом, проходящим через воздухоохладитель, и кипящим хладагентом, К [5].

Принимаем, что в камере установлен односекционный воздухоохладитель индивидуального изготовления из оребренных труб диаметром $d_n = 32$ мм. Оребрение труб выполнено спиральной лентой толщиной $\delta_p = 1$ мм и высотой $h = 30$ мм при шаге оребрения $t_p = 20$ мм. Погонная площадь поверхности теплообмена такой оребренной трубы составляет $f_{тр} = 0,69$ м²/м (прил. 5). Тогда длина труб в секции воздухоохладителя

$$L_{тр} = F_v/f_{тр} = 317/0,69 = 459 \text{ м.}$$

Секция воздухоохладителя комплектуется из отрезков, соединенных коленами труб (см. прил. 5). Так как принято семь рядов сопел с размером между рядами 0,9 м, то расстояние между крайними рядами сопел в камере составит $(7-1) \cdot 0,9 = 5,4$ м. Задаемся длиной отрезка трубы таким образом, чтобы она была несколько больше расстояния между крайними рядами сопел. Тогда длина отрезка трубы $l_{тр} = 5,4 + 2 \cdot 0,05 = 5,5$ м. Общее количество отрезков труб в секции воздухоохладителя

$$n_{тр} = L_{тр}/l_{тр} = 459/5,5 = 83 \text{ шт.}$$

Конструктивные размеры секции воздухоохладителя зависят от площади поверхности живого сечения канала, где размещаются трубы, из которых выполнен воздухоохладитель. Площадь живого сечения канала определяют по формуле

$$S_k = V_0/w_n = 8,13/2,5 = 3,25 \text{ м}^2,$$

где w_n – скорость набегающего потока (скорость потока в канале при отсутствии труб), обычно принимаемая в интервале 2–3 м/с [4].

Длина канала

$$L_k = l_{тр} + 2l_{з1} = 5,5 + 2 \cdot 0,075 = 5,65 \text{ м,}$$

где $l_{з1}$ – зазор между трубами секции и торцевыми стенками канала, м, $l_{з1} = 0,075$ м.

Ширина канала

$$B_k = S_k/L_k = 3,25/5,65 = 0,575 \text{ м.}$$

На этой ширине канала можно разместить

$$n_{ш} = B_k/s_1 - 1 = 0,575/0,105 - 1 \approx 5 \text{ рядов труб,}$$

где s_1 – расстояние между осями труб по ширине канала, м, конструктивно принимаем $s_1 = 0,105$ м.

Уточняем ширину канала

$$B_k = s_1(n_{ш} - 1) + d_n + 2h + 2l_{32} = 105(5 - 1) + 32 + 2 \cdot 30 + 2 \cdot 10 = 532 \text{ мм},$$

где d_n – наружный диаметр трубы, мм; h – высота ребра, мм; l_{32} – зазор между ребрами труб и стенками канала, мм, принимаем $l_{32} = 10$ мм.

Уточненная площадь живого сечения канала

$$S_k = L_k B_k = 5,65 \cdot 532 = 3,57 \text{ м}^2.$$

Действительная скорость набегающего потока

$$w_{н.д} = V_0 / S_k = 8,13 / 3,57 = 2,27 \text{ м/с}.$$

Длина труб в одном горизонтальном ряду секции воздухоохладителя

$$L_{тр.с} = n_{ш} l_{тр} = 5 \cdot 5,5 = 27,5 \text{ м}.$$

Количество рядов труб по высоте воздухоохладителя

$$n_b = L_{тр} / L_{тр.с} = n_{тр} / n_{ш} = 83 / 5 = 16,6 \approx 17.$$

Высота секции из оребренных труб

$$H_c = s_2(n_b - 1) + d_n + 2h = 0,115(17 - 1) + 32 + 2 \cdot 30 = 1,902 \text{ м},$$

где s_2 – расстояние между осями труб по высоте секции, м, принимаем $s_2 = 0,115$ м.

Компоновка оборудования камеры с межрядными радиационными батареями представлена на рис. 5.

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из статического напора перед соплами Δp_c , потерь напора в батарее воздухоохладителя Δp_b , потерь напора на входе в воздухоохладитель $\Delta p_{вх}$, потерь напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком $\Delta p_{вых}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{п}$, потерь напора на трение при движении воздуха в канале над ложным потолком $\Delta p_{тр}$.

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_b + \Delta p_{вх} + \Delta p_{вых} + \Delta p_{п} + \Delta p_{тр}.$$

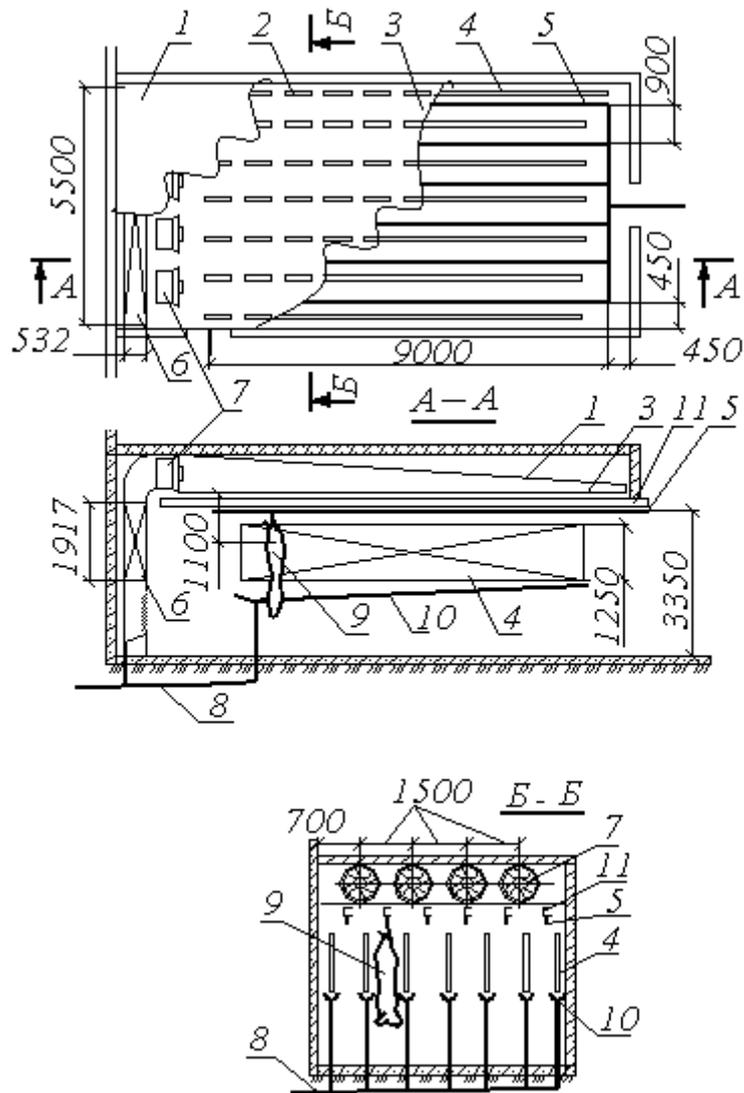


Рис. 5. Компоновка оборудования камеры с воздушно-радиационной системой охлаждения:

а – план камеры; б – продольный разрез; в – поперечный разрез;
 1 – верхняя конструкция канала; 2 – щелевое сопло; 3 – ложный потолок; 4 – межрядная радиационная батарея (крепление батарей не показано); 5 – подвесной путь (каркас подвесного пути на плане не показан); 6 – вентиляторы; 7 – батарея воздухоохлаждителя;
 8 – трубопровод слива талой воды; 9 – полутуша мяса; 10 – поддон сбора талой воды;
 11 – каркас подвесного пути

Статический напор перед плоскими (щелевыми) соплами [3]

$$\Delta p_c = \rho_v w_0^2 / (2\varphi_0^2) = 1,32 \cdot 4,84^2 / (2 \cdot 0,7^2) = 31,5 \text{ Па}, \quad (6)$$

где φ_0 — коэффициент скорости истечения воздуха из плоского сопла [3].

Потери напора при входе воздуха в воздухоохлаждитель [3]

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \rho_{\text{в}} w_{\text{вх}}^2 / 2 = 0,5 \cdot 1,32 \cdot 2,27^2 / 2 = 1,7 \text{ Па}, \quad (7)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления, который зависит от отношения сечений потока до и после сопротивления, $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ [6]; $w_{\text{вх}}$ – скорость на входе в воздухоохладитель, $w_{\text{вх}} = w_{\text{н.д.}}$.

Потери напора на двух поворотах потока воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из воздухоохладителя [3]

$$\Delta p_{\text{п}} = 2\zeta_{\text{п}} \rho_{\text{в}} w_{\text{п}}^2 / 2 = 2 \cdot 1,5 \cdot 1,32 \cdot 2,27^2 / 2 = 10,2 \text{ Па}, \quad (8)$$

где $\zeta_{\text{п}}$ – коэффициент местного сопротивления поворота потока, $\zeta_{\text{п}} = 1,5$ [6]; $w_{\text{п}}$ – скорость воздуха на поворотах, $w_{\text{п}} = w_{\text{н.д.}}$.

Потери напора на выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком определяются коэффициентом местного сопротивления $\zeta_{\text{вых}}$, который зависит от отношения суммы площадей выходных сечений вентиляторов $S_{\text{вент}}$ и площади сечения канала ложного потолка $S_{\text{л.п.}}$. Для обеспечения рассчитанной скорости движения воздуха, выходящего из сопел, необходима объемная подача $V_0 = 8,13 \text{ м}^3/\text{с}$. Принимаем к установке четыре осевых вентилятора марки 06-300 № 6,3 с диаметром отверстия кожуха 630 мм (см. прил. 6, рис. 1). Отношение площадей составит

$$n_{\text{вент}} S_{\text{вент}} / S_{\text{л.п.}} = 4\pi \cdot 0,63^2 / (4 \cdot 5,65 \cdot 0,532) \approx 0,512.$$

Для такого отношения площадей $\zeta_{\text{вых}} = 0,36$ [6]. Скорость движения воздуха в выходном патрубке вентилятора находят по уравнению сплошности потока

$$w_{\text{вент}} = 4V_0 / (\pi d_{\text{вент}}^2 n_{\text{вент}}) = 4 \cdot 8,13 / (\pi \cdot 0,63^2 \cdot 4) = 6,52 \text{ м/с},$$

где $d_{\text{вент}}$ – диаметр выходного патрубка вентилятора; $n_{\text{вент}}$ – количество вентиляторов.

Тогда потери напора при выходе воздуха из вентиляторов в канал над ложным потолком

$$\Delta p_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \rho_{\text{в}} w_{\text{вент}}^2 / 2 = 0,36 \cdot 1,32 \cdot 6,52^2 / 2 = 10,1 \text{ Па}. \quad (9)$$

Потери напора в батарее воздухоохладителя со спиральным оребрением рассчитываются по зависимости

$$\Delta p_{\text{в}} = 1,35 n_{\text{в}} (h/d_{\text{н}})^{0,45} (U/d_{\text{н}})^{-0,72} \text{Re}^{-0,24} \rho_{\text{в}} w_{\text{ж}}, \quad (10)$$

где U – расстояние между ребрами с учетом снеговой шубы, $U = t_{\text{р}} - 2\delta_{\text{и}} - \delta_{\text{р}} = 20 - 2 \cdot 2 - 1 = 15$ мм; $t_{\text{р}}$ – шаг оребрения, мм; $\delta_{\text{и}}$ – толщина выпавшего на ребрах инея, мм, $\delta_{\text{и}} = 2$ мм; $\delta_{\text{р}}$ – толщина ребра, мм, $\delta_{\text{р}} = 1$ мм; $w_{\text{ж}}$ – скорость воздуха в живом сечении батареи воздухоохладителя, $w_{\text{ж}} = \varphi w_{\text{н.д}} = 1,55 \cdot 2,27 = 3,52$ м/с; φ – коэффициент сжатия потока воздуха, $\varphi = s_1/d_{\text{н}} (1 + \delta_{\text{р}}/U) / (s_1/d_{\text{н}} - 1 + (s_1/d_{\text{н}} - 1 - 2h/d_{\text{н}}) \delta_{\text{р}}/U) = 0,105/0,032 (1 + 0,001/0,015) / (0,105/0,032 - 1 + (0,105/0,032 - 1 - 2 \cdot 0,03/0,032) 0,001/0,015) = 1,55$.

Число Рейнольдса рассчитывают по формуле [5]

$$\text{Re} = w_{\text{ж}} d_{\text{н}} / \nu_{\text{в}} = 3,52 \cdot 0,032 / 11,85 \cdot 10^{-6} = 9501,$$

где $\nu_{\text{в}}$ – коэффициент кинематической вязкости, находится при температуре кипения холодильного агента $t_0 = -17$ °С.

Потери напора в батарее воздухоохладителя составят

$$\Delta p_{\text{в}} = 1,35 \cdot 17 (0,030/0,032)^{0,45} (0,015/0,032)^{-0,72} 9501^{-0,24} \cdot 1,32 \cdot 3,52^2 = 69 \text{ Па.}$$

Потери напора на трение в канале при движении воздуха над ложным потолком находят по зависимости [3]

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} l_{\text{кан}} \rho_{\text{в}} w_{\text{н.д}}^2 / (2d_{\text{э}}), \quad (11)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – гидравлический коэффициент трения [6]; $l_{\text{кан}}$ – длина канала, м, $l_{\text{кан}} = l'_{\text{п}} = 9$ м; $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр сечения канала, м.

Эквивалентный диаметр сечения канала рассчитывают по отношению [5]

$$d_{\text{э}} = 4S_{\text{кан}} / \Pi_{\text{кан}} = 4 \cdot 5,65 \cdot 0,532 / 2(5,65 + 0,532) = 0,97 \text{ м,}$$

где $S_{\text{кан}}$ – площадь сечения канала, м²; $\Pi_{\text{кан}}$ – периметр канала, м.

В этом случае потери напора на трение составят

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,025 \cdot 9,0 \cdot 1,32 \cdot 2,72^2 / (2 \cdot 0,97) = 1,1 \text{ Па.}$$

Таким образом, суммарная величина потерь напора

$$\Delta p = 31,5 + 1,7 + 10,2 + 10,1 + 69 + 1,1 = 123,6 \text{ Па.}$$

Потеря напора соответствует характеристике подобранных вентиляторов, следовательно, они удовлетворяют нормальной работе камеры охлаждения мяса.

Фактический теплоприток от электродвигателей вентиляторов составляет

$$Q_{4ф} = N_{вен} = V_0 \Delta p / \eta_{вен} = 8,13 \cdot 123,6 / 0,3 \approx 3,4 \text{ кВт},$$

где $\eta_{вен}$ – КПД вентилятора (см. прил. 6, график 1).

Эта расчетная величина теплопритока меньше, чем предварительно принятая ($Q_4 = 4,7$ кВт), на 1,3 кВт, что в суммарной тепловой нагрузке на холодильное оборудование ($Q_0 = 52$ кВт) не превышает 4 %. Следовательно, корректировать площадь поверхности воздухоохладителя в данном случае не требуется.

Возможно размещение в камере воздухоохладителей, которые выпускаются серийно, например двух воздухоохладителей марки ПВО-160 [8]. Воздухоохладитель ПВО-160 имеет площадь теплообменной поверхности $162,4 \text{ м}^2$, расход воздуха $16\,000 \text{ м}^3/\text{ч} = 4,44 \text{ м}^3/\text{с}$, габаритные размеры $1,4 \times 2,2 \times 2,2$ м. Установленная мощность электродвигателей вентиляторов составляет 4,4 кВт. Общая поверхность теплообмена составляет $324,8 \text{ м}^2$, что больше, чем расчетная площадь, равная 317 м^2 . Суммарная объемная подача воздуха достигает $8,44 \text{ м}^3/\text{с}$, что также несколько больше требуемой по расчету $8,13 \text{ м}^3/\text{с}$. Габариты воздухоохладителей позволяют разместить их в холодильной камере. Достоинство воздухоохладителей ПВО-160 заключается в использовании труб диаметром $22 \times 1,2$ мм, что по сравнению с трубами диаметром $32 \times 2,0$ мм обеспечивает меньшую вместимость по хладагенту почти в 2,5 раза ($0,62/0,25 = 2,5$).

Задача может быть решена и при установке в камере трех воздухоохладителей марки ПВО-100 [8]. Воздухоохладитель ПВО-100 имеет площадь теплообменной поверхности $101,3 \text{ м}^2$, расход воздуха $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,78 \text{ м}^3/\text{с}$, габаритные размеры $1,4 \times 1,6 \times 2,2$ м. Установленная мощность электродвигателей вентиляторов составляет 4,4 кВт. Общая поверхность теплообмена составляет $303,9 \text{ м}^2$, что немного меньше, чем определенная площадь по расчету (317 м^2). Суммарная объемная подача воздуха достигает $8,33 \text{ м}^3/\text{с}$, что

больше требуемой по расчету ($8,13 \text{ м}^3/\text{с}$). Габариты воздухоохлаждателей также позволяют разместить их в холодильной камере.

Аэродинамический расчет в двух последних вариантах должен быть выполнен аналогично вышеприведенной схеме за одним исключением: вентиляторы не подбираются, а производится проверка установленных на воздухоохлаждателях вентиляторов на обеспечение необходимого объемного расхода и заданной скорости воздуха у бедренной части полутуши. Как правило, проверочный аэродинамический расчет производят три раза при различных скоростях воздуха у бедренной части полутуши. Полученную характеристику аэродинамической сети накладывают на напорную характеристику вентилятора, что позволяет определить действительный расход воздуха.

1.2. Расчет оборудования камеры охлаждения фруктов

Исходные данные. В камере охлаждения фруктов (рис. 6) с температурой $t_{\text{пм}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ находятся яблоки, упакованные в деревянные ящики. Начальная температура яблок $t_{\text{н}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная – $t_{\text{к}} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$.

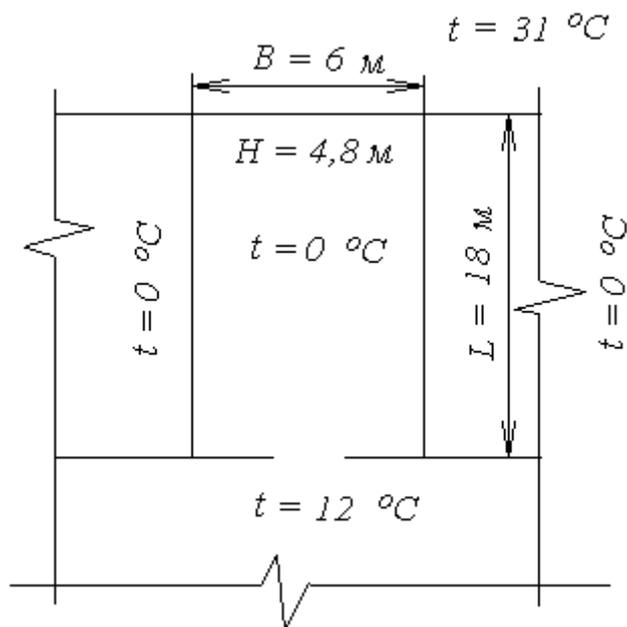


Рис. 6. Камера охлаждения фруктов

Требуется: определить продолжительность охлаждения, вместимость камеры, тепловую нагрузку на камерное оборудование, подобрать воздухоохлаждатели.

Для качественного и интенсивного охлаждения фруктов, уложенных в ящики, штабель формируем таким образом, чтобы обеспечить через него инфильтрацию холодного воздуха. При таком складировании норма загрузки, отнесенная к 1 м² строительной площади камеры составляет $g_f = 400 \text{ кг/м}^2$ (прил. 7). Строительная площадь камеры

$$F = LB = 18 \cdot 6 = 108 \text{ м}^2.$$

Вместимость камеры

$$M = F g_f = 108 \cdot 400 = 43\,200 \text{ кг} = 43,2 \text{ т}.$$

Продолжительность охлаждения яблок, уложенных в деревянную тару, можно найти из зависимости [7]

$$\begin{aligned} \tau &= (1/m) \ln((t_n - t_{\text{пм}})/(t_k - t_{\text{пм}})) = \\ &= (1/0,000018) \ln(25 - 0)/(6 - 0) = 79\,200 \text{ с} = 22 \text{ ч}, \end{aligned}$$

где m – темп охлаждения; для яблок, упакованных в ящики, и при скорости инфильтрации воздуха $w_n = 0,8 - 1,0 \text{ м/с}$ принимают $m = (16,1 - 19,7) \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ [2].

Теплоприток через ограждающие конструкции камеры рассчитываем с учетом теплопритока от солнечной радиации только через кровлю холодильника [3]

$$\begin{aligned} Q_1 &= \Sigma(k_i F_i \Delta t_i) + kF \Delta t_c = 0,40 \cdot 6 \cdot 4,8 (31 - 0) + 0,52 \cdot 6 \cdot 4,8 (12 - 0) + \\ &+ 0,37 \cdot 6 \cdot 18 (31 - 0) + 0,37 \cdot 6 \cdot 18 \cdot 18 = 2495 \text{ Вт} \approx 2,5 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждения, принимаем для наружной стены $0,40 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, для внутренней с коридором – $0,52 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, для покрытия – $0,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [3]; Δt_c – дополнительная разность температур от солнечной радиации [3], $\Delta t_c = 18 \text{ }^\circ\text{С}$.

Теплоприток от охлаждаемых яблок, упакованных в ящики,

$$\begin{aligned} Q_2 &= [M c_{\text{яб}} (t_n - t_k)/\tau + M_T c_T (t_n - t_{\text{к.т}})/\tau] K = [43\,200 \cdot 3,3 (25 - 6)/79\,200 + \\ &+ 4\,320 \cdot 2,7 (25 - 3)/79\,200] 1,3 = 48,7 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $c_{\text{яб}}$ – удельная теплоемкость яблок, $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ (прил. 8); c_T – удельная теплоемкость тары, $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ (прил. 9); M_T – масса тары, $M_T = 0,1M = 0,1 \cdot 43\,200 = 4\,320 \text{ кг}$; $t_{\text{к.т}}$ – температура тары в конце охлаждения, принимаем $3 \text{ }^\circ\text{С}$; K – коэффициент неравномерной тепловой нагрузки по времени (для камер с периодической нагрузкой-выгрузкой $K = 1,2 \div 1,3$).

Теплоприток от биохимических процессов, протекающих в яблоках

$$Q_{26} = M q_6 = 43,2 \cdot 9 = 400 \text{ Вт} = 0,4 \text{ кВт},$$

где q_6 – удельная теплота биохимического процесса (прил. 10), $q_6 = 9\text{--}11$ Вт/г.
Эксплуатационные теплопритоки принимаем ориентировочно

$$Q_4 = 0,2Q_2 = 0,2 \cdot 48,7 \approx 10 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка на камерное оборудование будет равна

$$Q_0 = 2,5 + 48,7 + 0,4 + 10 = 61,6 \text{ кВт}.$$

Теплообменная площадь воздухоохладителей должна быть не менее

$$F_{\text{в}} = Q_0 / (k_0 \theta_0) = 61\,600 / (15 \cdot 6) = 684 \text{ м}^2,$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, принимаем 15 Вт/(м²·К) (см. прил. 4); θ_0 – температурный напор, с целью уменьшения опасности подмораживания продуктов для фруктовых камер принимают в пределах $5\text{--}6$ К.

Принимаем к установке в камере аммиачные воздухоохладители марки GHP 065 F/212 (прил. 11). Воздухоохладитель имеет теплообменную поверхность $f_{\text{в}} = 177,4$ м², шаг оребрения $t_{\text{р}} = 12$ мм, диаметр вентилятора $d_{\text{в}} = 0,65$ м, мощность электродвигателя вентилятора $N_{\text{вен}} = 0,75$ кВт, два вентилятора $n_{\text{вен}} = 2$ шт., общая объемная подача вентиляторов $V_{\text{вен}} = 17\,400$ м³/ч. Тогда количество установленных воздухоохладителей

$$n_{\text{в}} = F_{\text{в}} / f_{\text{в}} = 684 / 177,4 = 4 \text{ шт.}$$

Суммарная объемная подача вентиляторов четырех воздухоохладителей

$$V_{\text{с}} = n_{\text{в}} V_{\text{вен}} = 4 \cdot 17\,400 = 70\,000 \text{ м}^3/\text{ч} = 19,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Кратность циркуляции воздуха в камере находим по зависимости

$$z = V_{\text{с}} / (LBH) = 70\,000 / (18 \cdot 6 \cdot 4,8) = 135 \text{ ч}^{-1}.$$

Для камер интенсивного охлаждения фруктов рекомендуемое значение кратности циркуляции 140–200 ч⁻¹, т. е. подобранные воздухоохладители удовлетворяют технологическим условиям работы такой камеры.

Действительная тепловая нагрузка на камерное оборудование составляет

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_{2б} + n_b n_{вент} N_b = \\ = 2,5 + 48,7 + 0,4 + 8 \cdot 0,75 = 57,6 \text{ кВт},$$

что несколько меньше $Q_0 = 61,6$ кВт и дополнительных перерасчетов делать не требуется.

Величина охлаждения воздуха в воздухоохладителях

$$\Delta t = Q_d / V c_v \rho_v = 57,6 / (19,5 \cdot 1 \cdot 1,3) = 2,46 \text{ }^\circ\text{C},$$

где c_v — удельная теплоемкость воздуха при температуре воздуха камеры, кДж/(кг·К); ρ_v — плотность воздуха, кг/м³ (см. прил. 1).

Для камер охлаждения рекомендуемая величина подохлаждения воздуха составляет $\Delta t = 2\text{--}4$ К. Следовательно, подобранные воздухоохладители удовлетворяют технологическим требованиям. На рис. 7 представлено размещение подобранных воздухоохладителей.

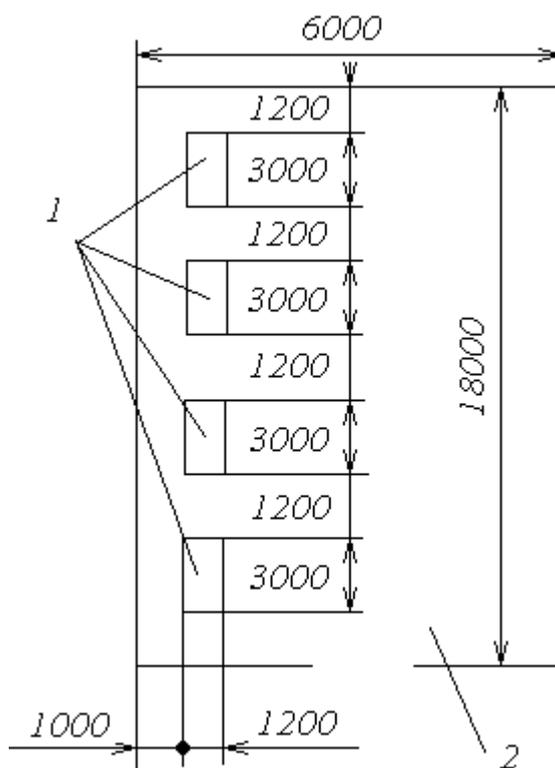


Рис. 7. Размещение воздухоохладителей в камере охлаждения фруктов:
1 — воздухоохладитель; 2 — камера

Возможен и другой вариант решения этой задачи с использованием хладоновых воздухоохладителей, например, марки GHP 071D/110 (см. прил. 12). Воздухоохладитель имеет теплообменную поверхность $f_b = 114,1 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_p = 10 \text{ мм}$, один вентилятор $n_{\text{вен}} = 1$, объемную подачу вентилятора $V_{\text{вен}} = 13\,230 \text{ м}^3/\text{ч}$. Тогда количество установленных воздухоохладителей

$$n_b = F_b/f_b = 684/114,1 = 6 \text{ шт.}$$

Суммарная объемная подача вентиляторов шести воздухоохладителей

$$V_c = n_b V_{\text{вен}} = 6 \cdot 13\,230 = 79\,380 \text{ м}^3/\text{ч} = 22 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Применение хладоновых воздухоохладителей позволяет укомплектовать каждый воздухоохладитель автоматизированным компрессорно-конденсаторным агрегатом, например, марки P8-LHA-50X (прил. 14). Агрегат обеспечивает холодопроизводительность $Q_0 = 10,2 \text{ кВт}$ при температуре кипения хладона $t_0 = -6 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $t_{\text{н.в}} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.3. Расчет оборудования камеры сушки колбас

Исходные данные. Выполнить расчет камеры сушки полукопченых колбас производительностью $G = 1 \text{ т/сут}$. Продолжительность всего цикла 24 ч. Габариты батона: диаметр $d_b = 0,06 \text{ м}$, длина $l_b = 0,3 \text{ м}$. Батоны размещают на тележках, имеющих размеры: $l_T = 1,2$, $b_T = 1,0$, $h_T = 1,6 \text{ м}$. Поступление продукции в камеру составляет одну тележку в час ($M_m = 170 \text{ кг}$). Технологические параметры воздуха в камере: температура $t_{\text{пм}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi_{\text{пм}} = 75 \%$, скорость движения у продукта $w_{\text{пр}} = 0,4 \text{ м/с}$.

Требуется: определить продолжительность охлаждения батона колбасы, объем воздуха, подаваемого в камеру, тепловую нагрузку на оборудование, влагоприток в камеру; подобрать воздухоохладитель.

Согласно действующим нормативам по проектированию подобных камер плотность теплового потока через ограждения принимаем $q_f = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3]. Размеры камеры, необходимые для размещения шести тележек $n_T = 6 \text{ шт.}$, с учетом отступов для циркуляции воздуха и толщины теплоограждающей конструкции ориентировочно принимаем $L = 8 \text{ м}$, $B = 2 \text{ м}$, $H = 3 \text{ м}$. Тогда

$$Q_1 = F_k q_f = 2 (8 \cdot 2 + 8 \cdot 3 + 3 \cdot 2) 10 = 920 \text{ Вт} \approx 1 \text{ кВт}.$$

Теплоприток при охлаждении колбас в камере сушки от температуры $t_{\text{пост}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры воздуха $t_{\text{пм}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ при теплоемкости батон $c_k = 2,5 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ (см. прил. 8) будет

$$Q_2 = c_k M (t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}})/\tau = 170 \cdot 2,5 (40 - 12)/3600 = 3,5 \text{ кВт.}$$

Теплоприток с наружным воздухом отсутствует, так как кондиционер работает с полной рециркуляцией внутреннего воздуха. Инфильтрацией теплого воздуха через щели дверного проема можно пренебречь. Теплоприток от электродвигателя вентилятора примем

$$Q_4 = 0,1 Q_2 = 0,1 \cdot 3,5 = 0,35 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на холодильное оборудование камеры составит

$$Q_0 = 0,92 + 3,5 + 0,35 = 4,8 \text{ кВт.}$$

Плотность влагопритока, отнесенная к строительной площади, для камер сушки колбас находится в диапазоне $w_f = (30-50)10^{-6} \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ [8]. Для этих условий влагоприток в камеру будет равен $W_2 = LB w_f = 8 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 10^{-6} = 800 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}$. Влагоприток с наружным воздухом отсутствует. Поэтому полный влагоприток

$$\Sigma W = W_2 = 0,0008 \text{ кг/с.}$$

Тепловлажностное отношение для камеры сушки колбас

$$\varepsilon = (\Sigma Q_0 + \Sigma W r)/\Sigma W = (4,8 + 0,0008 \cdot 2500)/0,0008 = 9000 \text{ кДж/кг,}$$

где r – удельная теплота парообразования воды, $r = 2500 \text{ кДж/кг}$ [5].

По диаграмме $I-d$ для влажного воздуха (рис. 8) находим точку В, соответствующую параметрам влажного воздуха в камере: $t_{\text{пм}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{пм}} = 0,75$. Через эту точку проводим линию процесса с наклоном $\varepsilon = 9000 \text{ кДж/кг}$. Пренебрегая нагревом воздуха в вентиляторе и задаваясь разностью температур $\Delta t_b = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, определим температуру подаваемого холодного воздуха $t_{b2} = 12 - 2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. На пересечении изотермы $t_{b2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ с линией процесса $\varepsilon = 9000 \text{ кДж/кг}$ определяем точку П, характеризующую состояние подаваемого воздуха. Опустив из последней точки перпендикуляр (влагосодержание $d = \text{const}$) до пересечения с $\phi_k = 0,95$, находим точку К, которая характеризует состояние воздуха на выходе из оросительной камеры. Параметры воздуха сводим в табл. 1.

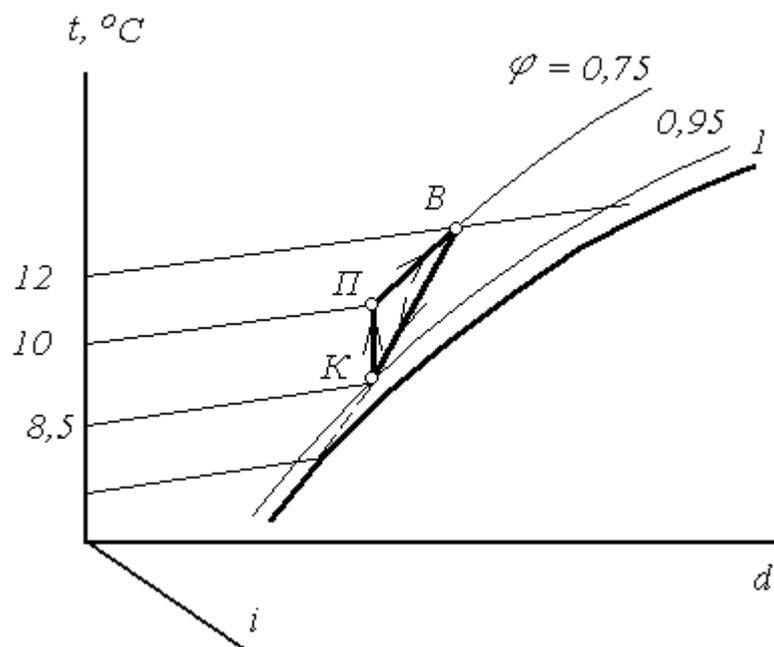


Рис. 8. Диаграмма процесса обработки воздуха в камере сушки колбас

Объемная подача воздуха при заданном процессе

$$V = Q_0 / (c_v \rho_v \Delta t_v) = 4,8 / (1,2 \cdot 1 \cdot 2) = 2 \text{ м}^3/\text{с},$$

где c_v – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); ρ_v – плотность воздуха, кг/м³ (см. прил. 1).

Таблица 1

Параметры точек процесса обработки воздуха

Точка	Температура t , °С	Относительная влажность φ , %	Влажесодержание d , г/кг	Энтальпия I , кДж/кг
В	12,0	75	6,6	29,0
П	10,0	84	6,3	26,2
К	8,5	95	6,3	24,8

Тепловая нагрузка на оросительную камеру

$$Q_{op} = V \rho_v (I_v - I_k) = 2 \cdot 1,2 (29,0 - 24,8) = 10 \text{ кВт}.$$

Температуру воды, отводимой из оросительной камеры (t_{w2}), находим на пересечении линии ВК с границей насыщенного воздуха $\varphi = 1$. Она со-

ставляет $t_{w2} = 7,5$ °С. Температура воды, поступающей в оросительную камеру должна быть ниже на 2–3 °С, т. е. $t_{w1} = 7,5 - 2 = 5,5$ °С. Тепловая нагрузка на калориферы

$$Q_k = V\rho_w(I_{II} - I_k) = 2 \cdot 1,2 (26,2 - 24,8) = 3,5 \text{ кВт.}$$

Решим аналогичную задачу при условии использования камеры для целей охлаждения колбас и их сушки. Продолжительность охлаждения батона рассчитаем по методике [8]. Примем следующие параметры: температура поступающей колбасы $t_{\text{пост}} = 40$ °С; конечная температура в центре батона $t_k = 12$ °С; температура охлажденного воздуха $t_{\text{пм}} = 10$ °С; радиус батона колбасы $r_6 = 0,03$ м; теплопроводность колбасы $\lambda_6 = 0,5$ Вт/(м·К) (см. прил. 8); теплоемкость колбасы $c_6 = 2,5$ кДж/(кг·К) (см. прил. 8); плотность колбасы $\rho_6 = 900$ кг/м³ (прил. 13); температуропроводность колбасы $a_6 = \lambda_6 / (c_6 \rho_6) = 0,5 / (2,5 \cdot 900) = 0,22 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент теплоотдачи от поверхности колбасы к воздуху камеры примем $\alpha = 7$ Вт/(м²·К) (расчет коэффициента теплоотдачи см. [5]). Тогда безразмерная температура для центра батона

$$\theta = 1 - (t_k - t_{\text{пм}}) / (t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}}) = 1 - (12 - 10) / (40 - 10) = 0,93.$$

Число Био для данных условий

$$Bi = ar_6 / \lambda_6 = 7 \cdot 0,03 / 0,5 = 0,4.$$

Согласно графику (прил. 15) для центра цилиндра значение числа Фурье составит $For = 5$. Отсюда можно определить продолжительность охлаждения батона колбасы до достижения температуры в его центре $t_k = 12$ °С

$$\tau = For_6^2 / a_6 = 5 \cdot 0,03^2 / (0,22 \cdot 10^{-6}) = 20\,000 \text{ с} = 6 \text{ ч.}$$

Поскольку продолжительность охлаждения колбас и продолжительность загрузки камеры тележками с охлаждаемым продуктом практически одинакова, то теплоприток при охлаждении определим по формуле [5]

$$Q_2 = \alpha F_6 (t_{\text{при}} - t_{\text{пм}}).$$

Для расчета по вышеприведенной формуле необходимо знать температуру поверхности батона в течение первых трех часов после поступления колбасы в камеру. Вычислим числа Фурье для интервалов времени: $\tau_1 = 3600$ с,

$\tau_2 = 7200$ с, $\tau_3 = 10\ 800$ с и определим по графику (см. прил. 13), что для поверхности цилиндра безразмерные температуры: $\theta_1 = 0,55$, $\theta_2 = 0,77$, $\theta_3 = 0,85$. Отсюда же получаем температуру поверхности батона для указанных интервалов времени: $t_{пр1} = 23$ °С, $t_{пр2} = 17$ °С, $t_{пр3} = 13$ °С.

Следовательно, последняя тележка, загруженная в камеру, вызывает теплоприток

$$Q_{к4} = \alpha F_{пр}(t_{пост} - t_{пм}) = 7 \cdot 14 (40 - 10) = 3 \text{ кВт},$$

где $F_{пр}$ – площадь поверхности батонов, размещенных на одной тележке, $F_{пр} = f n_6 = 120 \cdot 0,116 = 14$ м²; f – площадь поверхности одного батона, м², $f = \pi d_6 l_6 = \pi \cdot 0,06 \cdot 0,3 = 0,116$ м²; n_6 – число батонов на тележке (на каждом из трех ярусов тележки подвешены 8 батонов по длине и 5 по ширине), $n_6 = 40 \cdot 3 = 120$ шт.

Теплопритоки от предыдущих грузов

$$Q_{к3} = \alpha F_{пр}(t_{пр3} - t_{пм}) = 7 \cdot 14 (23 - 10) = 1,3 \text{ кВт};$$

$$Q_{к2} = \alpha F_{пр}(t_{пр2} - t_{пм}) = 7 \cdot 14 (17 - 10) = 0,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{к1} = \alpha F_{пр}(t_{пр1} - t_{пм}) = 7 \cdot 14 (13 - 10) = 0,2 \text{ кВт}.$$

Теплоприток в режиме охлаждения от продуктов, загруженных в камеру (три тележки с теплопритоком $Q_{к1} = 0,2$ кВт),

$$Q_2 = 3 + 1,3 + 0,7 + 0,2 \cdot 3 = 5,6 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от продукта в режиме сушки $Q_{2с} = 0,2 \cdot 6 = 1,2$ кВт.

Общее количество явной теплоты в режиме охлаждения

$$Q_{т.о} = Q_1 + Q_2 = 1 + 5,6 = 6,6 \text{ кВт},$$

а в режиме сушки

$$Q_{т.с} = Q_1 + Q_{2с} = 1 + 1,2 = 2,2 \text{ кВт}.$$

Тепловлажностное отношение в режиме сушки

$$\varepsilon = (\Sigma Q_{т.с} + \Sigma W r) / \Sigma W = (2,2 + 0,0008 \cdot 2500) / 0,0008 = 5250 \text{ кДж/кг}.$$

Повторив аналогичное построение в диаграмме $I-d$ влажного воздуха для тепловлажностного отношения $\varepsilon = 5250$ кДж/кг, получим параметры воздуха, которые сведены в табл. 2.

Параметры точек процесса обработки воздуха

Точка	Температура t , °С	Относительная влажность φ , %	Влагосодержание d , г/кг	Энтальпия I , кДж/кг
В	12,0	75	6,6	29,0
П	10,0	75	5,7	24,5
К	7,0	95	5,7	21,5

В режиме сушки объемная подача воздуха составит

$$V_c = Q_{т.с}/(c_v \rho_v \Delta t_v) = 2,2/(1,2 \cdot 1 \cdot 2) = 1,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тепловая нагрузка на оросительную камеру

$$Q_{ор} = V_c \rho_v (I_v - I_k) = 1,1 \cdot 1,2 (29,0 - 21,5) = 9,9 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка на калориферы

$$Q_k = V_c \rho_v (I_p - I_k) = 1,1 \cdot 1,2 (24,5 - 21,5) = 4 \text{ кВт}.$$

В режиме охлаждения работает воздухоохладитель, через который циркулирует хладон при температуре кипения $t_0 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи для воздухоохладителя принимаем $k_{во} \approx 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. прил. 4). Следовательно, необходимая теплообменная площадь аппарата

$$F_{во} = Q_{т.о}/(k_{во} \theta_{во}) = 6600/(17 \cdot 10) = 38,8 \text{ м}^2.$$

Можно установить хладоновый воздухоохладитель марки *GHN 051D/112* с поверхностью теплообмена $F_{во} = 41,5 \text{ м}^2$ и габаритами $l_{во} = 1,4$, $b_{во} = 0,8$, $h_{во} = 0,7 \text{ м}$ (см. прил. 12). Работу воздухоохладителя обеспечивает компрессорно-конденсаторный агрегат марки *H8-LL-40X* (см. прил. 14), имеющий при температуре кипения $t_0 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $t_{н.в} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ холодопроизводительность, равную $Q_0 = 8,2 \text{ кВт}$. Коэффициент рабочего времени холодильного оборудования составляет $b = Q_{т.о}/Q_0 = 6,6/8,2 = 0,80$, что соответствует требованиям к автоматизированным холодильным установкам [3].

На рис. 9 показано размещение тележек и воздухоохлаждителя в камере сушки колбас.

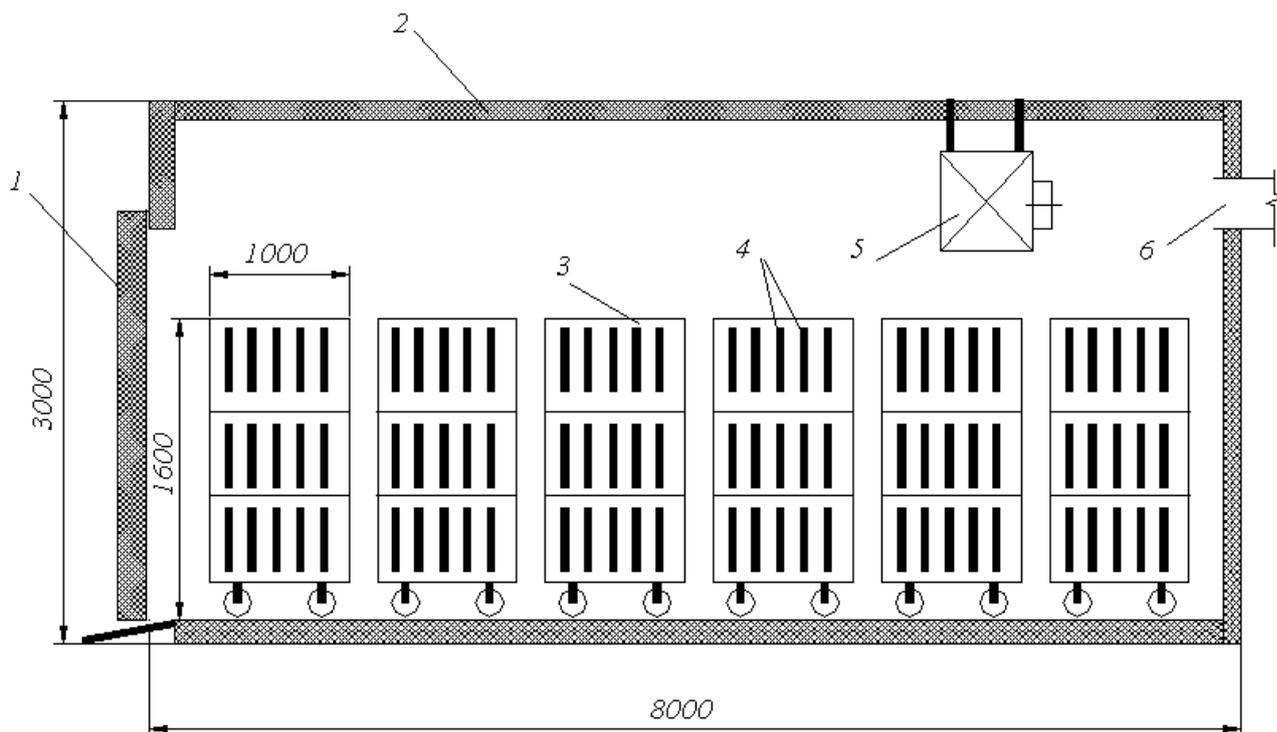


Рис. 9. Камера сушки колбас:

1 – дверь; 2 – корпус; 3 – тележка; 4 – батоны колбасы;
5 – воздухоохлаждитель; 6 – воздуховод кондиционера

Возможны три варианта подбора холодильно-технологического оборудования камеры сушки колбас:

- 1) оросительная камера и калорифер ($Q_k = 5,5$ кВт);
- 2) оросительная камера и калорифер ($Q_k = 7$ кВт);
- 3) воздухоохлаждитель ($Q_{т.о} = 6,6$ кВт), оросительная камера и калорифер ($Q_k = 2,2$ кВт).

Реализация первого варианта нежелательна, так как в течение трех-четырех часов параметры воздуха камеры не будут соответствовать технологическим требованиям. Ориентировочное сравнение второго и третьего вариантов выполним на основании следующих положений:

а) капитальные затраты на любое оборудование системы кондиционирования воздуха в два с половиной раза большей мощности (второй вариант) должны быть больше, чем на менее мощный кондиционер с воздухоохладителем (третий вариант);

б) холодильная машина в течение суток в любом варианте должна отвести одно и то же количество теплоты (за исключением теплоты от электродвигателя вентилятора) на одном температурном уровне с учетом того,

что холодильная машина может обслуживать еще несколько помещений с соответствующей температурой, затраты на производство холода можно считать одинаковыми;

в) мощность, потребляемая вентилятором в сутки, во втором варианте в два раза больше, чем в третьем.

Для рассматриваемого случая третий вариант предпочтителен.

1.4. Расчет оборудования для охлаждения птицы в воздухе

Исходные данные. Подобрать холодильное оборудование, необходимое для охлаждения бройлеров массой $m_{пт} = 1$ кг в количестве $n_{пт} = 150$ шт. Сравнить два варианта охлаждения: воздушное и гидроаэрозольное.

Требуется: определить габаритные размеры камеры, тепловую нагрузку на холодильное оборудование; подобрать воздухоохладители с обоснованием их количества, определить величину нагрева циркулирующего воздуха при различных вариантах охлаждения тушек; проверить производительность вентиляторов; подобрать компрессорно-конденсаторный агрегат, обеспечивающий соответствующую температуру воздуха в камере.

Продолжительность цикла охлаждения птицы рассчитывается как продолжительность охлаждения одной тушки, учитывая, что она перемещается на вешалах. Определение продолжительности охлаждения такого сложного геометрического тела, каким является тушка птицы, затруднено.

Считаем, что охлаждение птицы от начальной температуры $t_n = 35$ °С до среднеобъемной температуры $t_k = 6$ °С будет осуществляться при рекомендуемой скорости движения воздуха у продукта $w_{пт} = 2$ м/с. Теплофизические характеристики мяса курицы (см. прил. 8, 13): теплопроводность $\lambda_{пт} = 0,4$ Вт/(м·К); теплоемкость $c_{пт} = 3,5$ кДж/(кг·К); плотность $\rho_{пт} = 1050$ кг/м³. Продолжительность охлаждения тушки птицы массой 1 кг при воздушном охлаждении, согласно литературному источнику [1], можно принять $\tau_b = 4$ ч, а при гидроаэрозольном $\tau_r = 2$ ч. При гидроаэрозольном охлаждении на каждую тушку птицы через форсунки подается $g_w = 0,07$ л/мин воды с температурой $t_{w1} = 12$ °С. Цикл гидроаэрозольного охлаждения состоит из орошения тушки водой в течение $\tau_w = 1$ мин и последующего ее обдува воздухом с температурой $t_{пм} = 0$ °С продолжительностью $\tau = 4$ мин.

Тушки на вешалах транспортируются конвейером. Расстояние между вешалами $l_{м.в} = 0,25$ м. Общая длина конвейера в грузовом объеме аппарата (камеры) должна быть $l = n_{пт} l_{м.в} = 150 \cdot 0,25 = 37,5$ м. Число параллельных ветвей конвейера должно быть четным (конвейер является продолжением

основного боенского конвейера) и проектируется с рекомендуемой в строительном деле сеткой колонн. Целесообразное расстояние между ветвями конвейера 0,5 м. Принимаем, что конвейер состоит из четырех ветвей по 10 м каждая. Высота расположения конвейера (для удобства выполнения основных технологических операций) составляет 1,5 м. При воздушной системе охлаждения конструктивно размещаем воздухоохладители вдоль длинной стороны камеры на уровне движения тушек. Принимаем размеры камеры: $L_k = 12$ м; $B_k = 6$ м; $H_k = 3$ м.

Теплоприток через ограждения камеры найдем исходя из того, что плотность теплового потока через изолированное ограждение $q_f = 10$ Вт/м² [3],

$$Q_1 = q_f F_{\text{огр}} = 10 (2 \cdot 12 \cdot 6 + 2 \cdot 12 \cdot 3 + 2 \cdot 6 \cdot 3) = 2500 \text{ Вт} = 2,5 \text{ кВт},$$

где $F_{\text{огр}}$ – площадь ограждающих конструкций камеры, м².

Теплоприток от охлаждаемой птицы в устройстве периодического действия определим по зависимости [3]

$$Q_2 = Mk (i_n - i_k) / \tau = 150 \cdot 1,4 (345 - 247) / (4 \cdot 3600) = 1500 \text{ Вт} = 1,5 \text{ кВт},$$

где M – вместимость камеры, $M = n_{\text{пт}} m_{\text{пт}} = 150 \cdot 1 = 150$ кг; k – коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки в процессе охлаждения птицы, принимаем 1,4; i_n, i_k – начальная и конечная энтальпия продукта, принимаем по соответствующим температурам из прил. 3, кДж/кг; τ – продолжительность охлаждения птицы, с.

При учете нестационарности процесса теплоприток может быть рассчитан по формуле [5, 9]

$$Q_2 = \Sigma (\alpha F_{\text{пт } i} (t_{\text{пт } i} - t_{\text{пм}})),$$

где α – коэффициент теплоотдачи от птицы к воздуху, Вт/(м²·К); $F_{\text{пт } i}$ – площадь поверхности i -й партии птицы, омываемая воздухом, м²; $t_{\text{пт } i}$ – температура i -й партии птицы, °С.

Предположим, что продукт загружают четырьмя партиями по 150:4 = 38 тушек в каждой. Температура тушек последней партии равна начальной температуре $t_{\text{пт } i} = t_n$. Температура поверхности тушек предыдущих партий, как правило, ниже. Если принять, что потрошение партии прошло за 2 ч, то можно определить температуру поверхности, используя методику [9]. При скорости движения воздуха около птицы 2 м/с по формуле Юргеса получим значение коэффициента теплоотдачи $\alpha = 15$ Вт/(м²·К) [3]. При этом для пер-

вой партии птицы температура поверхности продукта за 1,5 ч снизится до $t_{пт1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$, для второй – до $t_{пт2} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$, для третьей – до $t_{пт3} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Поверхность одной тушки равна $0,07 \text{ м}^2$ [10], а всех тушек партии по $150/4 = 38$ тушек в каждой, $F_{пт} = 38 \cdot 0,07 = 2,5 \text{ м}^2$. Тогда теплоприток от охлаждения птицы составит

$$Q_2 = 15 [2,5 (35 - 0) + 2,5 (25 - 0) + 2,5 (17 - 0) + 2,5 (12 - 0)] = 1500 \text{ Вт} = 1,5 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от работы электродвигателей вентиляторов воздухоохлаждавателей, как и теплоприток через окна загрузки–выгрузки птицы, ориентировочно примем

$$Q_4 = 0,2(Q_1 + Q_2) = 0,2 (2,5 + 1,5) = 0,8 \text{ кВт}.$$

Таким образом, тепловая нагрузка на охлаждающие приборы камеры при воздушной системе охлаждения составит

$$Q_0 = 2,5 + 1,5 + 0,8 = 4,8 \text{ кВт} \approx 5 \text{ кВт}.$$

При подборе воздухоохлаждателя учитываем необходимость сохранения товарного вида птицы, т. е. требуется недопустить подмораживания поверхностного слоя продукта. Поэтому принимаем температуру кипения хладагента в воздухоохлаждателях $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, тогда температурный напор составит $\theta_{во} = (t_{пм} - t_0) = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи воздухоохлаждателя при этих условиях составляет $k_{в} = 14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тогда площадь воздухоохлаждателя

$$F_{в} = Q_{в}/(k_{в}\theta_{в}) = 5000/(14 \cdot 5) = 71 \text{ м}^2.$$

В качестве хладагента для небольшой холодильной установки целесообразно использовать хладон. Учитывая создание равномерного поля скоростей воздуха по длине конвейера, подбираем воздухоохлаждатели вытянутой формы. Этим условиям удовлетворяет воздухоохлаждатель марки LUC 285 R (см. прил. 12, табл. 4), имеющий площадь теплообменной поверхности $F_{в1} = 10 \text{ м}^2$ и габариты $L_{в1} = 966 \text{ мм}$, $B_{в1} = 357 \text{ мм}$, $H_{в1} = 400 \text{ мм}$. Примем к установке 7 воздухоохлаждателей (рис. 10).

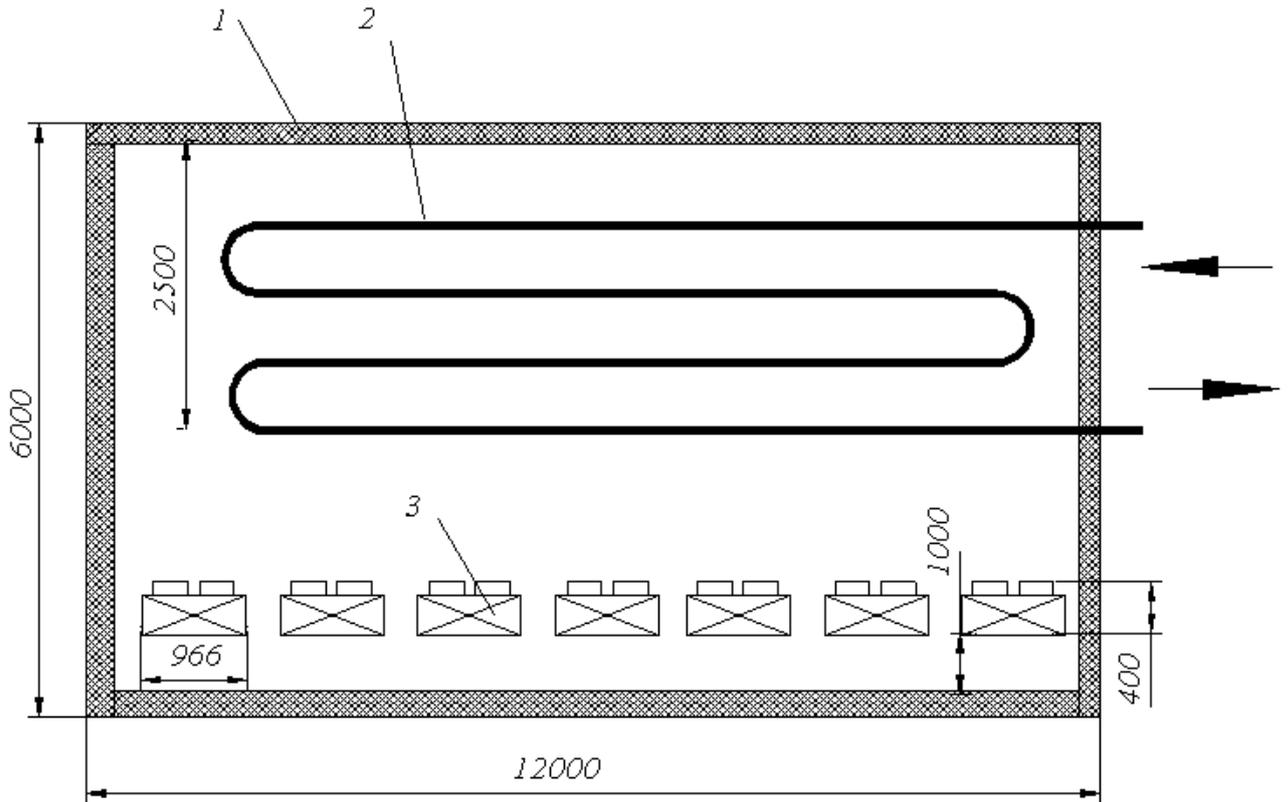


Рис. 10. Аппарат охлаждения птицы в воздухе:

1 – теплоограждающая конструкция; 2 – подвесной путь; 3 – воздухоохладитель

Воздухоохладители, смонтированные вдоль длинной стороны камеры, будут иметь зону обслуживания по $10/7 = 1,4$ м каждый. Четыре ветви конвейера занимают пространство шириной 2 м. Отступ от ветви конвейера до стены составляет 0,5 м. При ширине воздухоохладителей около 0,4 м и длине отступа от стены до воздухоохладителей 1 м на зону воздухоохладителей остается 1,4 м. На раскрытие струи приходится отступ $L_{отс} = 6 - (2 + 0,5 + 1,4) = 2,1$ м. Тангенс угла раскрытия струи равен

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{L_{з1} - L_{в1}/2}{L_{отс}} = \frac{1400 - 966}{2 \cdot 2100} = 0,103.$$

Этому значению соответствует угол $\beta = 6^\circ$, что меньше требуемого бокового угла расширения струи, равного 12° [3].

Каждый воздухоохладитель имеет два вентилятора с объемной подачей воздуха 1168 м³/ч. В результате расход воздуха семи воздухоохладителей достигает $V = 7 \cdot 1168 / 3600 = 4,54$ м³/с. Нагрев воздуха при отводе теплопритока из камеры

$$\Delta t_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / (V c_{\text{в}} \rho_{\text{в}}) = 5 / (4,54 \cdot 1 \cdot 1,3) = 0,85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Камера охлаждения имеет небольшой теплоприток, поэтому целесообразно использовать холодильную машину с конденсатором воздушного охлаждения. Принимаем максимальную температуру в месте установки компрессорно-конденсаторного агрегата 43 °С. По прил. 14 выбираем компрессорно-конденсаторный агрегат марки P8-LL-40X. При этих условиях фактический коэффициент рабочего времени агрегата P8-LL-40X составит $\epsilon_{\text{ф}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{км}} = 5 / 6,2 = 0,8$ кВт.

При гидроаэрозольном охлаждении остается неизменным теплоприток через ограждения $Q_1 = 2,5$ кВт.

Теплоотвод при охлаждении продукта будет осуществляться конвекцией и испарением влаги, нанесенной на поверхность. Теплота, отводимая конвекцией, при уменьшенной до двух часов продолжительности холодильной обработки увеличится до $Q_{2\text{к}} = 3$ кВт.

Массовый расход воды, наносимой на тушки птицы, при ее удельном расходе $g_w = 0,07$ л/(кг·мин) составит

$$W = n_{\text{пт}} g_w \rho_w / 60 = 150 \cdot 0,07 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 / 60 = 0,175 \text{ кг/с}.$$

Основная масса воды стекает с поверхности тушек на пол, где охлаждается перед сливом в канализацию до $t_{w2} = 5-6$ °С. Установлено, что за цикл, составляющий 5 мин, испаряется 10 % воды, наносимой на тушки. Тогда теплоприток от испарения влаги, нанесенной на поверхность продукта,

$$Q_w = (0,1 W r_w + 0,9 W c_w (t_{w1} - t_{w2})) / (\tau_w + \tau) = \\ = (0,1 \cdot 0,175 \cdot 2500 + 0,9 \cdot 0,175 \cdot 4,19 (12 - 6)) / (1 + 4) = 8,5 \text{ кВт},$$

где r_w – теплота парообразования воды, 2500 кДж/кг [2].

Суммарный теплоприток от продукта при гидроаэрозольном охлаждении составит

$$Q_2 = 3 + 8,5 = 11,5 \text{ кВт}.$$

Эксплуатационные теплопритоки примем ориентировочно равными

$$Q_4 = 0,2 (Q_1 + Q_2) = 0,2 (2,5 + 11,5) = 2,8 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на охлаждающие приборы камеры

$$Q_0 = 2,5 + 11,5 + 2,8 = 16,8 \text{ кВт.}$$

Для охлаждения водопроводной воды от $t_{wн} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{w1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ необходим испаритель с тепловой нагрузкой

$$Q_w = Wc_w(t_{wн} - t_{w1}) = 0,175 \cdot 4,19 (20 - 12) = 5,9 \text{ кВт.}$$

Теплообменная площадь воздухоохладителя составит

$$F_b = 16800 / (14 \cdot 5) = 240 \text{ м}^2.$$

Количество воздухоохладителей марки 066C/112 с площадью теплообмена $55,4 \text{ м}^2$ каждый составит $240 / 55,4 \approx 5$ шт. Каждый воздухоохладитель имеет зону обслуживания конвейера, равную 2 м, и габаритные размеры: длину $L_b = 1831 \text{ мм}$, ширину $B_b = 785 \text{ мм}$, высоту $H_b = 965 \text{ мм}$. Объемная подача воздуха достигает $V = 5 \cdot 10090 / 3600 = 14 \text{ м}^3/\text{с}$. При этом величина нагрева воздуха составит

$$\Delta t_b = Q_b / (Vc_b\rho_b) = 16,8 / (14 \cdot 1 \cdot 1,3) = 0,92 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Согласно прил. 14 принимаем к установке три компрессорно-конденсаторных агрегата марки H9-LSG-40X, каждый из которых имеет холодопроизводительность $Q_{км} = 6,7 \text{ кВт}$ при температуре кипения $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $43 \text{ }^\circ\text{C}$.

Охлаждение воды производится с помощью автоматизированной водоохлаждающей холодильной машины марки MBT 14-2-0 [11], которая обеспечивает холодопроизводительность $Q_{км} = 9,5 \text{ кВт}$ при температуре воды на выходе $12 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $43 \text{ }^\circ\text{C}$.

Возможен вариант с использованием, например, компрессорно-конденсаторного агрегата марки DH2-20-052, имеющего холодопроизводительность $Q_{км} = 11 \text{ кВт}$ при температуре кипения $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающей среды $43 \text{ }^\circ\text{C}$. В качестве испарителя можно использовать бак-аккумулятор холода с погруженным в него змеевиком, исполняющим роль испари-

теля холодильной машины. Необходимая теплообменная поверхность змеевика должна быть

$$F_{зм} = Q_w / K_{зм} (t_w - t_0) = 5,9 / (0,4 \cdot (12 - 5)) = 2,1 \text{ м}^2.$$

где $K_{зм}$ – коэффициент теплопередачи змеевика с учетом слоя намороженного льда, кВт/м²·К [5].

Длина змеевика при использовании трубы Ø 16 x 1 мм составит

$$L_{тр} = F_{зм} / (\pi d_n) = 2,1 / (\pi \cdot 0,016) = 42 \text{ м}.$$

Минимальный объем бака-аккумулятора должен быть

$$V_{ак} = Q_w \tau_r 3600 / c_w \Delta t_{w ак} \rho_w = 5,9 \cdot 2 \cdot 3600 / (4,19 \cdot 10 \cdot 1000) = 1 \text{ м}^3,$$

где $\Delta t_{w ак}$ – охлаждение воды в баке-аккумуляторе. Вода в нем охлаждается до температуры на 2–3 °С ниже технологически требуемой; $\Delta t_{w ак} = (20 - 12) - 2 = 10$ °С.

Холодильные машины для охлаждения воды необходимо включать до начала работы камеры охлаждения примерно за $Q_w \tau_r / Q_{км} = 5,9 \cdot 2 / 11 \approx 1,1$ ч.

1.5. Расчет аппарата периодического действия для охлаждения тортов

Исходные данные. Аппарат для холодильной обработки тортов вместимостью $M = 200$ кг оснащен воздушной системой охлаждения. Начальная температура тортов, поступающих на охлаждение, равна $t_n = 30$ °С, а конечная температура в центре продукта $t_k = 4$ °С. Габаритные размеры бисквитно-кремового торта: ширина $l_{торт} = 0,2$ м, длина $b_{торт} = 0,2$ м, высота $h_{торт} = 0,08$ м.

Требуется: определить продолжительность охлаждения тортов, размеры грузового отсека, производительность в час или в смену, тепловую нагрузку на холодильное оборудование; подобрать воздухоохладитель и проверить производительность его вентиляторов; подобрать индивидуальный компрессорно-конденсаторный агрегат для обеспечения холодом.

Продолжительность охлаждения торта можно определить по методу нестационарного режима с помощью графиков безразмерной температуры θ для пластины в зависимости от чисел Био и Фурье [7, 10]. Безразмерную температуру центра θ_c рассчитывают как произведение относительных тем-

ператур трех взаимно перпендикулярных бесконечных пластин [7]. Предполагаем одинаковые условия теплоотдачи со всех шести сторон коробки с тортом. В связи с тем, что теплопроводность продукта мала, нецелесообразно создание высоких скоростей движения воздуха. Поэтому скорость воздуха около коробки принимаем $w = 0,5$ м/с. Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха к коробке при данной скорости воздуха можно определить по формуле Юргеса

$$\alpha = 1,16 (5,3 + 3,6w) = 1,16 (5,3 + 3,6 \cdot 0,5) \approx 7,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем три числа Био для пластины

$$Bi = \alpha l / \lambda,$$

где α – коэффициент теплоотдачи от продукта к охлаждающей среде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; l – расстояние от поверхности коробки до ее центра, м, ориентировочно принимают как половину длины торта l_d , половину ширины торта $l_{ш}$ и половину высоты торта l_b ; λ – теплопроводность продукта, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ (см. прил. 8).

Вычисляем число Bi по трем направлениям коробки (длина, ширина, высота)

$$\begin{aligned} Bi_d &= 7,1 \cdot 0,1 / 0,3 = 2,4; \\ Bi_{ш} &= 7,1 \cdot 0,1 / 0,3 = 2,4; \\ Bi_b &= 7,1 \cdot 0,04 / 0,3 = 0,9. \end{aligned}$$

Рассчитываем величину температуропроводности продукта

$$a = \lambda / \rho c,$$

где ρ – плотность продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$ (см. прил. 13); c – теплоемкость продукта, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ (см. прил. 8).

$$\text{Получим } a = 0,3 / (300 \cdot 900) = 3,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Определяем три числа Фурье для пластин по формуле

$$Fo = 3600 a \tau / l^2.$$

Принимая период времени $\tau = 0,5$ ч, получим число Fo для трех направлений (длина, ширина, высота):

$$Fo_d = 3600 \cdot 3,33 \cdot 10^{-7} \cdot 0,5 / 0,1^2 = 0,06;$$

$$Fo_{ш} = 3600 \cdot 3,33 \cdot 10^{-7} \cdot 0,5 / 0,1^2 = 0,06;$$

$$Fo_b = 3600 \cdot 3,33 \cdot 10^{-7} \cdot 0,5 / 0,04^2 = 0,375.$$

По графикам для пластин (прил. 15) находим, соответственно, значения безразмерной температуры θ_d , $\theta_{ш}$, θ_b в зависимости от чисел Био и Фурье.

Рассчитываем температуру соответствующих поверхностей и в центре по зависимости

$$t = t_H - \theta (t_H - t_{пм}),$$

где t_H – начальная температура продукта, °С.

Учитывая относительно небольшие перепады температур, по упрощенным зависимостям определяют среднеобъемную температуру для упаковок, выполненных в виде параллелепипеда

$$t = (t_x + t_y + t_z + t_{ц})/4.$$

Строим график зависимости изменения среднеобъемной температуры во времени $t = f(\tau)$.

При достижении этой температурой значения, определенного технологическим процессом как t_k , находим продолжительность охлаждения продукта τ .

За два часа при температуре воздуха в помещении $t_a = 2$ °С конечная температура продукта $t_{торт} = 3$ °С, что достаточно близко к технологически необходимой ($t_k = 4$ °С).

Тогда производительность аппарата составляет

$$G = M/\tau = 200/7200 = 0,027 \text{ кг/с.}$$

Торты в процессе охлаждения размещают на полках грузовых тележек. Считаем, что для удобства эксплуатации первую полку располагают не ниже 0,5 м от уровня пола, последнюю – не выше 1,6 м. Учитывая, что расстояние между полками 0,12–0,15 м (определяется высотой коробки и пространством между ней и вышерасположенной полкой), на высоте 1,1 м можно расположить от 6 до 9 полок. Принимаем габариты полки 1×1 м, на кото-

рой можно разместить $4 \times 4 = 16$ тортов с отступом для движения воздуха, примерно равным 0,07 м.

На одной тележке принятых размеров можно транспортировать около 100 кг продукции. Тележка выполняется из легкого металла. Размеры грузового отсека – туннеля для размещения двух тележек – составят: длина $L_T = 2$ м; ширина $B_T = 1$ м; высота $H_T = 2$ м.

Для расчета теплопритока через ограждения аппарата предполагаем, что воздухоохладитель будет расположен по длине грузового отсека (туннеля), а его ширина составит 1 м. Тогда с учетом каналов для циркуляции воздуха уточненные габариты аппарата составят: длина $L_a = 3$ м (две тележки и три отступа); ширина $B_a = 3$ м (тележка, воздухоохладитель и три отступа по 0,3 м); высота $H_a = 2,2$ м (с учетом роста работников). Температуру воздуха в кондитерском цехе принимаем $t_{\text{цех}} = 30$ °С, а в аппарате по нашим расчетам она равна $t_a = 2$ °С. Для этих условий коэффициент теплопередачи ограждений можно считать равным $k = 0,35$ Вт/(м²·К) [2].

Величину теплопритока через ограждения аппарата считаем по формуле

$$Q_1 = \sum k_i F_i \Delta t_i = 0,35 (2 \cdot 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 \cdot 2,2 + 2 \cdot 3 \cdot 2,2) (30 - 2) = 415 \text{ Вт} = 0,42 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от охлаждаемого продукта (тортов) в аппарате периодического действия

$$Q_2 = 1,5 M c_{\text{торт}} (t_{\text{н}} - t_{\text{торт}}) / \tau = 1,5 \cdot 200 \cdot 3 (30 - 3) / 7200 = 3,5 \text{ кВт,}$$

где 1,5 – коэффициент неравномерности тепловой нагрузки [2].

Теплоприток через двери аппарата применительно к камерам небольшого (до 25 м³) объема определяется величиной инфильтрации через щели в дверном проеме [12]

$$Q_{4\text{дв}} = V_{\text{стр}} a \rho_v c_v (t_{\text{н}} - t_a) / (24 \cdot 3600) = 3 \cdot 3 \cdot 2,2 \cdot 22 \cdot 1,2 \cdot 1,05 (30 - 2) 10^3 / (24 \cdot 3600) = 170 \text{ Вт} = 0,17 \text{ кВт,}$$

где a – кратность воздухообмена; $V_{\text{стр}} = L_a B_a H_a$ – строительный объем, м³.

Теплоприток от электродвигателей вентиляторов воздухоохладителей для малых аппаратов принимаем

$$Q_4 = (0,25 - 0,30) Q_2 = 0,3 \cdot 2,3 = 0,7 \text{ кВт.}$$

Общий теплоприток к воздухоохладителю аппарата составит

$$Q_B = 0,42 + 3,5 + 0,17 + 0,7 = 4,8 \text{ кВт.}$$

Необходимость расположения аппарата в производственном корпусе и малая тепловая нагрузка предполагают применение полностью автоматизированной холодильной машины.

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя при температуре кипения хладагента $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ и при значении коэффициента теплопередачи воздухоохладителя $k_0 = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. прил. 5)

$$F_B = Q_B/k_0(t_a - t_0) = 4800/16 \cdot (2 - (-5)) = 34 \text{ м}^2.$$

При подборе серийного воздухоохладителя с целью равномерного обдува тележек желательно, чтобы его высота составляла 0,5–0,8 м, а длина – около 2 м. Учитывая небольшую потребную площадь теплопередающей поверхности, целесообразно применить воздухоохладитель с повышенным шагом между ребрами, что снижает также и аэродинамическое сопротивление при циркуляции воздуха в аппарате.

В качестве базовой принимаем первую (по ходу движения воздуха) секцию воздухоохладителя марки ВО-160, которая выполнена из медных труб $\varnothing 16 \times 1 \text{ мм}$ с алюминиевыми ребрами и шагом оребрения 15 мм [8]. Ребра размерами $154 \times 80 \times 0,4 \text{ мм}$ насажены на 8 труб, которые собраны в коридорный пучок с шагом $40 \times 40 \text{ мм}$. Площадь теплообменной поверхности такой секции с длиной 1,5 м и высотой 0,42 м составляет около 3 м^2 .

Для рассматриваемого варианта аппарата необходимо 11 шт. ($n = 34 : 3 \approx 11$) таких секций. Расположив по высоте, например, 5 секций с расстоянием между ними 5 мм, получим высоту воздухоохладителя $H_B = 5 \cdot 80 + (5 - 1) 5 = 420 \text{ мм}$. Глубина воздухоохладителя по ходу движения воздуха равна ширине двух секций $L_B = 150 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 310 \text{ мм}$. Компоновка аппарата показана на рис. 11.

Живое сечение для прохода воздуха сквозь тележку, имеющую 6 полок с расстоянием 0,13 м, составит

$$F_{ж.с} = H_{г.о} B_{г.о} - n_{торт} h_{торт} b_{торт} = (6 \cdot 0,13) 2 - (4 \cdot 6) 2 \cdot 0,08 \cdot 0,2 \approx 0,74 \text{ м}^2.$$

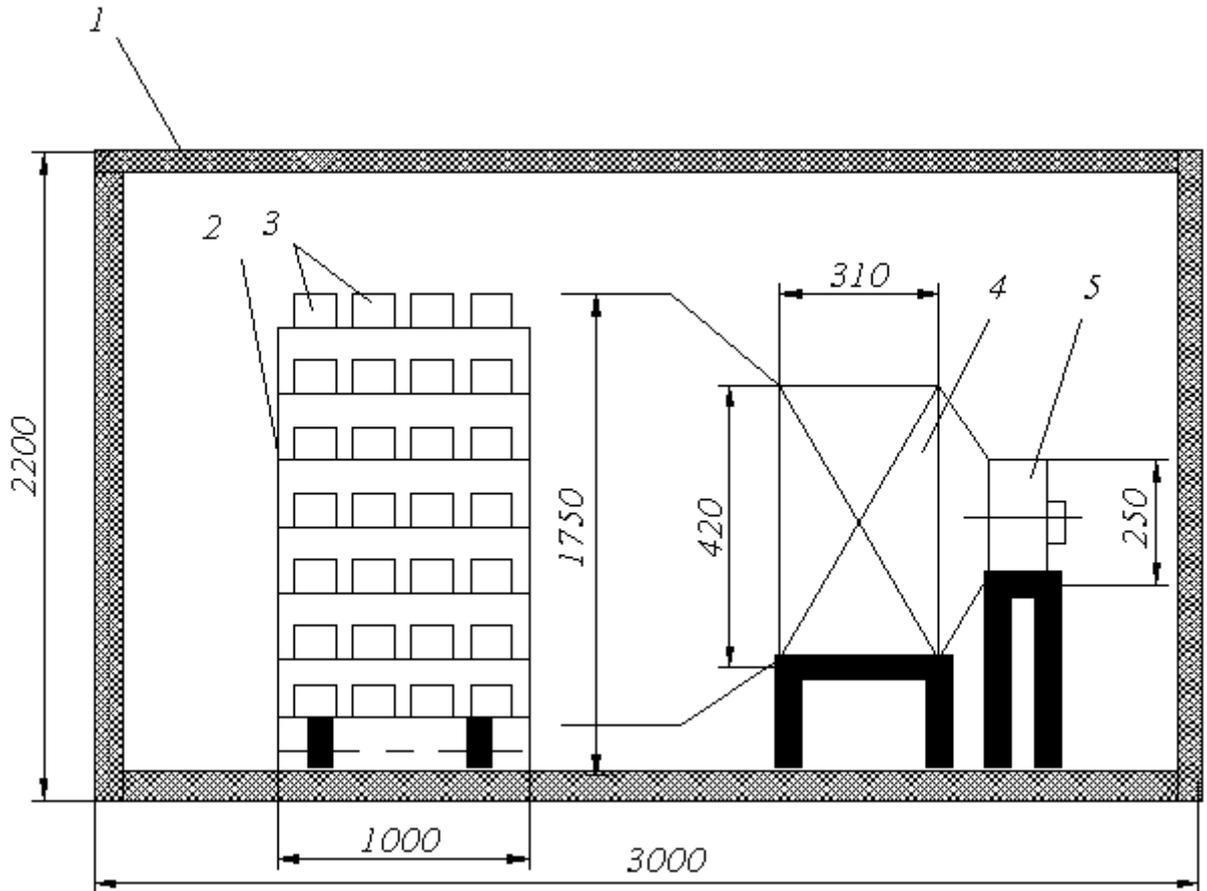


Рис. 11. Аппарат для охлаждения тортов:
 1 – корпус аппарата; 2 – грузовая тележка; 3 – торты;
 4 – батареи воздухоохладителя; 5 – вентилятор

Объемная подача воздуха при скорости его движения около коробки $w = 0,5$ м/с должна составить не менее $V = F_{ж.с} w = 0,74 \cdot 0,5 = 0,37$ м³/с. Малая объемная подача воздуха при относительно большой длине воздухоохладителя позволяет считать целесообразной установку трех вентиляторов.

Аэродинамическое сопротивление батареи воздухоохладителя при пластинчатом оребрении можно рассчитать по зависимости [8]

$$\Delta p_B = 0,1332(L_p/d_3)(w_{во} \rho_B)^{1,7}, \quad (12)$$

где L_p – длина ребра по ходу движения воздуха (см. рис. 11) $L_p = 0,310$ м; d_3 – эквивалентный диаметр канала, по которому движется воздух, $d_3 = 2Ub/(U+b)$, м (здесь U – расстояние между ребрами с учетом осевшего инея, $U = t_p - \delta_p - 2\delta_{и}$, м; b – расстояние между трубами "в свету", $b = S - d_n - 2\delta_{и}$, м; где S – шаг труб в воздухоохладителе, м); ρ_B – плотность воздуха, при 2 °С $\rho_B = 1,3$ кг/м³; $w_{во}$ – скорость воздуха в живом сечении воздухоохладите-

ля, $w_{\text{во}} = w_{\text{н.д}} \varphi$; (здесь $w_{\text{н.д}}$ – действительная скорость набегающего потока, $w_{\text{н.д}} = V/F_{\text{к}}$, м/с; где $F_{\text{к}}$ – сечение канала перед воздухоохладителем, $F_{\text{к}} = L_{\text{в}}H_{\text{в}} = 1,5 \cdot 0,42 = 0,63 \text{ м}^2$; φ – коэффициент сжатия, учитывающий расположение пластинчатого оребрения в канале воздухоохладителя

$$\varphi = 1/(1 - d_{\text{н}}/S (1 + 2h_{\text{р}}\delta/(Ud_{\text{н}}))) = 1/(1 - 16/40 \cdot (1 + 2 \cdot 24 \cdot 0,4/(15 \cdot 16))) = 1,8,$$

здесь $h_{\text{р}}$ – высота ребра, она принята из соображения, что общая высота 80 мм разделена двумя трубами $\text{Ø}16 \times 1$ мм на две равные части $(80 - 2 \cdot 16)/2 = 24$ мм).

Расчет проведен для толщины иinea $\delta_{\text{и}} = 2$ мм и объемной подаче одного вентилятора $V_{\text{вент}} = V/n_{\text{вент}} = 0,37 / 3 = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$

$$U = 15 - 0,4 - 2 \cdot 2 = 15 \text{ мм};$$

$$b = 40 - 16 - 2 \cdot 2 = 20 \text{ мм};$$

$$d_{\text{э}} = 2 \cdot 0,0106 \cdot 0,02 / (0,0106 + 0,02) = 0,014 \text{ м};$$

$$w_{\text{н.д}} = 0,37 / 0,63 = 0,59 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{во}} = 0,59 \cdot 1,8 = 1,05 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_{\text{в}} = 0,1332 (0,31 / 0,014) (1,05 \cdot 1,3)^{1,7} \approx 5 \text{ Па}.$$

Статический напор на выходе воздуха из воздухоохладителя (6) составит

$$\Delta p_{\text{с}} = \rho_{\text{в}} w_{\text{во}}^2 / (2\varphi_0^2) = (1,3 \cdot 1,05^2) / (2 \cdot 0,7^2) = 2 \text{ Па}.$$

Аэродинамическое сопротивление четырех поворотов воздуха ($n_{\text{п}} = 4$) в камере при коэффициенте местного сопротивления $\zeta_{\text{п}} = 3$ и скорости движения воздуха на поворотах $w_{\text{п}} = 0,5$ м/с считаем по формуле (8)

$$\Delta p_{\text{п}} = n_{\text{п}} \zeta_{\text{п}} \rho_{\text{в}} w_{\text{п}}^2 / 2 = 4 \cdot 3 \cdot 0,5^2 \cdot 1,3 / 2 = 2 \text{ Па}.$$

Аэродинамическое сопротивление при входе воздуха во всасывающее окно вентилятора диаметром 0,25 м и объемном расходе $V_{\text{вент}} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ определяем по формуле (7)

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2 \rho_{\text{в}} / 2 = 0,5 \cdot 2,6^2 \cdot 1,3 / 2 \approx 2,2 \text{ Па},$$

где $w_{\text{вх}}$ – скорость движения воздуха во всасывающем окне вентилятора, $w_{\text{вх}} = 4 \cdot 0,15 / (\pi \cdot 0,25^2) \approx 2,6$ м/с.

Как видно из результатов расчета, аэродинамическое сопротивление при движении воздуха невелико и для этого случая составит

$$\Delta p = \Delta p_v + \Delta p_c + \Delta p_{\Pi} + \Delta p_{\text{вх}} = 5 + 2 + 2 + 2,2 \approx 11 \text{ Па.}$$

С учетом же аэродинамического сопротивления тележек с тортами принимаем аэродинамическое сопротивление движению воздуха в аппарате примерно $\Delta p = 50 \text{ Па}$. Для осевого вентилятора марки 06-300 № 2,5 по его характеристике напор составляет также 50 Па при объемной подаче $V_{\text{вен}} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ и коэффициенте полезного действия $\eta_{\text{вен}} = 0,4$. Принимаем к установке три вентилятора этой марки, и скорость обдува тортов в тележках примерно составит $w = 3 \cdot 0,15 \approx 0,45 \text{ м/с}$, что гарантирует технологически требуемую скорость $w = 0,5 \text{ м/с}$ для принятого режима.

Потребляемая мощность электродвигателей трех вентиляторов

$$N_{\text{в}} = n_{\text{вен}} \Delta p V_{\text{вен}} / \eta_{\text{вен}} = 3 \cdot 50 \cdot 0,45 / 0,4 = 200 \text{ Вт} \approx 0,2 \text{ кВт.}$$

Действительная тепловая нагрузка к воздухоохладителю аппарата $Q_{0\text{д}} = 0,42 + 3,5 + 0,17 + 0,2 = 4,29 \text{ кВт}$ несколько меньше, чем была принята в предварительном расчете ($Q_0 = 4,8 \text{ кВт}$). При температуре кипения хладагента $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $t_{\text{н.в}} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$ согласно прил. 14 подбираем компрессорно-конденсаторный агрегат марки P8-LJ-30X, который обеспечивает холодопроизводительность в данном режиме работы $Q_{0\text{к}} = 5 \text{ кВт}$. При этих условиях фактический коэффициент рабочего времени составит $\epsilon_{\text{ф}} = Q_{\text{вд}}/Q_{0\text{к}} = 4,29/5 = 0,85$.

В качестве альтернативного варианта можно остановиться на компрессорно-конденсаторных агрегатах других фирм, которые в данных условиях обеспечивают холодопроизводительность около $Q_0 = 5 \text{ кВт}$. Резерв по холодопроизводительности необходим для автоматической работы холодильного оборудования.

2. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

2.1. Расчет оборудования камеры однофазного замораживания мяса с вынужденным движением воздуха

Исходные данные. Камера однофазного замораживания мяса оборудована воздухоохладителями с системой воздухораспределения типа «ложный потолок». Производительность $G = 15$ т/сут. Температура воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -30$ °С, а продолжительность цикла замораживания $\tau_{\text{ц}} = 32$ ч при температуре поступления мяса $t_{\text{пос}} = 39$ °С и конечной температуре в центре бедра $t_{\text{к}} = -8$ °С.

Требуется: определить вместимость камеры и ее размеры, приведенный коэффициент теплоотдачи от замораживаемого мяса, скорость движения воздуха в зоне бедренной части полутуши, скорость выхода воздуха из щелевых сопел, количество сопел, объемный расход воздуха через камеру, тепловую нагрузку на холодильное оборудование камеры, количество воздухоохладителей, соответствие вентиляторов воздухоохладителей требуемому режиму эксплуатации камеры.

Продолжительность замораживания мяса τ меньше времени цикла на период загрузки и выгрузки мяса τ_3 ,

$$\tau = \tau_{\text{ц}} - \tau_3.$$

Для камеры замораживания мяса периодического действия производительностью 15–30 т/сут можно принять продолжительность загрузки и выгрузки $\tau_3 = 2$ ч. Тогда продолжительность замораживания мяса

$$\tau = 32 - 2 = 30 \text{ ч.}$$

Вместимость камеры

$$M = G\tau_{\text{ц}}/24 = 15 \cdot 32/24 = 20 \text{ т.}$$

Строительная площадь камеры

$$F = M/g_f = 20/0,25 = 80 \text{ м}^2,$$

где g_f – норма загрузки камеры мясом в полутушах, размещенных на подвесных путях [3], кг/м².

Длину подвесных путей можно определить из нормы нагрузки

$$l_{\text{п}} = M/g_l = 80/0,28 = 72 \text{ м},$$

где g_l – норма загрузки подвесных путей мясом в полутушах [3], кг/м.

Принимаем ширину камеры равной $B = 6$ м, а длину – $L = 18$ м. Размещаем подвесные пути с учетом отступа от колонн 0,5 м и минимальным расстоянием между подвесными путями 0,9 м. В этом случае рабочая часть одной нитки подвесного пути будет составлять $l_{\text{п1}} = 16$ м, а по ширине камеры можно расположить $n = 6$ ниток (рис. 12). Действительная вместимость камеры $M_{\text{д}} = l_{\text{п1}}ng_l = 16 \cdot 6 \cdot 0,28 = 27$ т. Действительная строительная площадь камеры $F_{\text{д}} = LB = 18 \cdot 6 = 108 \text{ м}^2$. Действительная производительность камеры замораживания

$$G_{\text{д}} = M_{\text{д}}24/\tau_{\text{ц}} = 27 \cdot 24/32 = 20 \text{ т/сут.}$$

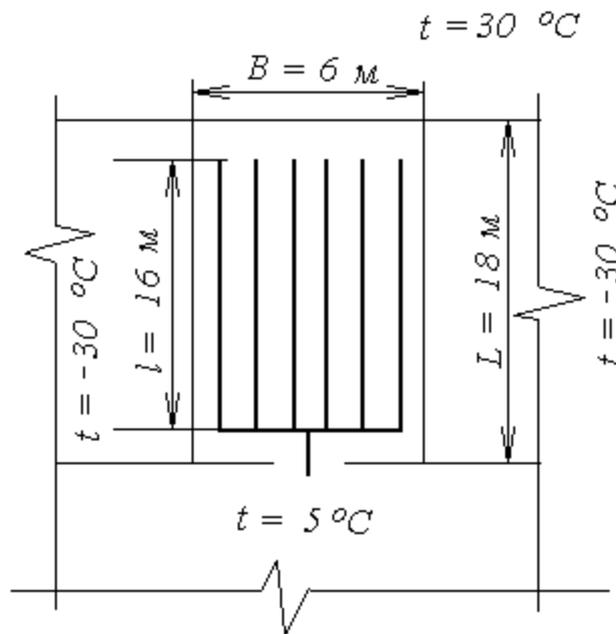


Рис. 12. Камера замораживания мяса

Для того чтобы продолжительность однофазного замораживания мяса составила $\tau = 30$ ч при температуре воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -30$ °С, следует создать необходимую скорость движения воздуха в зоне бедренной части полутуши. С этой целью определим приведенный коэффициент теплоотдачи от поверхности полутуши к воздуху [2]

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр}} &= 0,0962\rho_{\text{м}}\delta_{\text{м}}\{c_0[(t_{\text{пост}} - t_{\text{пм}})/(t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}})]^{1,5} + (c_{\omega}/c_3)[(t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}})/(t_{\text{к}} - t_{\text{пм}})]^{1,09}\}/\tau = \\ &= 0,0962 \cdot 1050 \cdot 0,20 \{3300 [(39 - (-30))/(-1 - (-30))]^{1,5} + \end{aligned}$$

$$+ (11\,400/2500) [(-1 - (-30))/(-8 - (-30))]^{1,09} \} / 108\,000 = \\ = 16,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где c_0, c_3 – удельная теплоемкость, соответственно, охлажденного и замороженного мяса [1], Дж/(кг·К); c_ω – удельная теплоемкость, учитывающая долю вымораживаемой воды, Дж/(кг·К) $c_\omega = c_3 + \Delta\omega W r_w = 2500 + 0,0417 \cdot 0,8 \cdot 335\,000 = 11\,400$; (здесь $\Delta\omega$ – относительная разность масс вымораживаемой воды при понижении температуры мяса на 1 °С, $\Delta\omega = 0,0417 \text{ С}^{-1}$; W – относительное содержание воды в продукте для мяса, $W = 0,8-0,85$; r_w – удельная теплота плавления льда $r_w = 335\,000 \text{ Дж}/\text{кг}$); ρ_m – плотность мяса, кг/м³; δ_m – толщина бедренной части полутуши (для полутуш крупного рогатого скота массой 80–90 кг составляет 0,20–0,25 м); $t_{\text{пост}}$ – начальная температура мяса $t_{\text{пост}} = 39 \text{ °С}$; $t_{\text{кр}}$ – криоскопическая температура для мяса $t_{\text{кр}} = -1 \text{ °С}$; t_k – конечная температура мяса в центре бедра.

Принимая, что коэффициент теплоотдачи при испарении воды в процессе однофазного замораживания в камере с воздушной системой охлаждения составляет $\alpha_{\text{и}} = 1,5-2,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3], получим значение конвективного коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_k = \alpha_{\text{пр}} - \alpha_{\text{и}} = 16,5 - 1,5 = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При расчете скорости движения воздуха в зоне бедренной части w_6 используем уравнение подобия для теплообмена полутуши

$$\alpha_k \delta_m / \lambda_B = 0,33 (w_6 \delta_m / \nu_B)^{0,58},$$

где λ_B – теплопроводность воздуха при температуре $t_{\text{пм}} = -30 \text{ °С}$ $\lambda_B = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ (см. прил. 1); ν_B – кинематический коэффициент вязкости воздуха при температуре $t_{\text{пм}} = -30 \text{ °С}$ $\nu_B = 10,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (см. прил. 1).

Скорость движения воздуха в зоне бедренной части

$$w_6 = 6,73 \alpha_k^{1,72} \delta_m^{0,72} \nu_B / \lambda_B^{1,72} = 6,73 \cdot 15^{1,72} \cdot 0,2^{0,72} \cdot 10,8 \cdot 10^{-6} / 0,022^{1,72} = 1,7 \text{ м}/\text{с}.$$

Воздух в камеру поступает через щелевые сопла ложного потолка. Длина сопла $l_s = 600 \text{ мм}$, а ширина $2b_0 = 40 \text{ мм}$. Расстояние между соплами принимаем $l_p = 200 \text{ мм}$ (см. рис. 2).

Расстояние от сопла до бедренной части полутуши составляет $l_6 = 1,1 \text{ м}$ (см. рис. 3). Скорость воздуха на выходе из щелевого сопла w_0 находим из зависимости

$$w_0 = w_0(a_T l_0/b_0 + 0,41)^{0,5}/0,82 = 1,7(0,12 \cdot 1,1/0,02 + 0,41)^{0,5}/0,82 = 5,5 \text{ м/с},$$

где a_T – коэффициент турбулентной структуры струи для плоского сопла [3], $a_T = 0,12$.

В камере конструктивно предусматриваем 9 рядов сопел вдоль одной длинной стены с окном для возврата воздуха к воздухоохладителям. Каждый ряд сопел располагаем на участке, соответствующем длине подвесного пути. Таким образом, в одном ряду размещаем $n_{s1} = 16/(0,6 + 0,2) = 20$ сопел. Общее количество сопел $n_s = 9n_{s1} = 9 \cdot 20 = 180$ шт. Сечение одного сопла $f_s = l_s b_0 = 0,6 \cdot 0,04 = 0,024 \text{ м}^2$. Общее живое сечение всех сопел камеры

$$F_{\text{ш}} = n_s f_s = 180 \cdot 0,024 = 4,32 \text{ м}^2.$$

Объемная подача воздуха

$$V_0 = F_{\text{ш}} w_0 = 4,32 \cdot 5,5 = 23,76 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общий теплоприток в камеру складывается из теплопритоков через ограждающие конструкции Q_1 , от замораживаемого мяса Q_2 и от эксплуатации оборудования Q_4

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4.$$

Теплоприток через ограждающие конструкции камеры при ее высоте $H = 6 \text{ м}$ рассчитываем учитывая, что теплоприток от солнечной радиации проникает только через кровлю холодильника; температура обогреваемого пола $t_{\text{пол}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, а избыточная разность температур от солнечной радиации $t_c = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_1 = \Sigma(k_i F_i \Delta t_i) + k F \Delta t_c = 0,2 \cdot 6 \cdot 6 [30 - (-30)] + 0,22 \cdot 6 \cdot 6 [5 - (-30)] + 0,23 \cdot 6 \cdot 18 [2 - (-30)] + 0,17 \cdot 6 \cdot 18 [30 - (-30)] + 0,17 \cdot 6 \cdot 18 [18 - (-30)] = 3486 \text{ Вт} \approx 3,5 \text{ кВт},$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждения (принимая для наружной стены $0,20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для внутренней с коридором – $0,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для покрытия – $0,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для обогреваемого пола – $0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3]).

Теплоприток от замораживаемого мяса

$$Q_2 = KM_{\text{д}}(i_{\text{пост}} - i_{\text{вып}})/\tau = 1,4 \cdot 27\,000(359 - 0)/108\,000 = 125,6 \text{ кВт},$$

где $i_{\text{пост}}$ – энтальпия поступающего мяса при $t_{\text{пост}} = 39 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. прил. 3); $i_{\text{вып}}$ – энтальпия замороженного мяса при конечной среднеобъемной температуре $t_k = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. прил. 3); K – коэффициент, учитывающий неравномерность теплопритока от продукта в процессе замораживания в камере периодического действия $K = 1,4-1,7$ [3].

Эксплуатационные теплопритоки от двигателей вентиляторов принимаем ориентировочно

$$Q_4 = AF = 0,15 \cdot 108 = 16 \text{ кВт},$$

где A – коэффициент, учитывающий мощность электродвигателей в камере холодильной обработки, $A = 0,1-0,2 \text{ кВт/м}^2$.

Тепловая нагрузка на камерное оборудование составит

$$Q_0 = 3,5 + 125,6 + 16 = 145,1 \text{ кВт}.$$

Теплообменная площадь воздухоохладителей должна быть

$$F_B = Q_0 / (k_0 \theta_0) = 145 \text{ } 100 / (10 \cdot 10) = 1451 \text{ м}^2,$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя (см. прил. 4), $k_0 = 10 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; θ_0 – температурный напор, принимаем в $6-10 \text{ К}$ [3].

Выбираем к установке в камере воздухоохладители марки GHP 080 D/212 (см. прил. 11). Воздухоохладитель имеет теплообменную поверхность $f_B = 296,4 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_p = 12 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_p = 60 \text{ мм}$, диаметр вентилятора $d_{\text{вен}} = 0,8 \text{ м}$, мощность электродвигателя вентилятора $N_{\text{вен}} = 1,5 \text{ кВт}$, два вентилятора $n_{\text{вен}} = 2$, общую объемную подачу вентиляторов $V_{\text{вен}} = 31 \text{ } 600 \text{ м}^3/\text{ч}$; габариты воздухоохладителя: длина $l_B = 3260 \text{ мм}$, ширина $b_B = 1460 \text{ мм}$, высота $h_B = 1280 \text{ мм}$, масса $m_B = 1163 \text{ кг}$. Тогда количество установленных воздухоохладителей

$$n_B = F_B / f_B = 1451 / 296,4 = 4,9 \approx 5 \text{ шт.}$$

Принимаем к установке 5 воздухоохладителей. Суммарная объемная подача вентиляторов пяти воздухоохладителей

$$V_c = n_B V_{\text{вен}} = 5 \cdot 31 \text{ } 600 = 158 \text{ } 000 \text{ м}^3/\text{ч} = 44 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная тепловая нагрузка на камерное оборудование составляет

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + n_{\text{вен}} N_{\text{вен}} =$$

$$= 3,5 + 125,6 + 10 \cdot 1,5 = 144,1 \text{ кВт.}$$

Площадь теплообменной поверхности установленных воздухоохлади-
телей соответствует расчетному Q_0 .

На рис. 13 представлено размещение подобранных воздухоохлади-
телей.

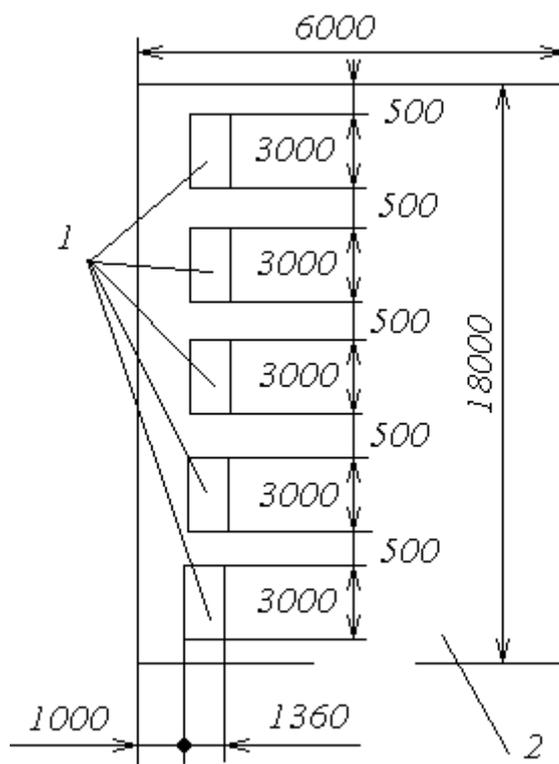


Рис. 13. Размещение воздухоохладителей в камере однофазного замораживания мяса:
1 – воздухоохладители; 2 – камера

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из статического напора перед соплами Δp_c , потерь напора в батарее воздухоохладителя Δp_b , потерь напора на входе и выходе воздуха из вентилятора $\Delta p_{\text{вх}}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{\text{п}}$

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_b + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{п}}$$

Статический напор перед щелевыми соплами:

– при требуемой скорости потока $w_0 = 5,5 \text{ м/с}$

$$\Delta p_c = \rho_b w_0^2 / (2\phi_0^2) = 1,45 \cdot 5,5^2 / (2 \cdot 0,7^2) = 44,9 \text{ Па;}$$

– при развиваемой вентиляторами скорости потока $w_0 = V_c/V_{\text{ш}} = 44/4,32 = 11,1$ м/с,

$$\Delta p_c = \rho_B w_0^2 / (2\varphi_0^2) = 1,45 \cdot 11,1^2 / (2 \cdot 0,7^2) = 89 \text{ Па},$$

где φ_0 — коэффициент скорости истечения воздуха из сопла [3].

Потери напора при входе и выходе воздуха из вентилятора

$$\Delta p_{\text{вх}} = 2\zeta_{\text{вх}} \rho_B w_{\text{вх}}^2 / 2 = 2 \cdot 0,6 \cdot 1,45 \cdot 8,8^2 / 2 = 67,0 \text{ Па},$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ — коэффициент местного сопротивления, который зависит от отношения сечений потока до и после сопротивления: $S_{\text{вент}}/S_{\text{к}} = 2 \cdot 5\pi d_{\text{вент}}^2 / (4Lh_{\text{в}}) = 10 \cdot \pi \cdot 0,8^2 / (4 \cdot 18 \cdot 1,28) = 0,15$ [7] (здесь $S_{\text{вент}}$ — сечение вентиляторов, м^2 ; $S_{\text{к}}$ — сечение канала, равное длине камеры и высоте воздухоохладителей, м^2); $w_{\text{вх}}$ — скорость воздуха на входе и выходе из вентилятора, $w_{\text{вх}} = 4V / (\pi d_{\text{вент}}^2) = 4 \cdot 4,4 / (\pi \cdot 0,8^2) = 8,8$ м/с (здесь V_c — суммарная объемная подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{ч}$; $d_{\text{вент}}$ — диаметр вентилятора, м).

Потери напора на четырех поворотах потока воздуха

$$\Delta p_{\text{п}} = 4\zeta_{\text{п}} \rho_B w_{\text{п}}^2 / 2 = 4 \cdot 0,3 \cdot 1,45 \cdot 1,8^2 / 2 = 3,0 \text{ Па},$$

где $\zeta_{\text{п}}$ — коэффициент местного сопротивления поворота потока; $w_{\text{п}}$ — скорость воздуха на поворотах (считаем, что высота канала на повороте равна высоте воздухоохладителя), $w_{\text{п}} = 10V_c / (L h_{\text{в}}) = 44 / (18 \cdot 1,28) \approx 1,8$ м/с.

Потери напора в батарее воздухоохладителя с пластинчатым оребрением (см. прил. 11)

$$\Delta p_{\text{в}} = 0,132 (l_{\text{р}}/d_{\text{э}}) (\rho_B w_{\text{ж}})^{1,7} = 0,132 (1/0,0164) (1,45 \cdot 3,28)^{1,7} = 114 \text{ Па},$$

где $l_{\text{р}}$ — длина ребра в направлении движения воздуха, м, $l_{\text{р}} = 1$ м; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр суженного сечения между трубами и ребрами, м, $d_{\text{э}} = 2Us_{\text{р}} / (U + s_{\text{р}}) = 2 \cdot 9,5 \cdot 60 / (9,5 + 60) = 16,4$ мм (здесь U — расстояние между ребрами с учетом инея, $U = t_{\text{р}} - 2\delta_{\text{и}} - \delta_{\text{р}} = 12 - 2 \cdot 1 - 0,5 = 9,5$ мм; $s_{\text{р}}$ — шаг между трубами, мм; $\delta_{\text{и}}$ — толщина инея, мм, $\delta_{\text{и}} = 1$ мм; $\delta_{\text{р}}$ — толщина ребра, мм); $w_{\text{ж}}$ — скорость воздуха в живом сечении батареи воздухоохладителя, $w_{\text{ж}} = \varphi V_{\text{вент}} / (l_{\text{в}} h_{\text{в}}) = 1,56 \cdot 8,8 / (3,26 \cdot 1,28) \approx 3,28$ м/с; φ — коэффициент сжатия струи, $\varphi = 1 / (1 - (d_{\text{н}}/s_{\text{р}}) \cdot (1 + s_{\text{р}}\delta_{\text{р}} / (Ud_{\text{н}}))) = 1 / (1 - (0,02/0,06) \cdot (1 + 0,06 \times 0,0005 / (0,0095 \cdot 0,02))) \approx 1,56$.

Таким образом, суммарная величина потерь напора составляет

$$\Delta p = 89 + 67,0 + 3 + 114 = 273 \text{ Па.}$$

Потеря напора соответствует характеристике установленного вентилятора, следовательно, подобранные воздухоохладители удовлетворяют условиям задачи.

Фактическая мощность электродвигателей вентиляторов при их КПД $\eta_{\text{вен}} = 0,7$ [16] составит

$$N_{\text{вен}} = 44 \cdot 273 / 0,7 = 17,2 \text{ кВт.}$$

Фактическая тепловая нагрузка на воздухоохладители камеры будет равна

$$Q_{0\text{ф}} = 3,5 + 125,6 + 17,2 = 146,3 \text{ кВт,}$$

что примерно соответствует принятой $Q_0 = 145,1 \text{ кВт.}$

Подохлаждение воздуха в воздухоохладителях составит

$$\Delta t_{\text{в}} = Q_{0\text{ф}} / V_c \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} = 146,3 / 44 \cdot 1,45 \cdot 1,0 \approx 2,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

где $c_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воздуха при температуре воздуха камеры, кДж/(кг·К); $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³.

Согласно технологическим требованиям нагрев воздуха в камере должен составлять $\Delta t_{\text{в}} = 2\text{--}4 \text{ }^\circ\text{C.}$

Кратность циркуляции воздуха в камере

$$z = V_c / (LBH) = 158\,000 / (18 \cdot 6 \cdot 6) = 243 \text{ ч}^{-1}.$$

Удельные затраты металла на камерные охлаждающие устройства при массе воздухоохладителей $m_{\text{в}} = 1163 \text{ кг}$

$$g_{\text{м}} = n_{\text{вен}} m_{\text{в}} / F = 5 \cdot 1163 / 108 \approx 58,2 \text{ кг/м}^2.$$

Удельные затраты электроэнергии от работы вентиляторов воздухоохладителей при замораживании 1 т мяса, считая стократную оборачиваемость камеры в течение года

$$a = 2 \cdot 24 \cdot 100 n_{\text{вен}} N_{\text{вен}} / (100M) = 2 \cdot 24 \cdot 100 \cdot 17,2 / (100 \cdot 27) \approx 30 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / (\text{т} \cdot \text{год}).$$

2.2. Расчет воздушного конвейерного морозильного аппарата

Исходные данные. Воздушный конвейерный морозильный аппарат для замораживания творога в блок-формах имеет производительность $G = 200 \text{ кг/ч} = 0,055 \text{ кг/с}$. Начальная температура продукта $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная $t_k = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Скорость движения воздуха в грузовом отсеке аппарата $w = 4 \text{ м/с}$, средняя температура воздуха там же $t_{\text{ап}} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Требуется: определить продолжительность замораживания блоков творога, массу замораживаемого продукта, вместимость аппарата, количество блок-форм, габаритные размеры аппарата, скорость движения ленты транспортера, тепловую нагрузку на воздухоохладитель; рассчитать воздухоохладитель; подобрать вентиляторы.

В аппаратах такого типа широкое применение нашли блок-формы, в которых размещаются два блока длиной $l_{\text{бл}} = 0,8 \text{ м}$, шириной $b_{\text{бл}} = 0,25 \text{ м}$, высотой $\delta_{\text{бл}} = 0,06 \text{ м}$ каждый, расположенные короткими сторонами друг к другу (длина блок-формы $l_{\text{бл.ф}} = 1,62 \text{ м}$). Масса творога в одном блоке $m_{\text{бл}} = b_{\text{бл}} l_{\text{бл}} \delta_{\text{бл}} \rho_{\text{ТВ}} = 0,8 \cdot 0,25 \cdot 0,06 \cdot 1000 = 12 \text{ кг}$.

Продолжительность замораживания блока творога определяем по формуле Планка для случая теплоотвода со всех сторон замораживаемого блока, а также предполагая, что термическое сопротивление металла блок-формы мало [1]

$$\tau = q_3 \rho_{\text{ТВ}} \delta_{\text{бл}} (R \delta_{\text{бл}} / \lambda_{\text{ТВ.з}} + P / \alpha) / (t_{\text{кр}} - t_{\text{ап}}),$$

где q_3 – удельная теплота замораживания, $q_3 = (i_n - i_k) = 400 - 0 = 400 \text{ кДж/кг}$ (см. прил. 3); $\rho_{\text{ТВ}}$ – плотность творога (см. прил. 13), кг/м^3 ; $\delta_{\text{бл}}$ – толщина блока, м; $t_{\text{кр}}$ – криоскопическая температура творога, $^\circ\text{C}$ [2]; R, P – коэффициенты формы, принимаем по прил. 16 при $\beta_1 = l_{\text{бл}} / \delta_{\text{бл}} = 0,8 / 0,06 = 13$ и $\beta_2 = b_{\text{бл}} / \delta_{\text{бл}} = 0,25 / 0,06 = 4$; α – коэффициент теплоотдачи от блок-формы к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{ТВ.з}}$ – теплопроводность творога замороженного (см. прил. 8).

Коэффициент теплоотдачи от блок-формы к воздуху определяем, принимая теплофизические характеристики воздуха по прил. 1: кинематический коэффициент вязкости $\nu_{\text{в}} = 10,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}$; теплопроводность $\lambda_{\text{в}} = 0,021 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Число Рейнольдса при поперечном движении воздуха в аппарате

$$\text{Re} = w l_{\text{бл.ф}} / \nu_{\text{в}} = 4 \cdot 1,62 / 10,4 \cdot 10^{-6} = 600 \text{ 000}.$$

Число Нуссельта для турбулентного движения воздуха определяем по зависимости

$$\text{Nu} = 0,032 \text{Re}^{0,8} = 0,032 \cdot 600\,000^{0,8} = 1370.$$

Коэффициент теплоотдачи от блок-формы к воздуху

$$\alpha = \text{Nu} \lambda_{\text{в}} / l_{\text{бл.ф}} = 1370 \cdot 0,021 / 1,62 = 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для условий работы аппарата продолжительность замораживания блока творага

$$\begin{aligned} \tau &= 400\,000 \cdot 1000 \cdot 0,06 \cdot (0,1037 \cdot 0,06 / 0,7 + 0,3846 / 18) / (-0,5 + 35) = \\ &= 16\,300 \text{ с} = 4,5 \text{ ч}. \end{aligned}$$

Вместимость грузового отсека аппарата

$$M = G\tau = 0,055 \cdot 16\,300 = 890 \text{ кг}.$$

Количество блок-форм в грузовом отсеке $n_{\text{бл}} = M / (2m_{\text{бл}}) = 890 / (2 \cdot 12) = 38$ шт.

Ширина грузового отсека $B_{\text{гр}}$ включает в себя длину блок-формы $l_{\text{бл.ф}} = 1,62$ м и длину двух отступов от конвейера по 0,2 м каждый, т. е. примерно $B_{\text{гр}} = 2$ м. Длина и высота грузового отсека обусловлены количеством и габаритами блок-форм, а также вентиляторами, т. е. их взаимным расположением и возможностью организации движения воздуха в грузовом отсеке с заданной скоростью. Для поперечного движения воздуха характерно использование осевых вентиляторов с диаметром обечайки 0,6–1,0 м. В аппарате малой производительности целесообразно использовать вентиляторы малого диаметра, что позволяет предположить высоту грузового отсека $H_{\text{гр}} = 0,6–1$ м. На этой высоте с учетом толщины блок-формы $\delta_{\text{бл}} = 0,06$ м и такого же расстояния между ними на конвейере, равного 0,06 м, можно расположить $0,6 / (0,06 + 0,06) = 5$ ветвей. Длина конвейера определяется: числом блок-форм в одной ветви $38/5 \approx 8$ шт., шириной блок-формы $b_{\text{бл}} = 0,25$ м, расстоянием между блок-формами 0,15 м, диаметром звездочек конвейера 0,4 м. Длина одной ветви конвейера $L_{\text{к}} = 8 \cdot 0,25 + 4 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,4 = 3,4$ м, а общая длина цепи конвейера $L_{\text{ц}} = 5 \cdot 3,4 \approx 16$ м.

Объемный поток воздуха, циркулирующего в аппарате, определяем из уравнения сплошности $V = wF_{\text{ж}} = 4 \cdot 1,44 = 5,7 \text{ м}^3/\text{с}$, где $F_{\text{ж}}$ – живое сечение грузового отсека при поперечном движении воздуха

$$F_{\text{ж}} = L_{\text{к}}H_{\text{Гр}} - n_{\text{бл.ф}}(b_{\text{бл}}\delta_{\text{бл}}) = 3,4 \cdot 0,6 - 40 (0,25 \cdot 0,06) = 1,44 \text{ м}^2.$$

Теплоприток от замораживаемого в аппарате продукта

$$Q_2 = G (i_{\text{н}} - i_{\text{к}}) = 0,055 (400 - 0) = 22 \text{ кВт.}$$

Теплоприток через теплоограждающие конструкции аппарата принимаем в размере

$$Q_1 = 0,05Q_2 = 0,05 \cdot 22 = 1,1 \text{ кВт.}$$

Тепловой эквивалент работы вентиляторов воздухоохладителя для аппаратов малой производительности составит

$$Q_4 \approx 0,2Q_2 \approx 0,2 \cdot 22 \approx 4,4 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от блок-форм, поступающих в аппарат после удаления замороженных блоков творога, с температурой $t_{\text{н1}} = 5-10 \text{ }^\circ\text{C}$, зависит от отношения массы металла блок-форм и продукта, марки металла и кинематической схемы аппарата. Предполагаем, что блок-формы изготовлены из алюминиевого сплава (теплоемкость $c_{\text{ф}} = 0,8 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$) и имеют массу 20 % от массы продукта, а масса стальной конвейерной цепи (теплоемкость $c_{\text{ц}} = 0,4 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$) достигает 50 % от массы блок-форм. Тогда теплоприток от подвижных частей аппарата при их охлаждении в грузовом отсеке аппарата

$$\begin{aligned} Q_{\text{м}} &= (m_{\text{ф}}c_{\text{ф}} + m_{\text{ц}}c_{\text{ц}})w_{\text{р}}(t_{\text{н1}} - t_{\text{к}}) = \\ &= (14,4 \cdot 0,8 + 7,2 \cdot 0,4) 0,001 (10 - (-35)) = 0,8 \text{ кВт,} \end{aligned}$$

где $m_{\text{ф}}$ – масса блок-форм, приходящаяся на 1 м конвейера при размещении трех блок-форм, $m_{\text{ф}} = 0,2 (3 \cdot 12) = 14,4 \text{ кг/м}$; $m_{\text{ц}}$ – масса конвейерной цепи, приходящаяся на 1 м конвейера, $m_{\text{ц}} = 0,5 \cdot 14,4 = 7,2 \text{ кг/м}$; $w_{\text{р}}$ – скорость движения грузового конвейера, $w_{\text{р}} = L_{\text{ц}}/\tau = 16/16300 = 0,001 \text{ м/с}$.

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{м}} + Q_4 = 1,1 + 22 + 0,8 + 4,4 = 28,3 \text{ кВт.}$$

Нагрев воздуха в аппарате при его плотности $\rho_{\text{в}} = 1,5 \text{ кг/м}^3$ (см. прил. 1)

$$\Delta t_{\text{в}} = Q_0/V_{\text{в}}\rho_{\text{в}}c_{\text{в}} = 28,3/(5,7 \cdot 1 \cdot 1,5) = 3,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Принимаем величину температурного напора, равную $\theta = 10$ °С. Тогда температура кипения хладагента должна быть $t_0 = -45$ °С. Коэффициент теплопередачи воздухоохладителя по прил. 4 с учетом интенсивного инееобразования равен $k_0 = 10$ Вт/(м²·К). Теплообменная площадь воздухоохладителя

$$F_b = 28\,300 / (10 \cdot 10) = 283 \text{ м}^2.$$

Воздухоохладитель будет изготовлен из оребренных стальной лентой труб диаметром $\varnothing 38 \times 2,5$ мм с ребрами толщиной $\delta_p = 0,8$ мм и высотой $h_p = 30$ мм (см. прил. 5). С учетом интенсивного инееобразования выполняем конструктивно воздухоохладитель из двух секций. В первой секции по ходу движения воздуха шаг оребрения $t_{p1} = 20$ мм, площадь теплообменной поверхности погонного метра трубы $f_{tp1} = 0,76$ м²/м; во второй – $t_{p2} = 13,3$ мм, $f_{tp2} = 1,08$ м²/м. В первой секции предполагаем отводить около трети теплопритока, тогда требуемая длина оребренных труб, соответственно, для секций

$$l_{tp1} = 0,33 \cdot 283 / 0,76 = 128 \text{ м};$$

$$l_{tp2} = 0,67 \cdot 283 / 1,08 = 176 \text{ м}.$$

Длину отрезка трубы воздухоохладителя принимаем равной длине одной ветви конвейера $L_k = l_{tp} = 3,4$ м. Высоту воздухоохладителя принимаем равной высоте грузового отсека $H_b = H_{tp} = 0,6$ м, для выбранных труб рекомендуемый шаг труб в пучке $s_{p1} = 0,11$ м. Размещаем по высоте $n = 6$ труб, для чего необходима $H_b = (n - 1)s_{p1} = (6 - 1) 0,11 = 0,55$ м.

Количество труб, которое необходимо разместить по глубине воздухоохладителя, соответственно, по секциям

$$n_{tp1} = l_{tp1} / (l_{tp} n) = 128 / (3,4 \cdot 6) \approx 7;$$

$$n_{tp2} = l_{tp2} / (l_{tp} n) = 176 / (3,4 \cdot 6) \approx 9.$$

Ширина секций воздухоохладителя

$$B_{b1} = (n_{tp1} + 1) s_p = (7 - 1) 0,11 = 0,66 \text{ м};$$

$$B_{b2} = (9 - 1) 0,11 = 0,88 \text{ м}.$$

Компоновка аппарата приведена на рис. 14.

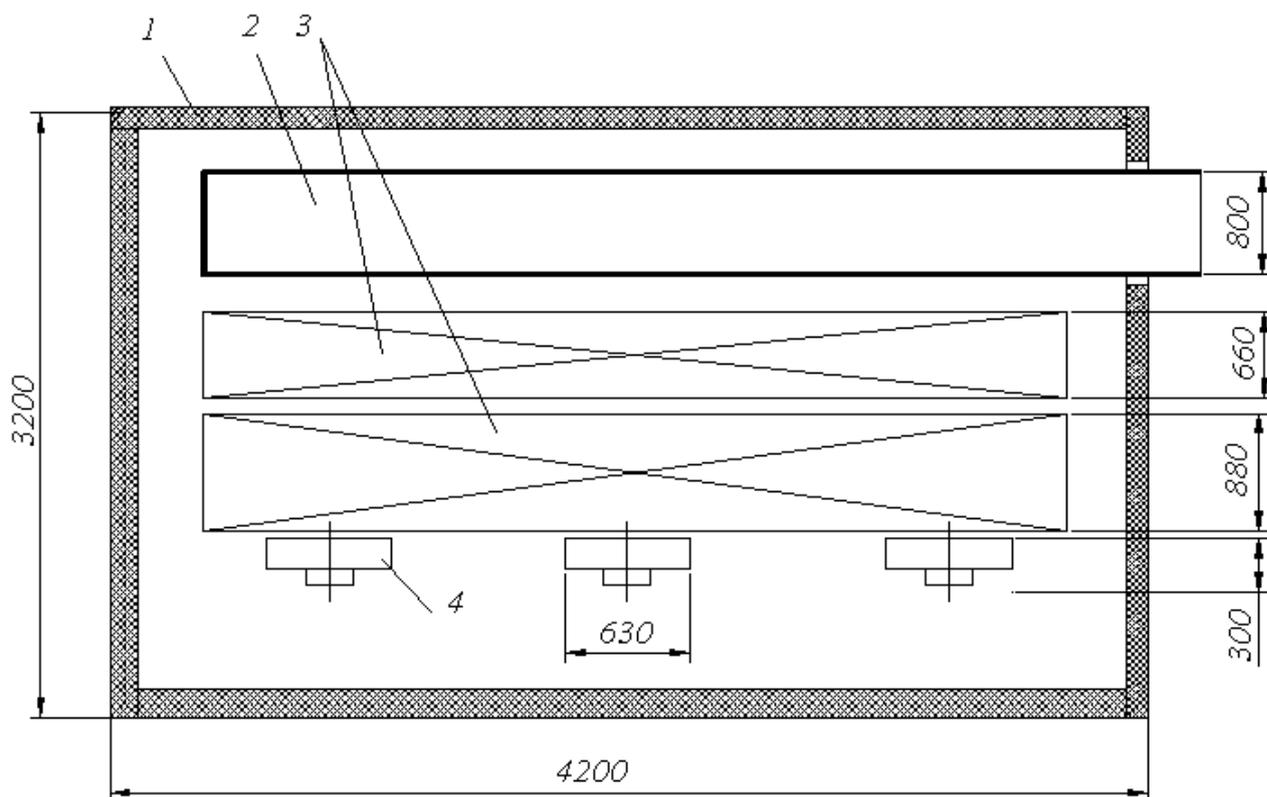


Рис. 14. Воздушный конвейерный морозильный аппарат:
 1 – корпус аппарата; 2 – грузовой конвейер; 3 – секции воздухоохлаждителя;
 4 – вентилятор

Аэродинамическое сопротивление движению воздуха в циркуляционном кольце Δp складывается из потерь напора в воздухоохладителе Δp_v ; потерь напора у блок-форм Δp_ϕ ; потерь напора на поворотах $\Delta p_{пов}$; потерь напора на входе в вентилятор $\Delta p_{вх}$

$$\Delta p = 1,1(\Delta p_v + \Delta p_\phi + \Delta p_{пов} + \Delta p_{вх}),$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий трение воздуха в канале.

Потери напора в секциях воздухоохлаждителя рассчитываем по зависимостям (10). Число Рейнольдса при кинематическом коэффициенте вязкости $\nu_v = 11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}$ ($t_0 = -45 \text{ }^\circ\text{C}$) и скорости движения воздуха в живом сечении батареи воздухоохлаждителя $w_{ж} = 4 \text{ м/с}$

$$Re = 4 \cdot 0,038 / 11 \cdot 10^{-6} = 13 \ 800.$$

Расстояние между ребрами труб "в свету" по секциям воздухоохлаждителя при толщине инея $\delta_{и1} = 1,5 \text{ мм}$ и $\delta_{и2} = 1 \text{ мм}$ составит соответственно

$$U_1 = 20 - 0,8 - 2 \cdot 1,5 = 16,2 \text{ мм};$$

$$U_2 = 13,3 - 0,8 - 2 \cdot 1 = 9,5 \text{ мм}.$$

Тогда потери напора по секциям и в аппарате в целом

$$\Delta p_{B1} = 1,35 \cdot 7 (30/38)^{0,45} (16,2/38)^{-0,72} (13\ 800)^{-0,24} 1,5 \cdot 2 = 54 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{B2} = 1,35 \cdot 9 (30/38)^{0,45} (9,5/38)^{-0,72} (13\ 800)^{-0,24} 1,5 \cdot 2 = 75 \text{ Па};$$

$$\Delta p_B = \Delta p_{B1} + \Delta p_{B2} = 54 + 75 = 129 \text{ Па}.$$

Потери напора при движении воздуха у блок-форм находим, считая, что местное сопротивление ξ_ϕ состоит из сопротивления воздуху при входе в суженное сечение между блок-формами и сопротивления воздуха при выходе из этого сечения в свободное пространство

$$\xi_\phi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} = (1 - S_\phi/S) + (1 - S_\phi/S)^2 = (1 - 0,6/2) + (1 - 0,6/2)^2 = 1,2,$$

где S_ϕ – площадь блок-форм, препятствующих движению воздуха, $S_\phi = n_\phi \delta_\phi b_\phi = 40 \cdot 0,06 \cdot 0,25 = 0,6 \text{ м}^2$; S – общее сечение грузового отсека в направлении прохода воздуха, $S = 3,4 \cdot 0,6 = 2 \text{ м}^2$.

Потери напора при движении воздуха у блок-форм

$$\Delta p_\phi = \xi_\phi \rho_v w_{\text{ж}}^2 / 2 = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 4^2 / 2 \approx 6 \text{ Па}.$$

При определении потерь напора на поворотах учитываем число поворотов $n_{\text{пов}} = 4$, имеющих коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{пов}} = 1,5$. Для уменьшения скорости воздуха при повороте конструктивно принимаем отступ $\delta_{\text{пов}} = 0,3 \text{ м}$ от конвейера и воздухоохладителя до теплоограждающих конструкций. Учитывая, что воздух движется как над грузовым отсеком и воздухоохладителем, так и под ними, а ширина поворотов равна длине конвейера, скорость воздуха на повороте

$$w_{\text{пов}} = V / (2L_K \delta_{\text{пов}}) = 5,7 / 2 (3,4 \cdot 0,3) = 2,8 \text{ м/с}.$$

Тогда потери напора на поворотах

$$\Delta p_{\text{пов}} = n_{\text{пов}} \xi_{\text{пов}} \rho_v (w_{\text{пов}})^2 / 2 = 4 \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot 2,8^2 / 2 = 35 \text{ Па}.$$

Предварительный подбор вентиляторов осуществляем, исходя из объемной подачи $V = 5,7 \text{ м}^3/\text{с}$ и суммы уже рассчитанных местных потерь напора $\Delta p = \Delta p_B + \Delta p_\phi + \Delta p_{\text{пов}} = 129 + 16 + 35 = 180 \text{ Па}$. Учитывая длину трубы

воздухоохладителя $l_{\text{тр}} = 3,4$ м, принимаем к установке три вентилятора марки 06–300 № 7 с диаметром всасывающего окна $d = 0,7$ м (см. прил. б) и $n_{\text{вен}} = 3$ шт.

Скорость воздуха во всасывающем окне

$$w_{\text{вх}} = 4V/(\pi d^2 n_{\text{вен}}) = 4 \cdot 5,7 / (\pi \cdot 0,7^2 \cdot 3) \approx 5,0 \text{ м/с.}$$

Тогда потери напора на входе в вентилятор

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \rho_{\text{в}} (w_{\text{вх}})^2 / 2 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 5,0^2 / 2 = 15 \text{ Па.}$$

Потери напора в циркуляционном кольце аппарата

$$\Delta p = 1,1 \cdot (129 + 16 + 35 + 14) = 212,6 \text{ Па.}$$

Для принятых к установке вентиляторов при $V_{\text{вен}} = 1,9$ м³/с и $\Delta p = 212,6$ Па коэффициент полезного действия $\eta_{\text{вен}} = 0,6$. Потребляемая мощность вентиляторов

$$N_{\text{вен}} = 3 \cdot 1,9 \cdot 212,6 / 0,6 = 2010 \text{ Вт} \approx 2,00 \text{ кВт.}$$

Эксплуатационный теплоприток был принят вначале расчета равным $Q_4 = 4,4$ кВт, а тепловой эквивалент работы электродвигателей вентиляторов оказался меньше, поэтому корректировки теплообменной поверхности воздухоохладителя не требуется.

Определим размеры аппарата. Для определения длины аппарата L_a необходимо знать: длину конвейера L_k , длину отступов с двух сторон от конвейера до теплограждающей конструкции $\delta_{\text{пов}}$, две толщины теплограждающей конструкции δ_t .

Тогда

$$L_a = L_k + 2\delta_{\text{пов}} + 2\delta_t = 3,4 + 2 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,1 = 4,2 \text{ м.}$$

Высота аппарата определяется высотой секций воздухоохладителя H_b , поддона для сбора талой воды h , отступами для прохода воздуха $\delta_{\text{пов}}$, толщиной теплограждающей конструкции δ_t

$$H_a = H_b + h + 2\delta_{\text{пов}} + 2\delta_t = 0,6 + 0,5 + 2 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,1 = 1,9 \text{ м.}$$

Ширина аппарата определяется шириной грузового отсека $B_{гр}$, шириной двух секций воздухоохладителя B_1, B_2 , шириной вентилятора $B_{вен}$, отступами для прохода воздуха $\delta_{пов}$, толщиной теплограждающей конструкции δ_T .

$$B_a = B_{гр} + B_1 + B_2 + 2\delta_{пов} + 2\delta_T = 1,6 + 0,66 + 0,88 + 2 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,1 = 4,0 \text{ м.}$$

Возможна также установка серийных воздухоохладителей, например двух аммиачных воздухоохладителей марки GHP 080 D/216 (см. прил. 11). Воздухоохладитель имеет: теплообменную поверхность $f_b = 154,2 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_p = 16 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_p = 60 \text{ мм}$, диаметр вентилятора $d_{вен} = 0,8 \text{ м}$, мощность электродвигателя вентилятора $\eta_{вен} = 1,5 \text{ кВт}$, два вентилятора, общую объемную подачу вентиляторов $V_{вен} = 33\,800 \text{ м}^3/\text{ч}$. Габариты воздухоохладителя: длина $l_b = 3260 \text{ мм}$, ширина $b_b = 1236 \text{ мм}$, высота $h_b = 1263 \text{ мм}$, масса $m_b = 763 \text{ кг}$.

Использование же хладоновых воздухоохладителей марки GHP 051 D/310 позволяет применить два индивидуальных компрессорно-конденсаторных агрегата марки UF-TK6000 CS фирмы DORIN (прил. 14) холодопроизводительностью по $16,7 \text{ кВт}$ каждый (при температуре кипения хладагента минус $45 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $45 \text{ }^\circ\text{C}$) и, в конечном итоге, автоматизировать систему хладоснабжения камеры замораживания творога с фактическим коэффициентом рабочего времени $\epsilon_{ф} = 29,3/2 \cdot 16,7 = 0,88$. Хладоновые воздухоохладители GHP 051 D/310 (см. прил. 12) имеют теплообменную поверхность $f_b = 146,7 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_p = 10 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_p = 60 \text{ мм}$, диаметр вентилятора $0,8 \text{ м}$, мощность электродвигателя вентилятора $1,0 \text{ кВт}$, два вентилятора, общую объемную подачу вентиляторов $V_{вен} = 17\,280 \text{ м}^3/\text{ч}$. Габариты воздухоохладителя: длина $l_b = 3246 \text{ мм}$, ширина $b_b = 790 \text{ мм}$, высота $h_b = 665 \text{ мм}$, масса $m_b = 166 \text{ кг}$.

2.3. Расчет спирального морозильного аппарата

Исходные данные. Аппарат для замораживания гипфелей имеет производительность $G = 200 \text{ кг/ч}$. Начальная температура продукта $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а его конечная (среднеобъемная) $t_k = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура воздуха в грузовом отсеке аппарата $t_{ап} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$. Единичный продукт – гипфель – имеет массу $m_{гп} = 0,15 \text{ кг}$ и размеры: $l_{гп} = 0,16$, $b_{гп} = 0,07$, $\delta_{гп} = 0,02 \text{ м}$.

Требуется: определить продолжительность замораживания единичного продукта, габариты аппарата, тепловую нагрузку на холодильное оборудование; подобрать воздухоохладитель и компрессорно-конденсаторный агрегат, обслуживающий аппарат.

Продолжительность замораживания гипфеля τ определим по формуле Планка (12), полагая, что продукт имеет форму пластины.

Из прил. 8, 13 найдем теплофизические параметры теста: плотность $\rho_T = 630 \text{ кг/м}^3$; теплопроводность $\lambda_T = 0,84 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; удельная теплоемкость охлажденного теста $c_0 = 2,8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; удельная теплоемкость замороженного теста $c_3 = 2,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; доля содержания влаги в тесте $w_w = 0,44$; доля вымороженной влаги $\omega = 0,75$ [9]; криоскопическая температура $t_{кр} = -4,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Принимаем скорость движения воздуха у продукта $w_{гп} = 2 \text{ м/с}$, коэффициент теплоотдачи, соответствующий этой скорости, $\alpha = 12 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ [1], теплоотвод от продукта происходит с двух сторон, поэтому $\delta_{гп} = 0,01 \text{ м}$.

Удельное количество теплоты, отводимой от продукта [1],

$$q_3 = 2,8 (20 - (-4,5)) + 335 \cdot 0,43 \cdot 0,75 + 2,3 (-4,5 - (-20)) = 215 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда продолжительность замораживания пластины (гипфеля) при $R = 0,32$ и $P = 0,1$ (см. прил. 16), если $\beta_1 = l_{гп}/\delta_{гп} = 0,16/0,02 = 8$, а $\beta_2 = b_{гп}/\delta_{гп} = 0,07/0,02 = 3,5$,

$$\tau = 215 \cdot 300 \cdot 630 \cdot 0,01 (0,32 \cdot 0,01/0,84 + 0,1 \cdot 1/12)/(-4,5 - (-30)) \approx 5000 \text{ с} \approx 1,5 \text{ ч.}$$

Более корректно можно выполнить расчет продолжительности замораживания по программе на ЭВМ (прил. 17) [10].

Вместимость аппарата $M = G\tau = 200 \cdot 1,5 = 300 \text{ кг}$.

В конвейере используем ленту шириной $b_{л} = 0,6 \text{ м}$. Гипфели располагаем длинной стороной перпендикулярно движению ленты на расстоянии $0,03 \text{ м}$ друг от друга. Тогда по ширине ленты разместится $0,6/(0,16 + 0,03) = 3$ шт., а в аппарате $n_{гп} = 2000$ шт. гипфелей ($300/0,15 = 2000$). Необходимая длина ленты конвейера (с учетом расстояния между рядами продукта $0,02 \text{ м}$) составит $L_k = n_{гп}(b_{гп} + \delta_3) = 2000 (0,07 + 0,02)/3 = 75 \text{ м}$.

При такой длине ленты конвейера и с учетом вида замораживаемого продукта целесообразно использовать морозильный аппарат со спиральным конвейером. Стальная сетчатая лента вращается по спирали вокруг барабана. Длина одного ряда спирали конвейера при диаметре барабана 2 м и средней ширине ленты $0,3 \cdot 2 = 0,6 \text{ м}$ ($D_{сп} = 2 + 0,6 = 2,6 \text{ м}$) равна $l_{сп} = \pi D_{сп} = \pi \cdot 2,6 = 8,2 \text{ м}$.

Всего на барабане должно быть размещено $n_{\text{сп}} = L_{\text{к}}/l_{\text{сп}} = 75/8,2 \approx 10$ рядов спиралей конвейера.

При высоте гипфеля 0,02 м, толщине сетки конвейера 0,01 м и ширине отступа между конвейерами 0,05 м получим минимальную высоту барабана $H_6 = 10 (0,02 + 0,01 + 0,05) = 0,8$ м. Учитывая конструктивные выступы барабана с двух сторон по 0,2 м, получим уточненную высоту барабана $H_6 = 1,2$ м.

Ширина морозильного аппарата (рис. 15) определяется диаметром барабана (2 м), шириной двух лент конвейера ($2 \cdot 0,6$ м), двумя зазорами между лентой и стенкой аппарата ($2 \cdot 0,1$ м), толщиной двух стенок корпуса аппарата ($2 \cdot 0,1$ м). Ширина аппарата

$$B = 2 + 2 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,1 = 3,6 \text{ м.}$$

С учетом возможности установки воздухоохладителя принимаем $B \approx 4,5$ м.

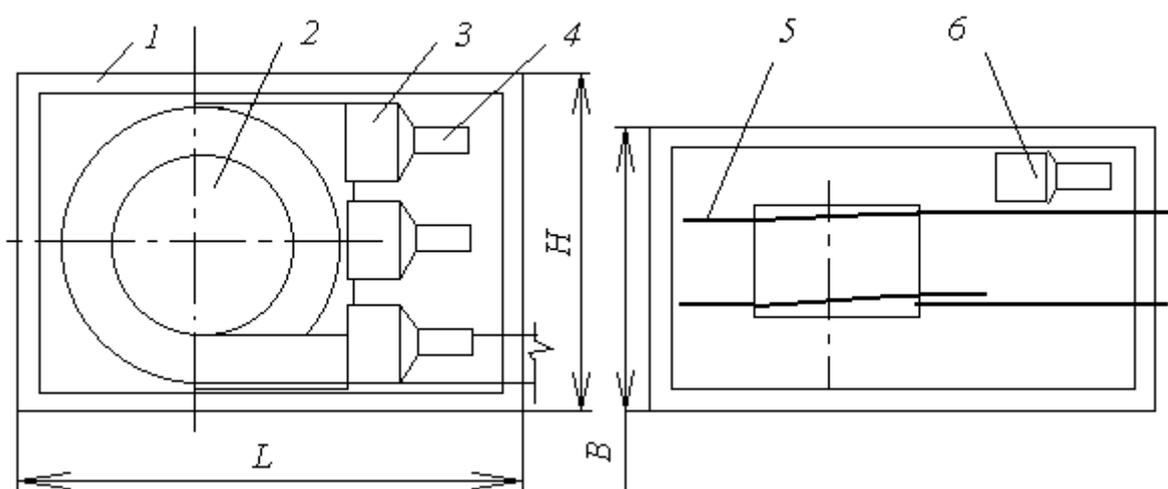


Рис. 15. Компоновка спирального морозильного аппарата:

- 1 – корпус; 2 – барабан; 3 – батарея воздухоохладителя; 4 – вентилятор;
5 – спиральный конвейер; 6 – воздухоохладитель

Длина аппарата больше ширины на размер воздухоохладителя в направлении движения воздуха. Принимаем $L = 4,5 + 1 = 5,5$ м.

Высоту аппарата определяют: высота барабана (1,2 м), высота воздухоохладителя (1 м), отступ для поворота потока воздуха (0,5 м) и две толщины корпуса ($2 \cdot 0,1$ м)

$$H = 1,2 + 1 + 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,1 = 3,4 \text{ м.}$$

Определим тепловую нагрузку на аппарат. Учитываем, что в летний период температура воздуха в кондитерском цехе может достигать 29 °С. Полагаем, что ограждение толщиной $\delta_{\text{пу}} = 0,1$ м изолировано пенополиуретаном с теплопроводностью $\lambda_{\text{пу}} = 0,035$ Вт/(м·К) [2]. Тогда коэффициент теплопередачи ограждения по упрощенной зависимости составит

$$k_{\text{ап}} \approx \lambda_{\text{пу}}/\delta_{\text{пу}} \approx 0,035/0,1 \approx 0,35 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Теплоприток через ограждения согласно формуле (2)

$$Q_1 = 0,35(2 \cdot 4,5 \cdot 4,6 + 2 \cdot 4,5 \cdot 3,4 + 2 \cdot 3,4 \cdot 4,6)(29 - (-30)) \approx 2000 \text{ Вт} \approx 2 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от замораживания гипфелей [3]

$$Q_2 = Gq_3 = 200 \cdot 215/3600 = 12 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от охлаждения ленты конвейера $L_{\text{к}} = 75$ м, полагая, что она имеет массу 525 кг (при массе одного погонного метра ленты конвейера – 7 кг/м²); теплоемкость $c_{\text{м}} = 0,42$ кДж/кг и охлаждается от начальной температуры ленты 0 °С до температуры воздуха в аппарате, составит

$$Q_{2\text{л}} = m_{\text{к}} \cdot c_{\text{м}} (t_{\text{ап}} - t_{\text{к}}) = 525 \cdot 0,42(30 - 0)/3600 = 1,6 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от инфильтрации воздуха через окна загрузки и выгрузки примем ориентировочно 30 % от Q_1 и тогда

$$Q_{4\text{и}} = 0,3Q_1 = 0,3 \cdot 2,0 \approx 0,6 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от работы электродвигателей вентиляторов ориентировочно принимаем 20 % от Q_2

$$Q_{4\text{э}} = 0,2Q_2 = 0,2 \cdot 12 = 2,4 \text{ кВт}.$$

Суммарная тепловая нагрузка на аппарат будет равна сумме теплопритоков и составит

$$Q_0 = 2,0 + 12 + 1,6 + 0,6 + 2,4 = 18,6 \text{ кВт}.$$

Воздухоохладитель подбираем по площади теплообменной поверхности, полагая $t_0 = -40$ °С

$$F_b = 18,6 \cdot 10^3 / (10 \cdot (-30 - (-40))) \approx 185 \text{ м}^2.$$

Из прил. 4 находим значение коэффициента теплопередачи хладонового воздухоохладителя для условий замораживания, $k_0 = 10$ Вт/(м²·К). При этом требуется 4–6 ч для оттаивания инея с поверхности теплообмена. Принимаем (с запасом) к установке три воздухоохладителя марки ВО 80 [9]. Секции воздухоохладителя имеют площадь теплообменной поверхности $F_c = 80$ м² и габариты 1,25 × 1,02 × 1,0 м. Далее считаем потери напора в циркуляционном контуре аппарата.

Объемный расход воздуха, циркулирующего в аппарате, определим из условия создания принятой скорости движения воздуха у поверхности продукта $w_{пр} = 2$ м/с

$$V = w_{пр} F_{ж} = 2 \cdot 2,26 = 4,52 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $F_{ж}$ – живое сечение для прохода воздуха около продукта, $F_{ж} = F_{вит} - F_{пр} = 5 - 2,24 = 2,26$ м²; $F_{вит}$ – сечение витка спирали конвейера в направлении прохода воздуха, $F_{вит} = \pi (D_б + b_л)^2/4 - \pi D_б^2/4 = \pi (2 + 2 \cdot 0,6)^2/4 - \pi \cdot 2^2/4 \approx 5$ м²; $F_{пр}$ – площадь, занятая продуктами на одном витке конвейера, $F_{пр} = (0,16 \cdot 0,07) \cdot 2000/10 = 2,24$ м².

Общее сопротивление движению воздуха в циркуляционном кольце аппарата составит

$$\Delta p = \Delta p_b + \Delta p_{пр} + \Delta p_{п} + \Delta p_{вх} + \Delta p_{вых},$$

где Δp_b – потери напора в воздухоохладителе; $\Delta p_{пр}$ – потери напора при движении воздуха через спирали конвейера; $\Delta p_{п}$ – потери напора на поворотах потока; $\Delta p_{вх}$ – потери напора на входе в вентилятор; $\Delta p_{вых}$ – потери напора на выходе из вентилятора.

Потери напора в оребренной секции воздухоохладителя ВО 80 определяются из условия, что сплошное ребро размерами 154 × 80 × 0,4 мм контактирует с трубами ($n_{тр} = 8$) диаметром $d_n = 16$ мм при их коридорном расположении с шагом $s_{тр} = 0,04$ м. Первые два ряда труб по ходу воздуха имеют шаг оребрения $t_{р1} = 0,015$ м, два следующих $t_{р2} = 0,075$ м. Фронтальное сечение трех воздухоохладителей составит $f = 3 \cdot 0,56 \approx 1,68$ м². Расстояние между ребрами в свету при выпадении инея толщиной $\delta_{и} = 3$ мм составляет $U_1 = t_{р1}$

– $\delta_p - 2\delta_n = 0,015 - 0,0004 - 2 \cdot 0,003 = 0,0084$ м. Коэффициент сжатия потока воздуха $\varphi_1 = (s_{тр} - d_n) U_1 / (s_{тр} - t_{p1}) = (0,04 - 0,016) 0,0084 / (0,04 - 0,015) = 0,33$. Живое сечение первой секции составит $f_1 = f\varphi = 1,68 \cdot 0,33 = 0,55$ м², а скорость движения воздуха в ней $w_1 = V/f_1 = 4,52/0,55 = 8,2$ м/с.

Потеря напора в первой секции воздухоохладителя при пластинчатом оребрении определяем при плотности воздуха $\rho_B = 1,5$ кг/м³

$$\Delta p_{B1} = 0,1332(L_p/d_3)(w_B \rho_B)^{1,7} = 0,133 (0,3/0,011) (8,2 \cdot 1,5)^{1,7} = 257 \text{ Па},$$

где d_3 – эквивалентный диаметр суженного сечения между трубами и ребрами, м, $d_3 = 2 \cdot 0,0084 \cdot 0,018 / (0,0084 + 0,018) = 0,011$ м.

Во второй секции при толщине инея $\delta_n = 1$ мм получим следующие величины:

$$\begin{aligned} U_2 &= 0,0075 - 0,0004 - 2 \cdot 0,001 = 0,0051 \text{ м}; \\ \varphi_2 &= (0,04 - 0,016) 0,0051 / (0,04 - 0,0075) = 0,4; \\ f_2 &= 1,68 \cdot 0,4 = 0,67 \text{ м}^2; \\ w_2 &= 4,52/0,67 = 6,7 \text{ м/с}; \\ d_3 &= 2 \cdot 0,0051 \cdot 0,022 / (0,0051 + 0,022) = 0,008 \text{ м}; \\ \Delta p_{B2} &= 0,132 (0,3/0,008) (6,7 \cdot 1,5)^{1,7} = 250 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Общая потеря напора в воздухоохладителе равна

$$\Delta p_B = \Delta p_{B1} + \Delta p_{B2} = 257 + 250 = 507 \text{ Па}.$$

Потерю напора при движении воздуха через витки конвейера определяем в соответствии с методикой, изложенной в справочнике [6],

$$\Delta p_{B.K} = n_{\text{вит}} \zeta_{\text{пр}} w_{\text{пр}}^2 \rho_B / 2 = 10 \cdot 2,9 \cdot 2^2 \cdot 1,5 / 2 = 87 \text{ Па},$$

здесь $\zeta_{\text{пр}}$ – коэффициент местного сопротивления движению воздуха через витки конвейера, принимается в зависимости от отношения живого сечения к сечению витка конвейера, $\zeta_{\text{пр}} = 2,9$.

Потери напора на поворотах по формуле (8)

$$\Delta p_{\Pi} = 4 \cdot 0,5 \cdot 3^2 \cdot 1,5 / 2 = 14 \text{ Па},$$

здесь w_{Π} – скорость воздуха на поворотах, $w_{\Pi} = 4,5 / (3 \cdot 0,5) = 3$ м/с; ζ_{Π} – коэффициент сопротивления воздуха на поворотах, $\zeta_{\Pi} = 0,5$.

Потери напора на входе в вентилятор по формуле (7)

$$\Delta p_{\text{вх}} = 0,5 \cdot 7,7^2 \cdot 1,5/2 = 22 \text{ Па},$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления на входе во всасывающее окно вентилятора, $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; $w_{\text{вх}}$ – скорость воздуха на входе в вентилятор, $w_{\text{вх}} = 4V/(3\pi d_{\text{вен}}^2) = 4 \cdot 4,52/(3\pi \cdot 0,5^2) = 7,7 \text{ м/с}$; $d_{\text{вен}}$ – диаметр вентилятора, $d_{\text{вен}} = 0,5 \text{ м}$.

Потери напора в диффузоре на выходе из вентилятора в секции воздухоохладителя при $\zeta_{\text{диф}} = 0,1$ [6]

$$\Delta p_{\text{вых}} = 0,1 \cdot 7,7^2 \cdot 1,5/2 = 4 \text{ Па}.$$

Сумма потерь напора в аэродинамическом кольце аппарата

$$\Delta p = \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{в.к}} + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}} = 507 + 87 + 14 + 22 + 4 = 634 \text{ Па}.$$

Напор вентилятора, приведенный к воздуху с температурой $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и плотностью $\rho_{20} = 1,2 \text{ кг/м}^3$,

$$\Delta p_{20} = \Delta p \rho_{20} / \rho_{\text{в}} = 634 \cdot 1,2 / 1,5 = 517 \text{ Па}.$$

Принимаем к установке три вентилятора ОСО 63/6,3 (см. прил. 6), имеющих объемную подачу $1,66 \text{ м}^3/\text{с}$ при напоре 470 Па и коэффициенте полезного действия $0,51$ [6].

Потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов

$$N = 4,52 \cdot 634 / 0,51 \approx 5600 \text{ Вт} \approx 5,6 \text{ кВт}.$$

Потребляемая мощность больше ранее принятой на $5600 - 2400 = 3200 \text{ Вт}$.

Расчетная теплообменная поверхность должна быть увеличена на $3200/(10 \cdot 10) = 32 \text{ м}^2$ и тогда составит $F_{\text{д}} = 183 + 32 = 215 \text{ м}^2$. Принятые к установке воздухоохладители имеют запас теплообменной поверхности $3 \cdot 80 = 240 \text{ м}^2$.

При тепловой нагрузке на аппарат $Q_0 = 2,0 + 12 + 1,6 + 0,6 + 5,6 = 21,8 \text{ кВт}$ и температуре кипения хладагента $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$, обратном водоснабжении с температурой конденсации $t = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ возможно использование компрессорно-конденсаторного агрегата АК 110-2-3 [11] с холодопроизводительностью (при указанных условиях) $Q_0 = 24 \text{ кВт}$, и тогда $\epsilon_{\text{ф}} = 21,8/24 \approx 0,9$.

2.4. Расчет флюидизационного морозильного аппарата непрерывного действия

Исходные данные. Флюидизационный аппарат для замораживания пищевых продуктов имеет производительность $G = 1000 \text{ кг/ч} = 0,278 \text{ кг/с}$. Температура воздуха в аппарате $t_{\text{пм}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$, а температура кипения холодильного агента $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$, начальная температура продукта $t_{\text{н}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная – $t_{\text{к}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Требуется: определить оптимальную скорость движения воздуха в грузовом отсеке, продолжительность замораживания продукта, площадь решетки и ее размеры, вместимость аппарата и его размеры, коэффициент теплоотдачи от замораживаемого продукта, объемный расход воздуха через решетку, тепловую нагрузку на холодильное оборудование аппарата, количество воздухоохладителей, соответствие вентиляторов воздухоохладителей требуемому режиму эксплуатации камеры.

Оптимальную скорость движения воздуха в грузовом отсеке флюидизационного аппарата определяют по эмпирической зависимости

$$w_0 = 2,25 + 1,95 \lg m_e = 2,25 + 1,95 \cdot \lg 3 = 3,18 \text{ м/с},$$

где m_e – среднее значение массы единичного продукта для вишни, $m_e = 3 \text{ г}$ (прил. 18).

Устойчивая работа аппарата обеспечивается, если оптимальная скорость превышает начальную скорость флюидизации, но меньше скорости уноса продукта из грузового отсека. Начальную скорость флюидизации рассчитывают для наиболее крупного единичного продукта данного вида

$$w_{\text{ф}} = v_{\text{в}} \text{Ar} / [d_{\text{кр}} (1400 + 5,22 \text{Ar}^{0,5})] = \\ = 10,8 \cdot 10^{-6} \cdot 4,04 \cdot 10^8 / [0,019 (1400 + 5,22 (4,04 \cdot 10^8)^{0,5})] = 2,16 \text{ м/с},$$

где $v_{\text{в}}$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, $v_{\text{в}} = 10,8 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$ при температуре $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. прил. 1); Ar – число Архимеда, $\text{Ar} = g d_{\text{кр}}^3 \rho_{\text{пр}} / (v_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}) = 9,81 \cdot 0,019^3 \cdot 1020 / ((10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484) = 4,04 \cdot 10^8$; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; $\rho_{\text{пр}}$ – плотность продукта (вишни), кг/м^3 , $\rho_{\text{пр}} = 1020 \text{ кг/м}^3$ (см. прил. 13); $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, при температуре $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{в}} = 1,484 \text{ кг/м}^3$ (см. прил. 1); $d_{\text{кр}}$ – диаметр наиболее крупного единичного продукта, $d_{\text{кр}} = 0,019 \text{ м}$ (см. прил. 18).

Скорость уноса продукта из аппарата определяют для наиболее мелкого единичного продукта данного вида (из прил. 18 для вишни $d_{кр} = 0,016$ м)

$$w_y = v_B Ar / [d_M (18 + 0,6 Ar^{0,5})] =$$

$$= 10,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2,37 \cdot 10^8 / [0,016 (18 + 0,6 (2,37 \cdot 10^8)^{0,5})] = 17,3 \text{ м/с};$$

$$Ar = g d_M^3 \rho_{пр} / (v_B^2 \rho_B) = 9,81 \cdot 0,016^3 \cdot 1020 / ((10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484) = 2,37 \cdot 10^8.$$

Таким образом, оптимальная скорость движения воздуха в грузовом отсеке аппарата w_0 гарантирует устойчивый процесс флюидизации.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к воздуху определяем по зависимости

$$Nu = 0,62 Re^{0,5} \text{ или } \alpha d_3 / \lambda_B = 0,62 w_0^{0,5} d_3^{0,5} / v_B^{0,5};$$

$$\alpha = 0,62 \lambda_B w_0^{0,5} / (d_{cp}^{0,5} v_0^{0,5}) =$$

$$= 0,62 \cdot 0,0217 \cdot 3,18^{0,5} / (0,018 \cdot 10,8 \cdot 10^{-6})^{0,5} = 54,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где λ_B – теплопроводность воздуха, $\lambda_B = 0,0212$ Вт/(м·К) при $t_0 = -40$ °С (см. прил. 1); d_{cp} – средний диаметр единичного продукта, $d_{cp} = 0,018$ м/с.

Теплоприток от замораживаемой вишни

$$Q_2 = G(i_H - i_K) = 0,278 \cdot (309 - 0) = 86 \text{ кВт},$$

где i_H – энтальпия поступающей вишни, $i_H = 309$ кДж/кг при $t_H = 10$ °С (см. прил. 3); i_K – энтальпия замороженной вишни, $i_K = 0$ кДж/кг при конечной температуре $t_K = -20$ °С (см. прил. 3).

Площадь решетчатой ленты конвейера определяем для трех вариантов, отличающихся величиной нагрева воздуха при проходе через слой продукта:

– для величины нагрева воздуха во флюидизированном слое $\Delta t_{B1} = 1$ °С

$$F_{K1} = Q_2 / (w_0 \rho_B c_B \Delta t_{B1}) = 86 / (3,18 \cdot 1,484 \cdot 1) = 18,2 \text{ м}^2;$$

– для величины нагрева воздуха во флюидизированном слое $\Delta t_{B2} = 2$ °С

$$F_{K2} = Q_2 / (w_0 \rho_B c_B \Delta t_{B2}) = 86 / (3,18 \cdot 1,484 \cdot 2) = 9,1 \text{ м}^2;$$

– для величины нагрева воздуха во флюидизированном слое $\Delta t_{B3} = 3$ °С

$$F_{к3} = Q_2 / (w_0 \rho_B c_B \Delta t_{B3}) = 86 / (3,18 \cdot 1,484 \cdot 1 \cdot 3) = 6,1 \text{ м}^2,$$

где c_B – теплоемкость воздуха, $c_B = 1,484$ кДж/(кг·К) (см. прил. 1).

Проектируем аппарат универсальным, т. е. пригодным для замораживания продуктов как во флюидизированном слое, так и в плотном. С этой целью выполняем конвейер в виде плетеной сетки из нержавеющей стали с ячейками размером 3×3 мм.

Принимаем ширину конвейера $b_k = 0,8$ м. Длину конвейера рассчитываем, соответственно, для трех вариантов

$$l_{к1} = F_{к1} / b_k = 18,2 / 0,8 \approx 23 \text{ м};$$

$$l_{к2} = F_{к2} / b_k = 9,1 / 0,8 \approx 11 \text{ м};$$

$$l_{к3} = F_{к3} / 3b_k = 6,1 / 0,8 \approx 7,6 \text{ м}.$$

Объемную подачу воздуха через флюидизированный слой рассчитываем, соответственно, для вариантов

$$V_{B1} = F_{к1} w_0 = 18,2 \cdot 3,18 = 57,9 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{B2} = F_{к2} w_0 = 9,1 \cdot 3,18 = 28,9 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{B3} = F_{к3} w_0 = 6,1 \cdot 3,18 = 19,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Температурный напор между температурой продукта и температурой воздуха в аппарате рассчитываем по формуле

$$\theta_{Bi} = \Delta t_{Bi} / \ln((t_k - t_{пм}) / (t_k - t_{B2})).$$

Тогда по вариантам

$$\theta_{B1} = 1 / \ln(-20 - (-30)) / (-20 - (-29)) = 9,5 \text{ К},$$

$$t_{B2} = t_{пм} + \Delta t_{B1} = -30 + 1 = -29 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\theta_{B2} = 2 / \ln(-20 - (-30)) / (-20 - (-28)) = 8,9 \text{ К},$$

$$t_{B2} = t_{пм} + \Delta t_{B2} = -30 + 2 = -28 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\theta_{B3} = 3 / \ln(-20 - (-30)) / (-20 - (-27)) = 8,4 \text{ К},$$

$$t_{B2} = t_{пм} + \Delta t_{B3} = -30 + 3 = -27 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности продукта, находящегося на конвейере, рассчитываем по формуле

$$F_{пр} = Q_2 / (\alpha \theta_{Bi})$$

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}F_{\text{пр1}} &= 86\,000/(54,4 \cdot 9,5) = 166 \text{ м}^2; \\F_{\text{пр2}} &= 86\,000/(54,4 \cdot 8,9) = 178 \text{ м}^2; \\F_{\text{пр3}} &= 86\,000/(54,4 \cdot 8,4) = 188 \text{ м}^2.\end{aligned}$$

Вместимость аппарата определим по формуле

$$M = F_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} d_{\text{ср}} / 6.$$

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}M_1 &= 166 \cdot 1020 \cdot 0,018 / 6 = 509 \text{ кг}; \\M_2 &= 178 \cdot 1020 \cdot 0,018 / 6 = 544 \text{ кг}; \\M_3 &= 188 \cdot 1020 \cdot 0,018 / 6 = 575 \text{ кг}.\end{aligned}$$

Высоту насыпного слоя продукта на ленте конвейера определим по формуле

$$H_{\text{н}} = M / F_{\text{к}} \rho_{\text{н}},$$

где $\rho_{\text{н}}$ – насыпная плотность продукта для вишни, $\rho_{\text{н}} = 560 \text{ кг/м}^3$ (см. прил. 18).

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}H_{\text{н1}} &= 509 / (18,2 \cdot 560) = 0,050 \text{ м}; \\H_{\text{н2}} &= 544 / (9,1 \cdot 560) = 0,107 \text{ м}; \\H_{\text{н3}} &= 575 / (6,1 \cdot 560) = 0,168 \text{ м}.\end{aligned}$$

Порозность флюидизированного слоя продукта

$$\begin{aligned}\varepsilon &= ((18\text{Re} + 0,36\text{Re}^2) / \text{Ar})^{0,21} = \\&= ((18 \cdot 5300 + 0,36 \cdot 5300^2) / 3,44 \cdot 10^8)^{0,21} = 0,48,\end{aligned}$$

где число Рейнольдса $\text{Re} = w_0 d_3 / \nu_{\text{в}} = 3,18 \cdot 0,018 / (10,8 \cdot 10^{-6}) = 5300$, а число Архимеда $\text{Ar} = g d_3^3 \rho_{\text{пр}} / \nu_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}} = 9,81 \cdot 0,018^3 \cdot 1020 / (10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484 = 3,44 \cdot 10^8$.

Высоту флюидизированного слоя продукта рассчитываем по формуле

$$H_{\text{ф}} = H_{\text{н}} (1 - \varepsilon) / (1 - \varepsilon_0),$$

где ε_0 – порозность насыпного слоя для клубники $\varepsilon_0 = 0,56$ (прил. 18).

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}
H_{\phi 1} &= 0,050 ((1 - 0,48)/(1 - 0,56)) = 0,059 \text{ м}; \\
H_{\phi 2} &= 0,107 ((1 - 0,48)/(1 - 0,56)) = 0,126 \text{ м}; \\
H_{\phi 3} &= 0,168 ((1 - 0,48)/(1 - 0,56)) = 0,198 \text{ м}.
\end{aligned}$$

Продолжительность замораживания продуктов сферической формы можно определить по методике, предложенной в литературе [8], по программе (см. прил. 17) или по зависимости

$$\begin{aligned}
\tau &= q_3 \rho_{\text{пр}} d_3 (d_3 / (4\lambda_3) + 1/\alpha) / (6 (t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}})) = \\
&= 309\,000 \cdot 1020 \cdot 0,018 (0,018 / (4 \cdot 1,34) + 1/54,4) / (6 (-3,51 - (-30))) = \\
&= 776 \text{ с} = 12,9 \text{ мин},
\end{aligned}$$

где q_3 – удельная теплота, отводимая от замораживаемой клубники, $q_3 = (i_n - i_k) = 309$ кДж/кг (см. прил. 3); $t_{\text{кр}}$ – криоскопическая температура клубники [7]; λ_3 – теплопроводность замороженной вишни (см. прил. 8), Вт/(м·К).

Принимаем компоновку оборудования в аппарате, которая приведена на рис. 16. Длина аппарата

$$L_a = l_k/3 + D_6 + 2\delta_3 + 2\delta_{\text{из}} = 23/3 + 0,3 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ м},$$

где D_6 – диаметр барабана конвейера, м, $D_6 = 0,3$ м; δ_3 – зазор между барабаном и торцевыми стенками аппарата, м, $\delta_3 = 0,2$ м; $\delta_{\text{из}}$ – толщина стенки аппарата с учетом теплоизоляции, м, $\delta_{\text{из}} = 0,2$ м.

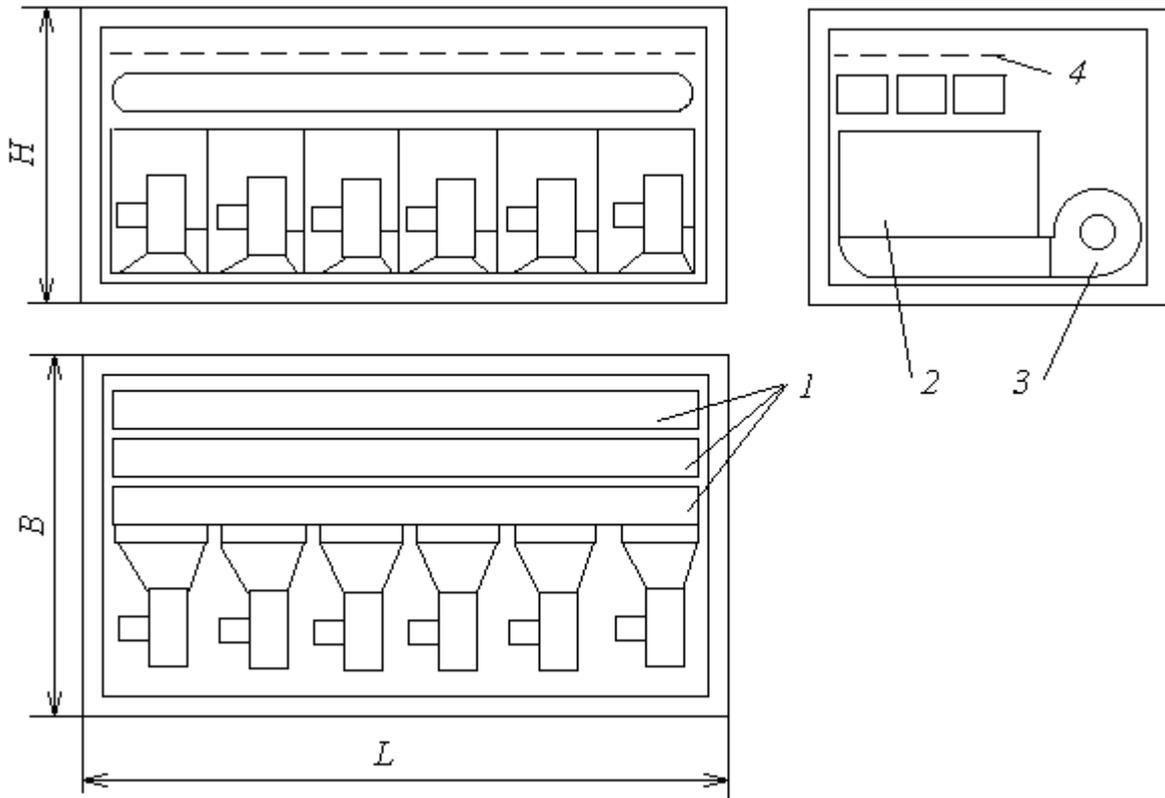


Рис. 16. Ориентировочная компоновка флюидизационного аппарата:
 1 – сетчатый конвейер; 2 – батарея воздухоохлаждителя; 3 – центробежный вентилятор;
 4 – предохранительная сетка

Ширина аппарата

$$B_a = 3b_k + b_{\text{вен}} + l_{\text{диф}} + 4\delta_3 + 2\delta_{\text{из}} = 3 \cdot 0,8 + 1 + 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 5 \text{ м,}$$

где $b_{\text{вен}}$ – размер центробежного вентилятора, м; $l_{\text{диф}}$ – длина диффузора, м.

Высота аппарата

$$\begin{aligned} H &= 2H_{\text{ф1}} + D_{\delta} + h_{\text{в}} + 2h_{\text{к}} + 3\delta_3 + 2\delta_{\text{из}} = \\ &= 2 \cdot 0,059 + 0,3 + 1 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 4,1 \text{ м,} \end{aligned}$$

где $h_{\text{в}}$ – высота воздухоохлаждителя, м, $h_{\text{в}} = 1$ м; $h_{\text{к}}$ – высота канала для прохода воздуха, $h_{\text{к}} = 1$ м.

Теплоприток через ограждающие конструкции аппарата

$$\begin{aligned} Q_1 &= \Sigma(kF(t_{\text{ц}} - t_{\text{пм}})) = 0,3 (2 \cdot 8,8 \cdot 5 + 2 \cdot 8,8 \cdot 4,1 + 2 \cdot 5 \cdot 4,1) (15 - (-30)) = \\ &= 2727 \text{ Вт} = 2,73 \text{ кВт,} \end{aligned}$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждений аппарата, $k = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{ц}}$ – температура воздуха в технологическом цехе, $t_{\text{ц}} = 15 \text{ }^\circ\text{С}$.

Эксплуатационные теплопритоки от двигателей вентиляторов принимаем ориентировочно

$$Q_{4\text{дв}} = 0,3Q_2 = 0,3 \cdot 86 = 25,8 \text{ кВт}.$$

Эксплуатационные теплопритоки через загрузочные и выгрузочные окна

$$Q_{4\text{ок}} = 0,5Q_1 = 0,5 \cdot 2,73 = 1,364 \text{ кВт} = 1,36 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка на воздухоохладители

$$Q_0 = 86 + 2,73 + 25,8 + 1,36 = 115,9 \text{ кВт} \approx 116 \text{ кВт}.$$

Теплообменная площадь воздухоохладителей должна быть

$$F_{\text{в}} = Q_0 / (k_0 \theta_0) = 115\,900 / (10 \cdot 10) = 1159 \text{ м}^2,$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя (см. прил. 4), $k_0 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; θ_0 – температурный напор (принимаем в пределах 6–10 $^\circ\text{С}$).

Принимаем к установке в аппарате 6 батарей воздухоохладителей марки GHP 080 H/112 (см. прил. 11). Батарея имеет: теплообменную поверхность $f_6 = 211 \text{ м}^2$, наружный диаметр трубы – $d_{\text{н}} = 0,02 \text{ м}$, шаг орбрения $t_{\text{р}} = 12 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_{\text{р}} = 60 \text{ мм}$, габариты батареи – длина $l_6 = 2260 \text{ мм}$, ширина $b_6 = 1000 \text{ мм}$, высота $h_6 = 1000 \text{ мм}$.

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из потерь напора во флюидизированном слое продукта $\Delta p_{\text{ф}}$, потерь напора в батарее воздухоохладителя $\Delta p_{\text{в}}$, потерь напора в решетчатой ленте конвейера $\Delta p_{\text{р}}$, потерь напора на входе воздуха в вентилятор $\Delta p_{\text{вх}}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{\text{п}}$, потерь напора в диффузоре $\Delta p_{\text{д}}$.

$$\Delta p = 1,1(\Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{д}}).$$

Потери напора во флюидизированном слое продукта рассчитываем по формуле

$$\Delta p_{\text{ф}} = 1,67(\text{Re}H_{\text{ф}}/d_{\text{э}})^{0,2}(M/F_{\text{к}}).$$

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}\Delta p_{\phi 1} &= 1,67 (5\,300 \cdot 0,059 / 0,018)^{0,2} (509 / 18,2) = 329 \text{ Па}; \\ \Delta p_{\phi 2} &= 1,67 (5\,300 \cdot 0,126 / 0,018)^{0,2} (544 / 9,1) = 818 \text{ Па}; \\ \Delta p_{\phi 3} &= 1,67 (5\,300 \cdot 0,198 / 0,018)^{0,2} (575 / 6,1) = 1413 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Потери напора в решетчатой ленте конвейера с ячейками размером 3×3 мм и относительным живым сечением для прохода воздуха $S_{\text{отн}} = 0,308$ (для этих размеров ячеек) можно определить по эмпирической зависимости (учитываем, что воздух проходит через ленту дважды)

$$\begin{aligned}\Delta p_p &= 2 (13,72 w_o^2 - 43,12 w_o + 119,36) = \\ &= 2 (13,72 \cdot 3,18^2 - 43,12 \cdot 3,18 + 119,36) = 242 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Потери напора в батарее воздухоохладителя с пластинчатым оребрением рассчитываем по формуле

$$\Delta p_B = 0,132 (l_p / d_{\text{эв}}) (\rho_B w_{\text{ж}})^{1,7}.$$

где l_p – длина ребра в направлении движения воздуха, м, $l_p = 1$ м; $d_{\text{эв}}$ – эквивалентный диаметр суженного сечения между трубами и ребрами, $d_{\text{эв}} = 2Us_p / (U + s_p) = 2 \cdot 9,5 \cdot 60 / (9,5 + 60) = 16,4$ мм (здесь U – расстояние между ребрами «в свету», $U = t_p - 2\delta_{\text{и}} - \delta_p = 12 - 2 \cdot 1 - 0,5 = 9,5$ мм; t_p – шаг оребрения, мм; $\delta_{\text{и}}$ – толщина инея, мм; s_p – шаг между трубами, мм; δ_p – толщина ребра, мм); $w_{\text{ж}}$ – скорость воздуха в живом сечении батареи воздухоохладителя, $w_{\text{ж}} = \phi V_B / (6l_B b_B)$, (здесь ϕ – коэффициент сжатия струи, $\phi = 1 / (1 - (d_{\text{и}} / s_p) (1 + s_p \delta_p / (U d_{\text{и}}))) = 1 / (1 - (0,02 / 0,06) (1 + 0,06 \cdot 0,0005 / (0,0095 \cdot 0,02))) \approx 1,56$), по вариантам: $w_{\text{ж}1} = 1,56 \cdot 57,9 / (6 \cdot 2,2 \cdot 1) = 6,84$ м/с; $w_{\text{ж}2} = 3,42$ м/с; $w_{\text{ж}3} = 2,28$ м/с.

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}\Delta p_{B1} &= 0,132 (1 / 0,0164) (1,484 \cdot 6,84)^{1,7} = 397 \text{ Па}; \\ \Delta p_{B2} &= 0,132 (1 / 0,0164) (1,484 \cdot 3,42)^{1,7} = 127 \text{ Па}; \\ \Delta p_{B3} &= 0,132 (1 / 0,0164) (1,484 \cdot 2,28)^{1,7} = 64 \text{ Па},\end{aligned}$$

Объемную подачу воздуха $V_{B1} = 57,9$ м³/с могут обеспечить 5 центробежных вентиляторов Ц4-70 № 10 (см. прил. 6). Диаметр всасывающего окна вентилятора равен 1 м.

Объемную подачу воздуха $V_{B2} = 28,9$ м³/с могут обеспечить 5 центробежных вентиляторов Ц4-70 № 8 (см. прил. 6). Диаметр всасывающего окна вентилятора равен 0,8 м.

Объемную подачу воздуха $V_{в3} = 19,4 \text{ м}^3/\text{с}$ могут обеспечить 5 центробежных вентиляторов Ц4-70 № 8 (см. прил. 6) с меньшей частотой вращения колеса. Диаметр всасывающего окна вентилятора $d_{всн} = 0,8 \text{ м}$.

Потери напора при входе воздуха в вентилятор рассчитываем по формуле

$$\Delta p_{вх} = \zeta_{вх} \rho_v w_{вх}^2 / 2.$$

где $\zeta_{вх}$ – коэффициент местного сопротивления [6], $\zeta_{вх} = 0,5$; $w_{вх}$ – скорость воздуха на входе в вентилятор, $w_{вх} = 4V_{в}/(5\pi d_{всн}^2)$, по вариантам: $w_{вх1} = 4 \cdot 57,9 / (5\pi \cdot 0,8^2) = 14,75 \text{ м/с}$; $w_{вх2} = 11,54 \text{ м/с}$; $w_{вх3} = 7,72 \text{ м/с}$.

Тогда по вариантам:

$$\Delta p_{вх1} = 0,5 \cdot 1,484 \cdot 14,75^2 / 2 = 81,6 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{вх2} = 0,5 \cdot 1,484 \cdot 11,54^2 / 2 = 49 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{вх3} = 0,5 \cdot 1,484 \cdot 7,72^2 / 2 = 22,3 \text{ Па}.$$

Потери напора на четырех поворотах потока воздуха рассчитываем по формуле

$$\Delta p_{п} = 4\zeta_{п} \rho_v w_{п}^2 / 2.$$

где $\zeta_{п}$ – коэффициент местного сопротивления поворота потока [6], $\zeta_{п} = 0,3$; $w_{п}$ – скорость воздуха на поворотах, $w_{п} = V_{в} / (L - 2\delta_{из}) h_{п}$ (здесь $h_{п}$ – высота потока, $h_{п} = 1 \text{ м}$), по вариантам: $w_{п1} = 57,9 / (8,8 - 2 \cdot 0,2) = 6,9 \text{ м/с}$; $w_{п2} = 3,4 \text{ м/с}$; $w_{п3} = 2,3 \text{ м/с}$.

Тогда по вариантам

$$\Delta p_{п1} = 4 \cdot 0,3 \cdot 1,484 \cdot 6,9^2 / 2 = 42 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{п2} = 4 \cdot 0,3 \cdot 1,484 \cdot 3,4^2 / 2 = 10 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{п3} = 4 \cdot 0,3 \cdot 1,484 \cdot 2,3^2 / 2 = 2 \text{ Па}.$$

Потери напора в диффузоре находим по формуле

$$\Delta p_{д} = \zeta_{д} \rho_v w_{вых}^2 / 2.$$

где $\zeta_{д}$ – коэффициент местного сопротивления диффузора [6], $\zeta_{д} = 0,15$; $w_{вых}$ – скорость в выходном окне вентилятора, $w_{вых} = V_{в} / (5bb)$ (здесь b – размер нагнетательного окна вентилятора, м (см. прил. 6, рис. 3)), по вариантам: $w_{вых1} = 57,9 / (5 \cdot 0,6 \cdot 0,6) = 32 \text{ м/с}$; $w_{вых2} = 23 \text{ м/с}$; $w_{вых3} = 15 \text{ м/с}$.

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}\Delta p_{д1} &= 0,15 \cdot 1,484 \cdot 32^2 / 2 = 114 \text{ Па}; \\ \Delta p_{д2} &= 0,15 \cdot 1,484 \cdot 23^2 / 2 = 64 \text{ Па}; \\ \Delta p_{д3} &= 0,15 \cdot 1,484 \cdot 15^2 / 2 = 25 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Таким образом, суммарная величина потерь напора по вариантам

$$\begin{aligned}\Delta p_1 &= 1,1 (329 + 242 + 397 + 81,6 + 42 + 114) = 1217 \text{ Па}; \\ \Delta p_2 &= 1,1 (818 + 242 + 127 + 49 + 10 + 64) = 1316 \text{ Па}; \\ \Delta p_3 &= 1,1 (1413 + 242 + 64 + 22,3 + 2 + 25) = 1770 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Напор вентилятора при температуре воздуха $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и плотности $\rho_{20} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ рассчитываем по формуле

$$\Delta p_{20} = \Delta p \rho_{20} / \rho_v.$$

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}\Delta p_{20-1} &= 1217 \cdot 1,2 / 1,484 \approx 980 \text{ Па}; \\ \Delta p_{20-2} &= 1316 \cdot 1,2 / 1,484 \approx 1067 \text{ Па}; \\ \Delta p_{20-3} &= 1770 \cdot 1,2 / 1,484 \approx 1435 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Потеря напора в первом варианте соответствует характеристике подобранного ранее вентилятора Ц4-70 № 10, а во втором и третьем – Ц4-70 № 8. Коэффициент полезного действия вентиляторов на данном режиме $\eta = 0,7$. Мощность, потребляемую электродвигателями вентиляторов, рассчитываем по формуле

$$N_э = V_v \Delta p / \eta.$$

Тогда по вариантам

$$\begin{aligned}N_{э1} &= 57,9 \cdot 1217 / 0,7 \approx 100\,249 \text{ Вт} \approx 100,3 \text{ кВт}; \\ N_{э2} &= 28,9 \cdot 1316 / 0,7 \approx 54\,685 \text{ Вт} \approx 54,7 \text{ кВт}; \\ N_{э3} &= 19,4 \cdot 1770 / 0,7 \approx 49\,054 \text{ Вт} \approx 50,0 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Предварительно принятый теплоприток от электродвигателей вентиляторов $Q_{4дв} = 25,8 \text{ кВт}$ меньше, чем нужно для базового второго варианта. Следовательно, необходимая площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя для этого варианта должна быть

$$F_{\text{в2}} = Q_{02}/(k_0\theta_0) = 145\,000/(10 \cdot 10) \approx 1450 \text{ м}^2;$$

$$Q_{02} = 86 + 2,73 + 54,7 + 1,4 = 144,8 \text{ кВт} \approx 145 \text{ кВт}.$$

Принимаем к установке в аппарате 12 батарей воздухоохлаждителей марки GHP 080 C/112 в три ряда по высоте. Батарея имеет теплообменную поверхность $f_{\text{в}} = 143 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_{\text{р}} = 12 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_{\text{р}} = 60 \text{ мм}$, габариты батареи – длина $l_{\text{б}} = 2960 \text{ мм}$, ширина $b_{\text{б}} = 700 \text{ мм}$, высота $h_{\text{б}} = 1000 \text{ мм}$.

Компоновка флюидизационного аппарата приведена на рис. 17.

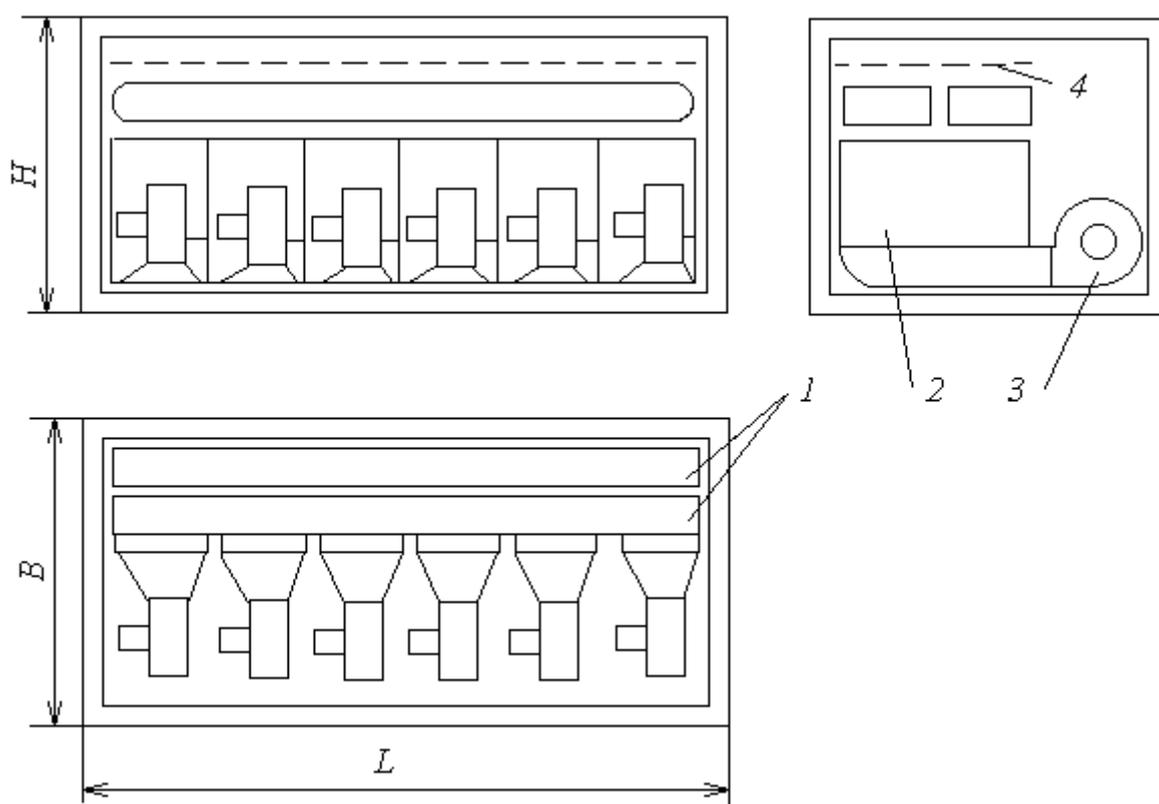


Рис. 17. Компоновка выбранного варианта флюидизационного аппарата:
 1 – сетчатый конвейер; 2 – батарея воздухоохлаждителя; 3 – центробежный
 вентилятор; 4 – предохранительная сетка

2.5. Анализ работы флюидизационного морозильного аппарата непрерывного действия

Конструирование аппаратов, а также их эксплуатация в различных условиях или с разнообразными продуктами требует многовариантных предварительных расчетов. Для этого целесообразно применять ЭВМ. В прил. 19 приведен пример одной из программ проектного расчета процесса замораживания продуктов во флюидизированном слое. В программе реализована методика расчета флюидизационного морозильного аппарата непрерывного действия, рассмотренная в подразд. 2.4.

В программе предусмотрено проведение расчетов для различных продуктов: вишни, картофеля, моркови, клубники, горошка, фасоли различных форм: шаровидной, яйцевидной, эллипсоидной, цилиндрической, дискообразной, конусной. Параметры процесса: масса единичного продукта, температура поступающего и выпускаемого продукта, температура воздуха в аппарате, производительность аппарата определяются путем выбора соответствующей цифры из предлагаемых рядов (см. прил. 19).

Расчеты выполнены применительно к флюидизационному аппарату для замораживания вишни производительностью $G = 300$ кг/ч. Температура воздуха в аппарате $t_a = -30$ °С, начальная температура продукта $t_n = 15$ °С, конечная – $t_k = -20$ °С. При расчетах процесса производилось изменение массы единичного продукта от 1 до 5 г. Результаты расчетов сведены в табл. 3.

Из сравнения результатов по величинам теплопритока от замораживаемого продукта и мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора, очевидна нецелесообразность замораживания продуктов относительно большой единичной массы. Увеличение единичной массы продукта от 1 до 5 г ведет к возрастанию оптимальной скорости потока воздуха в $3,6/2,3 = 1,56$ раза, а потери напора при прохождении воздуха через флюидизированный слой и поддерживающую решетку возрастают в $1163,6/279,9 = 4,16$ раза. При массе продукта 5 г доля тепловыделений от вентиляторов аппарата достигает $10,9 \cdot 100/35,5 = 30,7$ % от суммарного теплопритока. С учетом теплопритоков через теплоограждающие конструкции и окна загрузки и выгрузки эта доля будет несколько меньше. В случае замораживания более крупных ягод желательно произвести сравнение по расходу электроэнергии на процесс замораживания во флюидизированном слое и в плотном слое. Во втором случае увеличивается продолжительность процесса замораживания, что не всегда целесообразно.

Таблица 3

Результаты расчетов

Расчетные данные	Масса единичного продукта, г				
	1	2	3	4	5
Оптимальная скорость воздуха, м/с	2,3	2,8	3,2	3,4	3,6
Первая критическая скорость, м/с	1,7	2,0	2,1	2,2	2,3
Вторая критическая скорость, м/с	15,4	17,3	18,5	19,4	20,1
Площадь поддерживающей решетки, м ²	2,5	2,0	1,8	1,6	1,6
Высота насыпного слоя, м	0,058	0,092	0,119	0,142	0,163
Высота флюидизированного слоя, м	0,070	0,107	0,136	0,161	0,184
Продолжительность замораживания, мин	7,9	10,2	12,0	13,6	14,9
Потери напора при движении воздуха через слой продукта и решетку, Па	279,9	538,1	764,4	971,0	1163,6
Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, кВт	2,6	5,0	7,1	9,1	10,9
Теплоприток от продукта, кВт	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6
Суммарный теплоприток, кВт	27,2	29,6	31,7	33,7	35,5

2.6. Расчет флюидизационного морозильного аппарата периодического действия

Исходные данные. Флюидизационный аппарат малой производительности для замораживания пищевых продуктов имеет вместимость $M = 10$ кг. Температура воздуха в аппарате $t_{\text{пм}} = -30$ °С, начальная температура малины $t_{\text{н}} = 20$ °С, конечная – $t_{\text{к}} = -20$ °С.

Требуется: определить оптимальную скорость движения воздуха в грузовом отсеке, продолжительность замораживания, площадь решетки и ее размеры, размеры аппарата, коэффициент теплоотдачи от замораживаемого

продукта, объемный расход воздуха через решетку, тепловую нагрузку на холодильное оборудование аппарата, площадь теплообменной поверхности воздухоохладителя, соответствие вентиляторов воздухоохладителя требуемому режиму эксплуатации камеры.

Оптимальную скорость движения воздуха в грузовом отсеке флюидизационного аппарата определяют по эмпирической зависимости

$$w_0 = 2,25 + 1,95 \lg m_e = 2,25 + 1,95 \lg 5 = 3,61 \text{ м/с},$$

где m_e – среднее значение массы единичного продукта, для клубники $m_e = 5$ г (см. прил. 18).

Устойчивая работа аппарата обеспечивается, если оптимальная скорость превышает начальную скорость флюидизации, но меньше скорости уноса продукта из грузового отсека. Начальную скорость флюидизации рассчитывают для наиболее крупного единичного продукта данного вида

$$w_{\text{ф}} = v_{\text{в}} \text{Ar} / (d_{\text{кр}} (1400 + 5,22 \text{Ar}^{0,5})) = \\ = 10,8 \cdot 10^{-6} \cdot 4,04 \cdot 10^8 / (0,019 (1400 + 5,22 \cdot (4,04 \cdot 10^8)^{0,5})) = 2,16 \text{ м/с},$$

где $v_{\text{в}}$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха при температуре $t_0 = -40$ °С, $v_{\text{в}} = 10,8 \cdot 10^{-6}$ м/с; Ar – число Архимеда, $\text{Ar} = g d_{\text{кр}}^3 \rho_{\text{пр}} / (v_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}) = 9,81 \cdot 0,019^3 \cdot 1020 / ((10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484) = 4,04 \cdot 10^8$ (здесь g – ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_{\text{пр}} = 1020$ кг/м³ – плотность продукта для клубники (см. прил. 13); $\rho_{\text{в}} = 1,484$ кг/м³ – плотность воздуха при температуре $t_0 = -40$ °С); $d_{\text{кр}} = 0,019$ м – эквивалентный диаметр наиболее крупного единичного продукта (см. прил. 18).

Скорость уноса продукта из аппарата определяют для наиболее мелкого единичного продукта данного вида (из прил. 18 для клубники $d_{\text{м}} = 0,016$ м)

$$w_{\text{у}} = v_{\text{в}} \text{Ar} / (d_{\text{м}} (18 + 0,6 \text{Ar}^{0,5})) = \\ = 10,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2,37 \cdot 10^8 / (0,016 (18 + 0,6 (2,37 \cdot 10^8)^{0,5})) = 17,3 \text{ м/с}; \\ \text{Ar} = g d_{\text{м}}^3 \rho_{\text{пр}} / (v_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}) = 9,81 \cdot 0,016^3 \cdot 1020 / ((10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484) = 2,37 \cdot 10^8.$$

Таким образом, оптимальная скорость движения воздуха в грузовом отсеке аппарата гарантирует устойчивый процесс флюидизации клубники.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к воздуху определяем по зависимости

$$\text{Nu} = 0,62 \text{Re}^{0,5} \text{ или } \alpha d_{\text{э}} / \lambda_{\text{в}} = 0,62 w_0^{0,5} d_{\text{э}}^{0,5} / \nu_{\text{в}}^{0,5},$$

где $\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность воздуха (при $t_0 = -40$ °С $\lambda_{\text{в}} = 0,0217$ Вт/(м·К)) (см. прил. 18).

Отсюда

$$\alpha = 0,62\lambda_{\text{в}}w_0^{0,5}/(d_3^{0,5}v_{\text{в}}^{0,5}) = \\ = 0,62 \cdot 0,0217 \cdot 3,61^{0,5}/(0,018 \cdot 10,8 \cdot 10^{-6})^{0,5} = 54,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Продолжительность замораживания продуктов сферической формы можно определить по методике, предложенной в литературе [8], по программе на ЭВМ (см. прил. 17) или по зависимости

$$\tau = q_3 \rho_{\text{пр}} d_3 (d_3 / (4\lambda_3) + 1/\alpha) / (6 (t_{\text{кр}} - t_{\text{пм}})) = \\ = 309\,000 \cdot 1020 \cdot 0,018 (0,018 / (4 \cdot 1,34) + 1/54,4) / (6 (-3,51 - (-30))) = \\ = 776 \text{ с} = 12,9 \text{ мин},$$

где q_3 – удельная теплота, отводимая от замораживаемой малины, кДж/кг, $q_3 = (i_{\text{н}} - i_{\text{к}})$; λ_3 – теплопроводность замороженной малины (см. прил. 8), Вт/(м·К). Производительность аппарата составит $G = M/\tau = (10/776) 3600 = 45$ кг/ч.

Теплоприток от замораживаемой малины

$$Q_2 = KM(i_{\text{н}} - i_{\text{к}})/\tau = 1,4 \cdot 10 (346 - 0)/776 = 6,2 \text{ кВт},$$

где K – коэффициент неравномерности тепловой нагрузки; $i_{\text{н}}$ – энтальпия поступающей малины, $i_{\text{н}} = 346$ кДж/кг при $t_{\text{н}} = 20$ °С (см. прил. 3); $i_{\text{к}}$ – энтальпия замороженной малины, $i_{\text{к}} = 0$ кДж/кг при конечной температуре $t_{\text{к}} = -20$ °С по прил. 3.

Площадь решетчатого дна выдвижного контейнера при величине нагрева воздуха во флюидизированном слое $\Delta t_{\text{в}} = 3$ °С

$$F_{\text{к}} = Q_2 / (w_0 \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}}) = 6,2 / (3,61 \cdot 1,484 \cdot 1 \cdot 3) \approx 0,4 \text{ м}^2,$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) (см. прил. 1).

Проектируем аппарат универсальным, т. е. для замораживания продуктов как во флюидизированном слое, так и в плотном. С этой целью выполняем выдвижной контейнер из плетеной сетки с ячейками размером 3×3 мм. Материал контейнера – нержавеющая сталь.

Принимаем ширину контейнера $b_{\text{к}} = 0,6$ м, тогда длина контейнера

$$l_k = F_k/b_k = 0,4/0,6 \approx 0,7 \text{ м.}$$

Объемная подача воздуха через флюидизированный слой

$$V_B = F_k w_0 = 0,42 \cdot 3,61 = 1,5 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Температурный напор между температурой продукта и температурой воздуха в аппарате

$$\begin{aligned} \theta_B &= \Delta t_B / (\ln((t_k - t_{\text{ПМ}})/(t_k - t_{\text{В2}}))) = \\ &= 1 / (\ln(-20 - (-30)) / (-20 - (-27))) = 8,4 \text{ }^\circ\text{C}; \\ t_{\text{В2}} &= t_{\text{ПМ}} + \Delta t_B = -30 + 3 = -27 \text{ }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Высота насыпного слоя продукта на ленте конвейера

$$H_H = M / (F_k \rho_H) = 10 / (0,42 \cdot 580) = 0,04 \text{ м,}$$

где ρ_H – насыпная плотность продукта (для малины $\rho_H = 580 \text{ кг/м}^3$) (см. прил. 18).

Порозность флюидизированного слоя продукта

$$\begin{aligned} \varepsilon &= ((18\text{Re} + 0,36\text{Re}^2)/\text{Ar})^{0,21} = \\ &= ((18 \cdot 6000 + 0,36 \cdot 6000^2) / 3,44 \cdot 10^8)^{0,21} = 0,48 \approx 0,5; \\ \text{Re} &= w_0 d_3 / \nu_B = 3,61 \cdot 0,018 / (10,8 \cdot 10^{-6}) = 6000; \\ \text{Ar} &= g d_3^3 \rho_{\text{пр}} / (\nu_B^2 \rho_B) = 9,81 \cdot 0,018^3 \cdot 1020 / ((10,8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1,484) = 3,44 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Высота флюидизированного слоя продукта

$$H_\Phi = H_H ((1 - \varepsilon) / (1 - \varepsilon_0)) = 0,04 ((1 - 0,5) / (1 - 0,58)) \approx 0,05 \text{ м,}$$

где ε_0 – порозность насыпного слоя, для малины $\varepsilon_0 = 0,58$ (см. прил. 18).

Разрабатываем компоновку оборудования в аппарате как показано на рис. 18. Длина аппарата

$$L = b_k + l_B + 2\delta_3 + 2\delta_{\text{из}} = 0,6 + 1,8 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 3,2 \text{ м,}$$

где b_k – ширина контейнера, м; δ_3 – зазор между конструктивными элементами и торцевыми стенками аппарата, м; $\delta_{\text{из}}$ – толщина стенки аппарата с учетом теплоизоляции, м; l_B – длина воздухоохладителя (принимаем 1,8 м).

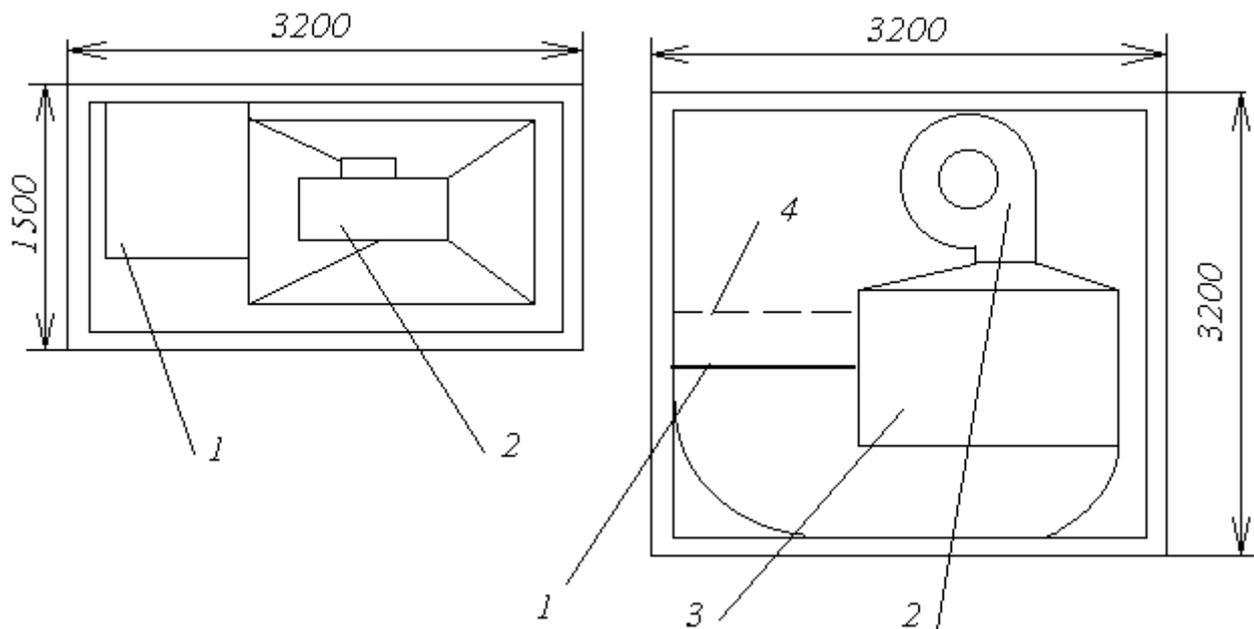


Рис. 18. Компоновка флюидизационного аппарата:
 1 – сетчатый контейнер; 2 – центробежный вентилятор; 3 – батарея воздухоохладителя;
 4 – предохранительная сетка

Ширина аппарата

$$B = l_k + 2\delta_3 + 2\delta_{из} = 0,7 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 1,5 \text{ м.}$$

Высота аппарата

$$H = h_b + h_{вен} + h_k + 2\delta_3 + 2\delta_{из} = \\ = 1 + 0,4 + 0,5 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 = 3,2 \text{ м,}$$

где h_b – высота воздухоохладителя, м; h_k – высота канала для прохода воздуха, м; $h_{вен}$ – размер вентилятора, м.

Теплоприток через ограждающие конструкции аппарата

$$Q_1 = \Sigma(kF_i(t_{ц} - t_{им})) = 0,3 (2 \cdot 3,2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 3,2 \cdot 3,2 + 2 \cdot 1,5 \cdot 3,2) (15 - (-30)) = \\ = 536 \text{ Вт} \approx 0,5 \text{ кВт,}$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждений аппарата, $k = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 $t_{ц}$ – температура воздуха в технологическом цехе, °С (принимается $t_{ц} = 15 \text{ °С}$).

Теплоприток от контейнера (примем массу контейнера 5 кг)

$$Q_{2к} = M_{к}c_{м}(t_{н} - t_{к})/\tau = 5 \cdot 0,5 (20 - (-20))/776 = 1,3 \text{ кВт},$$

где $c_{т}$ – теплоемкость металла (нержавеющая сталь), кДж/(кг·К) [1].

Эксплуатационные теплопритоки принимаем от двигателей вентиляторов ориентировочно

$$Q_{4дв} = 0,3Q_2 = 0,3 \cdot 6,2 = 1,9 \text{ кВт}.$$

Эксплуатационные теплопритоки через загрузочное окно

$$Q_{4ок} = 0,3Q_1 = 0,3 \cdot 536 = 161 \text{ Вт} \approx 0,16 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель будет равна

$$Q_0 = 6,2 + 0,54 + 1,3 + 1,9 + 0,16 = 10,1 \text{ кВт}.$$

Теплообменная площадь воздухоохладителей должна быть

$$F_{в} = Q_0/(k_0\theta_0) = 10,1 \cdot 10^3/(10 \cdot 10) = 101 \text{ м}^2,$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя (см. прил. 4), $k_0 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; θ_0 – температурный напор (принимаем в пределах 6–10 °С).

Принимаем к установке в аппарате одну секцию воздухоохладителя марки *GHP 065 F/112*. Секция имеет: теплообменную поверхность $f_0 = 102 \text{ м}^2$, шаг оребрения $t_p = 12 \text{ мм}$, шаг между трубами $s_p = 60 \text{ мм}$, габариты секции – длина $l_0 = 1860 \text{ мм}$, ширина $b_0 = 1000 \text{ мм}$, высота $h_0 = 800 \text{ мм}$.

Потеря напора, развиваемого вентиляторами воздухоохладителей, складывается из потерь напора во флюидизированном слое продукта $\Delta p_{ф}$, потерь напора в батарее воздухоохладителя $\Delta p_{в}$, потерь напора в решетке контейнера $\Delta p_{р}$, потерь напора на входе воздуха в вентилятор $\Delta p_{вх}$, потерь напора на четырех поворотах потока воздуха $\Delta p_{п}$, потерь напора в диффузоре $\Delta p_{д}$

$$\Delta p = \Delta p_{ф} + \Delta p_{в} + \Delta p_{р} + \Delta p_{вх} + \Delta p_{п} + \Delta p_{д}.$$

Потери напора во флюидизированном слое продукта

$$\Delta p_{\phi} = 1,67(\text{Re}H_{\phi}/d_{\phi})^{0,2}(M/F_{\kappa}) = 1,67(6000 \cdot 0,05/0,018)^{0,2}(10/0,4) = 284 \text{ Па.}$$

Потери напора в решетчатой ленте конвейера с ячейками размером 3×3 мм и относительным живым сечением для прохода воздуха $S_{\text{отн}} = 0,308$ для этого размера ячеек можно определить по эмпирической зависимости

$$\begin{aligned} \Delta p_p &= 13,72w_0^2 - 43,12w_0 + 119,36 = \\ &= 13,72 \cdot 3,61^2 - 43,12 \cdot 3,61 + 119,36 = 142 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери напора в батарее воздухоохлаждителя с пластинчатым оребрением

$$\begin{aligned} \Delta p_b &= 0,132(l_p/d_{\text{эв}})(\rho_v w_{\text{ж}})^{1,7} = 0,132(0,8/0,0164)(1,484 \cdot 1,3)^{1,7} = \\ &= 25,12 \text{ Па} \approx 25,0 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где l_p – длина ребра в направлении движения воздуха, м, $l_p = 0,8$ м; $d_{\text{эв}}$ – эквивалентный диаметр суженного сечения между трубами и ребрами, $d_{\text{эв}} = 2Us_p/(U + s_p) = 2 \cdot 9,5 \cdot 60/(9,5 + 60) = 16,4$ мм (здесь U – расстояние между ребрами «в свету», $U = t_p - 2\delta_{\text{и}} - \delta_p = 12 - 2 \cdot 1 - 0,5 = 9,5$ мм; s_p – шаг между трубами, мм; $\delta_{\text{и}}$ – толщина инея, мм; δ_p – толщина ребра, мм); $w_{\text{ж}}$ – скорость воздуха в живом сечении батареи воздухоохлаждителя, $w_{\text{ж}} = \phi V_b/(l_b b_b) = 1,56 \cdot 1,5/(1,86 \cdot 1) \approx 1,3$ м/с (здесь ϕ – коэффициент сжатия струи, $\phi = 1/(1 - (d_{\text{и}}/s_p)(1 + s_p \delta_p/(U d_{\text{и}}))) = 1/(1 - (0,02/0,06)(1 + 0,06 \cdot 0,0005/(0,0095 \cdot 0,02)) \approx 1,56$).

Объемную подачу воздуха $V_b = 1,5$ м³/с, как видно из прил. 6, может обеспечить центробежный вентилятор Ц4-70 № 6,3. Диаметр всасывающего окна вентилятора $d_{\text{вех}} = 0,6$ м.

Потери напора при входе воздуха в вентилятор

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \rho_v w_{\text{вх}}^2 / 2 = 0,5 \cdot 1,484 \cdot 5,3^2 / 2 = 13 \text{ Па,}$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления [6], $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; $w_{\text{вх}}$ – скорость воздуха на входе в вентилятор, $w_{\text{вх}} = 4V_b/(\pi d_{\text{вех}}^2) = 4 \cdot 1,5/(\pi \cdot 0,6^2) = 5,3$ м/с.

Потери напора на четырех поворотах потока воздуха

$$\Delta p_{\text{п}} = 4\zeta_{\text{п}} \rho_v w_{\text{п}}^2 / 2 = 4 \cdot 0,3 \cdot 1,484 \cdot 0,83^2 / 2 = 1 \text{ Па,}$$

где ζ_{π} – коэффициент местного сопротивления поворота потока [6], $\zeta_{\pi} = 0,3$; w_{π} – скорость воздуха на поворотах, $w_{\pi} = V_{\text{в}}/(l_{\sigma} b_{\pi}) = 1,5/(1,8 \cdot 1) = 0,83$ м/с, принимаем $b_{\pi} = 1$ м.

Потери напора в диффузоре

$$\Delta p_{\text{д}} = \zeta_{\text{д}} \rho_{\text{в}} w_{\text{вых}}^2 / 2 = 0,15 \cdot 1,484 \cdot 9,4^2 / 2 = 10 \text{ Па},$$

где $\zeta_{\text{д}}$ – коэффициент местного сопротивления диффузора, $\zeta_{\text{д}} = 0,15$; $w_{\text{вых}}$ – скорость в выходном окне вентилятора, $w_{\text{вых}} = V_{\text{в}}/(bb) = 1,5/(0,4 \cdot 0,4) = 9,4$ м/с (здесь b – размер нагнетательного окна вентилятора, м).

Таким образом, суммарная величина потерь напора

$$\Delta p = 284 + 142 + 25,0 + 13 + 1 + 10 = 475 \text{ Па}.$$

Напор вентилятора при температуре воздуха $t = 20$ °С и плотности $\rho_{20} = 1,2$ кг/м³

$$\Delta p_{20} = \Delta p \rho_{20} / \rho_{\text{в}} = 475 \cdot 1,2 / 1,484 = 385 \text{ Па}.$$

Потеря напора соответствует характеристике выбранного ранее вентилятора Ц4-70 № 6,3. Коэффициент полезного действия вентилятора на данном режиме $\eta = 0,7$ (см. прил. 6).

Мощность электродвигателя вентилятора

$$N_{\text{э}} = 1,5 \cdot 385 / 0,7 = 825 \text{ Вт} \approx 0,83 \text{ кВт}.$$

Предварительно принятый теплоприток от электродвигателя вентилятора 1,9 кВт, больше, чем фактический, поэтому уточнения площади поверхности воздухоохладителя производить не следует.

Теплоприток от аппарата может быть отведен компрессорно-конденсаторным агрегатом марки UF-ТК2000 CS фирмы *DORIN*, который обеспечивает на хладоне R404a холодопроизводительность 12,4 кВт при температуре кипения $t_0 = -40$ °С и температуре конденсации $t_{\text{кон}} = 45$ °С.

Возможно также использование компрессорно-конденсаторного агрегата марки LH 135/6H-25.2Y фирмы *BITZER*, который обеспечивает на хладоне R404a холодопроизводительность 11,6 кВт при температуре кипения $t_0 = -40$ °С и температуре конденсации $t_{\text{кон}} = 43$ °С.

Коэффициент рабочего времени выбранного компрессорно-конденсаторного агрегата

$$b_{\phi} = 10,1 / 12,4 \approx 0,85.$$

2.7. Расчет аппарата замораживания в жидком хладоносителе

Исходные данные. Аппарат, предназначенный для замораживания предварительно охлажденной, упакованной в полиэтиленовую пленку кури, имеет производительность $G = 300 \text{ кг/ч} = 0,083 \text{ кг/с}$. Начальная температура продукта $t_n = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная – $t_k = -18 \text{ }^\circ\text{C}$. В качестве хладоносителя используем 29 %-й раствор хлористого кальция при его средней температуре $t_{s \text{ ср}} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$. Эскиз аппарата приведен на рис. 19.

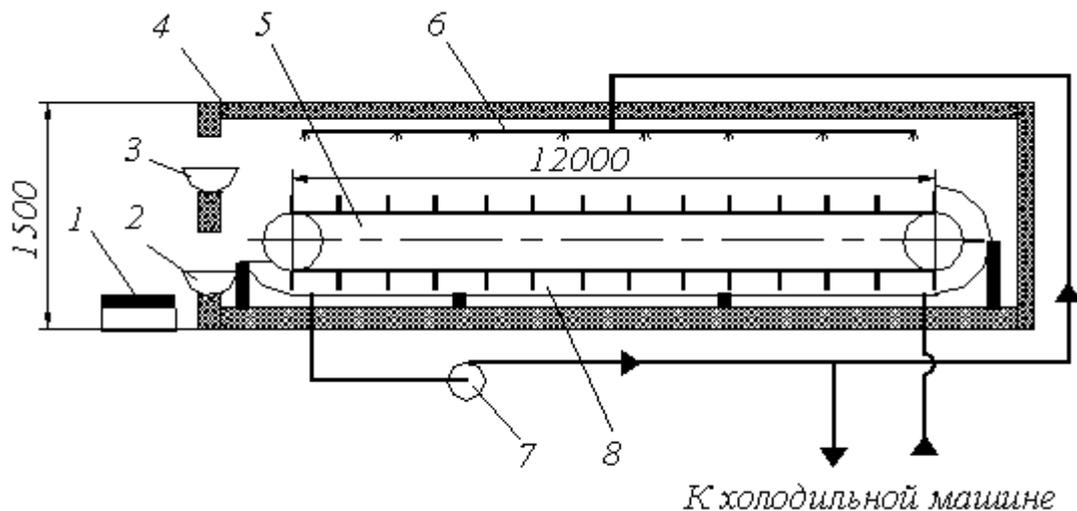


Рис. 19. Схема аппарата для замораживания птицы в жидком хладоносителе:
1 – разгрузочный конвейер; 2 – разгрузочное устройство с гидрозатвором; 3 – загрузочное устройство с гидрозатвором; 4 – корпус аппарата; 5 – грузовой конвейер; 6 – коллектор с форсунками; 7 – ванна с хладоносителем; 8 – насос хладоносителя

Требуется: определить продолжительность замораживания птицы, вместимость и ориентировочные размеры аппарата, тепловую нагрузку на испаритель; подобрать холодильную машину для обеспечения работы аппарата.

Расчет продолжительности замораживания тушки птицы затруднен из-за сложной геометрической формы и отсутствия экспериментальных данных по интенсивности теплоотдачи при орошении тел аналогичной формы. В данной задаче продолжительность замораживания можно рассчитать, например, используя методику [8], программу на ЭВМ (см. прил. 17) или формулу Планка для шара. Эквивалентный диаметр шара определяется из тех соображений, что масса тушки птицы составляет обычно $g_{пт} = 1,0\text{--}1,3 \text{ кг}$, а плотность мяса птицы $\rho_{пт} = 1050 \text{ кг/м}^3$. Примем объем одной тушки массой $g_{пт} = 1,2 \text{ кг}$ равным $v_{пт} = g_{пт}/\rho_{пт} = 1,2/1050 = 0,00114 \text{ м}^3$. Тогда шар, имеющий такой объем, должен иметь диаметр $d_3 = (6v_{пт}/\pi)^{0,33} = (6 \cdot 0,00114/\pi)^{0,33} = 0,124 \text{ м}$.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности птицы к хладоносителю принимают одинаковым как на верхней, так и на нижней ветвях конвейера и рассчитывают для условий погружения птицы в жидкий хладоноситель. Теплообмен на верхней ветви при контакте более теплой птицы с орошающей её жидкостью можно считать более интенсивным по сравнению с фильтрацией при малой скорости циркуляции на нижней ветви. Следовательно, расчет для условий погружения (несколько худших по интенсивности) создает некоторый запас времени для компенсации неточности расчета.

Число Рейнольдса при движении птицы, погруженной в жидкий хладоноситель, конвейером с перегородками должен учитывать порозность продукта. Порозность – это отношение свободного от птицы объема секции (кармана) конвейера к его полному геометрическому объему. Для аппаратов подобной конструкции порозность находится в пределах $\varepsilon = 0,4–0,6$. Средняя скорость движения хладоносителя в ванне аппарата практически определяется скоростью конвейера и составляет $w_{пт} = 0,003–0,007$ м/с. Кинематическая вязкость хлористого кальция $\nu_s = 13 \cdot 10^{-6}$ м²/с при $t_{s, cp} = -35$ °С [5].

Тогда

$$Re = w_{пт} d_3 / (\varepsilon \nu_s) = 0,005 \cdot 0,12 / (0,5 \cdot 13 \cdot 10^{-6}) = 90.$$

Это значение показывает, что течение имеет ламинарный режим, для которого число Грасгофа можно определить по зависимости

$$Gr = g d_3^3 \Delta T / (\beta_s \nu_s^2) = 9,81 \cdot 0,12^3 \cdot 10 / (240 (13 \cdot 10^{-6}))^2 = 4 \cdot 10^6,$$

где β_s – коэффициент объемного расширения хладоносителя, $\beta_s = 1/240$ °С⁻¹; ΔT – разность температур продукта и охлаждающей среды (величина переменная в разных частях аппарата), в первом приближении принимаем $\Delta T = 10$ °С.

Число Прандтля для хлористого кальция при $t_{s, cp} = -35$ °С равно $Pr = 95$ [1]. Для условия $GrPr = 4 \cdot 10^6 \cdot 95 = 4 \cdot 10^8 > 10^5$ уравнение подобия имеет вид

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} = 0,15 \cdot 90^{0,33} (4 \cdot 10^6)^{0,1} 95^{0,43} = 25.$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности птицы к хладоносителю определяют из полученного значения числа Нуссельта при теплопроводности хлористого кальция $\lambda_s = 0,5$ Вт/(м·К) [5]

$$\alpha = Nu \lambda_s / d_3 = 25 \cdot 0,5 / 0,12 = 104 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При расчете продолжительности замораживания упакованного продукта в формулу Планка вводят соотношение δ_y/λ_y , учитывающее термическое сопротивление полиэтиленовой пленки. Толщина упаковки $\delta_y = 1$ мм, а теплопроводность $\lambda_y = 0,2$ Вт/(м·К) (прил. 20). Удельная теплота замораживания птицы при заданных условиях её холодильной обработки составляет $q_3 = i_n - i_k = 246 - 5 = 241$ кДж/кг (см. прил. 3). Криоскопическая температура мяса птицы $t_{кр} = -1,5$ °С, теплопроводность замороженного мяса птицы $\lambda_3 = 1,3$ Вт/(м·К). Тогда продолжительность замораживания

$$\begin{aligned} \tau &= q_3 \rho_{пр} d_3 (d_3/4\lambda_3 + 1/\alpha + \delta_y/\lambda_y)/6(t_{кр} - t_s) = \\ &= 241 \cdot 000 \cdot 1050 \cdot 0,12 / ((-1,5 + 35) \cdot 6) (0,12/(4 \cdot 1,3) + (1/100 + 0,001/0,2)) = \\ &= 5740 \approx 5800 \text{ с.} \end{aligned}$$

Вместимость аппарата составит

$$M = G\tau = 0,083 \cdot 5800 = 500 \text{ кг.}$$

В подобных аппаратах используют конвейерные ленты шириной 0,5 м, на которых располагают по 4 тушки ($n_{пт} = 4$). Перегородки на конвейерной ленте имеют высоту 0,15 м и укреплены с шагом $S_{п} = 0,12$ м.

Ширина аппарата с учетом зазоров (0,02 м) и толщины теплоизоляционной конструкции (0,2 м) составит $B_a \approx 1$ м.

Длина конвейера аппарата

$$L_k = MS_{п}/n_{пт} g_{пт} = 500 \cdot 0,12 / (4 \cdot 1,2) = 12 \text{ м.}$$

Длину аппарата вычисляем с учетом диаметров приводного и ведомого барабанов (0,5 м), высоты перегородки, зазоров и толщины теплоизоляционной конструкции, а также того, что конвейер работает двумя ветвями

$$L_a = 12/2 + 0,5 + 2 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,2 = 7,2 \text{ м.}$$

Высоту аппарата определяют учитывая возможности удобства его эксплуатации, поэтому ориентировочно принимаем $H_a = 1,5$ м.

Тепловая нагрузка на испаритель холодильной машины определяется, в основном, теплопритоком от замораживаемого продукта. Поэтому теплоприток через ограждающие конструкции аппарата и эксплуатационные теплопритоки оценим как $0,15Q_2$. В этом случае суммарная тепловая нагрузка

$$Q_0 = 1,15 Gq_3 = 1,15 \cdot 0,083 \cdot 241 = 23 \text{ кВт.}$$

Объемную подачу насоса, обеспечивающего циркуляцию хладоносителя находим, предполагая его нагрев в аппарате на $\Delta t_s = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ и учитывая теплоемкость хладоносителя $c_s = 2,8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ при средней температуре хладоносителя $t_s = -35 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$V_s = Q_0 / c_s \rho_s \Delta t_s = 23 / (2,8 \cdot 1020 \cdot 2) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \approx 15 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Теплопередающую площадь испарителя определяют, принимая коэффициент теплопередачи испарителя $k_0 = 300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$, а температурный перепад между хладоносителем и кипящим холодильным агентом $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$F_0 = 23 \text{ 000} / (300 \cdot 5) \approx 16 \text{ м}^2.$$

Аппарат будет обслуживать испаритель марки ИПТ-25, имеющий теплообменную площадь 32 м^2 . Так как установка для замораживания птицы работает, как правило, одну или две смены в сутки, можно установить для производства холода один компрессорно-конденсаторный агрегат. При температуре кипения хладона $22 \text{ минус } 40 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре воды, поступающей на конденсатор, не более $25 \text{ }^\circ\text{C}$, агрегат АК110-2-3 обеспечивает холодопроизводительность 24 кВт и $\epsilon_{\text{ф}} = 23/24 \approx 1$.

2.8. Расчет криоморозильного аппарата

Исходные данные. Криоморозильный аппарат для замораживания антрекотов посредством азота имеет производительность $G = 300 \text{ кг/ч} = 0,083 \text{ кг/с}$. Начальная температура продукта $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная $t_k = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Размеры антрекотов: $l_a = 0,2 \text{ м}$, $b_a = 0,1 \text{ м}$, $\delta_a = 0,02 \text{ м}$.

Требуется: определить продолжительность замораживания антрекотов, вместимость аппарата и его габаритные размеры, скорость движения ленты транспортера, тепловую нагрузку на аппарат, полный и удельный расход жидкого азота; подобрать циркуляционный вентилятор по объемному потоку и развиваемому напору; выбрать отсасывающий вентилятор.

Рассчитывается аппарат с тремя зонами: предварительного охлаждения, замораживания, выравнивания температур. В первой зоне аппарата в качестве теплоотводящей среды используется газообразный азот, нагревающийся до $t_y = -30 \text{ }^\circ\text{C}$. В практике проектирования подобных аппаратов

полагают, что в зоне предварительного охлаждения происходит снижение температуры продукта до среднеобъемной, близкой к 0 °С.

Удельную теплоту, отводимую из первой зоны, определяют по разности энтальпий (см. прил. 3), учитывая изменение температуры антрекотов от 20 до 0 °С

$$q_{31} = 295 - 232 = 63 \text{ кДж/кг.}$$

Удельную теплоту, отводимую в зоне замораживания, рассчитывают предполагая, что происходит снижение температуры антрекотов до среднеобъемной. Принимая среднеобъемную температуру конца замораживания равной минус 12 °С,

$$q_{32} = 232 - 22 = 210 \text{ кДж/кг.}$$

Домораживание продукта от минус 12 до минус 20 °С происходит в зоне выравнивания температуры

$$q_{33} = 22 - 0 = 22 \text{ кДж/кг.}$$

Скорость движения газообразного азота в криоморозильном аппарате рекомендуется принимать при замораживании мелкоштучных продуктов, в диапазоне $w_N = 10\text{--}15$ м/с. Исключение составляет зона выравнивания температуры продукта, где движение азота не организовано.

Общий теплоприток в аппарат с учетом дополнительных теплопритоков

$$Q_0 = 1,1G (q_{31} + q_{32} + q_{33}) = 1,1 \cdot 0,083 (63 + 210 + 22) = 28 \text{ кВт.}$$

Удельная массовая холодопроизводительность азота складывается из теплоты парообразования и теплоты перегрева пара от температуры насыщения ($t_0 = -196$ °С) до температуры уходящего из аппарата азота ($t_y = -30$ °С)

$$q_N = r + c_N(t_y - t_0) = 197,6 + 1,05 (-30 - (-196)) = 365 \text{ кДж/кг,}$$

где r – удельная теплота парообразования жидкого азота, кДж/кг [2].

Расход жидкого азота

$$G_N = Q_0/q_N = 28/365 = 0,073 \text{ кг/с.}$$

Удельный расход азота на 1 кг замороженного продукта

$$g_N = G_N/G = 0,073/0,083 = 0,9 \text{ кг/с.}$$

Продолжительность нахождения антрекотов в зоне предварительного охлаждения складывается из времени охлаждения поверхности продукта до криоскопической температуры и времени понижения среднеобъемной температуры до 0 °С. Продолжительность охлаждения поверхности антрекота до криоскопической температуры определяем по методике [1] с использованием чисел Био ($Bi = \alpha b_a/\lambda_a$) и Фурье ($Fo = a_a\tau/\delta_a^2$), а также графиков безразмерной температуры $\theta = 1 - ((t_k - t_{31})/(t_n - t_{31}))$ (см. прил. 15). Определяющим размером при одностороннем обдуве продукта является толщина антрекота $\delta_a = 0,02$ м. По прил. 8 и 13 определим параметры антрекота при температуре $t_n = 20$ °С: теплопроводность $\lambda_a = 0,5$ Вт/(м·К), теплоемкость $c_a = 3,4$ кДж/(кг·К), плотность $\rho_a = 1030$ кг/м³. Температуропроводность антрекота находится по зависимости

$$a_a = \lambda_a/\rho_a c_a = 0,5/1030 \cdot 3,4 \cdot 10^3 = 1,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Для определения средней температуры азота в зоне предварительного охлаждения считаем, что из зоны удаляется отсасывающим вентилятором азот с температурой $t_y = -30$ °С. Температуру азота, поступающего в зону предварительного охлаждения из зоны замораживания, определяем из теплового баланса

$$t_{32} = t_y - Q_{31}/(G_N c_N) = -30 - 6/(0,073 \cdot 1,05) = -112 \text{ °С,}$$

где Q_{31} – теплоприток в зоне предварительного охлаждения, $Q_{31} = Gq_{31} = 0,083 \cdot 63 = 6$ кВт; G_N – массовый поток азота через зону предварительного охлаждения, кг/с; принимаем равным массе подаваемого в аппарат жидкого азота; c_N – теплоемкость азота при средней температуре азота в аппарате $t_N = (-30 + (-196))/2 = -113$ °С, $c_N = 1,05$ (прил. 21).

Средняя температура азота в зоне предварительного охлаждения

$$t_{31} = (t_y - t_{32})/2 = (-30 + (-112))/2 = -71 \text{ °С.}$$

Коэффициент теплоотдачи от антрекота к циркулирующему азоту определяем, принимая скорость движения азота $w = 10$ м/с. Теплофизические характеристики азота принимаем по прил. 21: плотность $\rho_N = 1,6$ кг/м³; динамический коэффициент вязкости $\mu_N = 13,6 \cdot 10^{-6}$ Па·с; теплопроводность пара $\lambda_N = 0,019$ Вт/(м·К). Число Рейнольдса при продольном движении азота в аппарате (определяющий размер антрекота – его ширина, $b_a = 0,1$ м)

$$Re = w_N b_a \rho_N / \mu_N = 10 \cdot 0,1 \cdot 1,6 / 13,6 \cdot 10^{-6} = 120\,000.$$

Число Прандтля при средней температуре азота $t_{31} = -71$ °С равно 0,8 (см. прил. 21). Число Нуссельта для движения газа в узком канале определяем по зависимости

$$Nu = 0,03 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,03 \cdot 120\,000^{0,8} \cdot 0,8^{0,43} = 230.$$

Коэффициент теплоотдачи от продукта в зоне предварительного охлаждения

$$\alpha = Nu \lambda_N / b_a = 230 \cdot 0,019 / 0,1 = 43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тогда число Био $Bi = 43 \cdot 0,1 / 0,5 = 8$, а относительная температура

$$\theta = 1 - (-2 - (-71)) / (20 - (-71)) = 0,2.$$

Продолжительность охлаждения поверхности антрекота до криоскопической температуры ($t_{кр} = t_k = -2$ °С)

$$\tau_1 = Fo \delta_a^2 / a_a = 0,001 \cdot 0,02^2 / (1,4 \cdot 10^{-7}) = 3 \text{ с}.$$

Продолжительность понижения среднеобъемной температуры антрекота до 0 °С точно рассчитать затруднительно. Для решения этой задачи используем формулу Планка для замораживания пластины. Параметры, входящие в расчетную зависимость: удельная теплота $q_{31} = 63$ кДж/кг; плотность антрекота $\rho_a = 1030$ кг/м³; теплопроводность антрекота принимаем средней между охлажденным и замороженным $\lambda_a = (\lambda_{ох} + \lambda_3) / 2 = (0,5 + 1,3) / 2 = 0,9$ Вт/(м·К); коэффициенты формы $P = 0,1037$ и $R = 0,3846$ при $\beta_1 = 0,2 / 0,02 = 10$ и $\beta_2 = 0,1 / 0,02 = 5$ (см. прил. 16)

$$\tau_2 = 63\,000 \cdot 1030 \cdot 0,02 (0,3846 \cdot 0,02 / 0,9 + 0,1037 / 43) / (0 + 71) = 180 \text{ с.}$$

Оценка времени охлаждения поверхности антрекотов в криоморозильном аппарате, отличающемся высокой интенсивностью процесса, некорректна, так как находится в пределах точности расчета общего времени пребывания антрекота в зоне предварительного охлаждения.

Продолжительность пребывания продукта в зоне замораживания находим, полагая, что газообразный азот удаляется из неё с ранее определенной температурой $t_{32} = -112 \text{ }^\circ\text{C}$, а поступает с температурой на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ выше температуры насыщения, т. е. с $t_3 = -186$. Тогда средняя температура азота в зоне замораживания $t_3 = (t_{32} + t_0) / 2 = (-112 + (-186)) / 2 \approx -150 \text{ }^\circ\text{C}$. По этому значению принимаем теплофизические параметры (см. прил. 21): динамический коэффициент вязкости $\mu_N = 9,7 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, плотность пара $\rho_N = 2,7 \text{ кг}/\text{м}^3$, теплопроводность пара $\lambda_N = 0,013 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, число Прандтля $Pr = 0,8$. Определяем число Рейнольдса

$$Re = w_N b_a \rho_N / \mu_N = 10 \cdot 0,1 \cdot 2,7 / 9,7 \cdot 10^{-6} = 270\,000.$$

Число Нуссельта

$$Nu = 0,03 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,03 \cdot 270\,000^{0,8} \cdot 0,8^{0,43} = 420.$$

Коэффициент теплоотдачи от антрекота к азоту

$$\alpha = Nu \lambda_N / b_a = 420 \cdot 0,013 / 0,1 = 55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Продолжительность пребывания антрекота в зоне замораживания согласно формуле Планка

$$\tau_3 = 210\,000 \cdot 1030 \cdot 0,02 (0,3846 \cdot 0,02 / 1,3 + 0,1037 / 55) / (-2 + 149) = 220 \text{ с.}$$

Продолжительность пребывания антрекота в зоне выравнивания температуры принимаем равной половине времени его нахождения в зоне предварительного охлаждения

$$\tau_4 = \tau_2 / 2 = 180 / 2 = 90 \text{ с.}$$

Общая продолжительность нахождения продукта в аппарате

$$\tau = \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 = 180 + 220 + 90 = 490 \text{ с} = 8,2 \text{ мин.}$$

Тогда вместимость аппарата будет равна $M = 0,083 \cdot 490 \approx 40$ кг. Плотность загрузки продуктом, отнесенная к 1 м^2 площади ленты конвейера при ширине ленты $b_k = 0,6$ м и укладке антрекотов длинной стороной вдоль ленты, составит по [2] $g_f = 10 \text{ кг/м}^2$. Длина ленты конвейера $L_k = M/(g_f b_k) = 40/(10 \cdot 0,6) = 6,5$ м. Скорость движения ленты конвейера $w_k = L_k/\tau = 6,5/8,2 = 0,8$ м/мин.

Габариты аппарата принимаем с учетом следующих соображений. Длина с учетом диаметра барабана конвейера (0,4 м), двух зазоров ($2 \cdot 0,1$ м) и толщины теплограждающей конструкции (0,3 м) составит $L_{\text{ап}} = 6,5 + 0,4 + 2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,3 = 8$ м. Ширина аппарата $B_{\text{ап}} = 0,6 + 2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,3 = 1,5$ м. Высота аппарата зависит от конструктивных особенностей, удобства обслуживания, размеров вентиляторов и необходимости создания расчетной скорости движения азота вдоль конвейера.

Объемный поток газообразного азота в зоне предварительного охлаждения

$$V_N = G_N v_N = 0,073 \cdot 0,74 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с},$$

где v_N – удельный объем азота при $t_y = -30$ °С (см. прил. 21).

Необходимое сечение канала для циркуляции азота определяем из уравнения сплошности $S_k = V_N/w_N = 0,054/10 = 0,0054 \text{ м}^2$. Порозность укладки продукта $\varepsilon = 1 - g_f/(\rho_a \delta_a) = 1 - 10/(1030 \cdot 0,02) = 0,5$. Живое сечение для прохода азота в слое продукта $S_{\text{ж}} = b_k \delta_a \varepsilon = 0,6 \cdot 0,02 \cdot 0,5 = 0,006 \text{ м}^2$. Необходимая высота канала

$$h_k = \delta_a + (S_k - S_{\text{ж}})/b_k = 0,02 + (0,0054 - 0,006)/0,6 = 0,019 \text{ м}.$$

Полученный результат невозможно осуществить конструктивно, так как $h_k < \delta_a$. Можно уменьшить ширину ленты, принимая $b_k = 0,4$ м. При высоте канала $h_k \geq 0,03$ м получим сечение канала $S_k = b_k h_k = 0,4 \cdot 0,03 = 0,012 \text{ м}^2$. Антрекоты в количестве трех штук займут площадь $S_a = 3 \cdot 0,1 \cdot 0,02 = 0,006 \text{ м}^2$, а живое сечение для прохода азота при этом останется $S_{\text{ж}} = 0,006 \text{ м}^2$. Тогда действительная скорость движения азота в зоне предварительного охлаждения будет $w_{N\text{д}} = 0,054/0,006 = 9$ м/с. Учитывая сложность точного расчета продолжительности пребывания антрекотов в этой зоне, отклонение от принятой ранее скорости ($w_N = 10$ м/с) можно считать допустимым. Длина более узкой ленты конвейера $L_k = M/(3b_k) = 40/(3 \cdot 0,4) = 8$ м.

В зоне замораживания будет организована рециркуляция азота, что приведет к возрастанию температуры газообразного азота с уровня

$t_{31} = -186 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{32} = -112 \text{ }^\circ\text{C}$, при этом средняя температура достигнет $t_3 = -149 \text{ }^\circ\text{C}$. Удельная теплота, воспринимаемая нагревающимся азотом, $q_{N2} = c_N(t_{32} - t_{31}) = 1,05(-112 - (-186)) = 74 \text{ кДж/кг}$. Массовый поток азота, циркулирующий в зоне замораживания, $G_{N_3} = Gq_{32}/q_{N2} = 0,083 \cdot 210/74 = 0,24 \text{ кг/с}$. При плотности азота $\rho_N = 2,7 \text{ кг/м}^3$, объемный поток в зоне замораживания $V_{N3} = 0,24/2,7 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}$. Сечение канала в этой зоне составит $S_k = S_{ж} + S_a = 0,006 + 0,006 = 0,012 \text{ м}^2$, а высота канала будет равна $h_k = S_k/b_k = 0,012/0,4 = 0,03 \text{ м}$. Эскиз аппарата приведен на рис. 20.

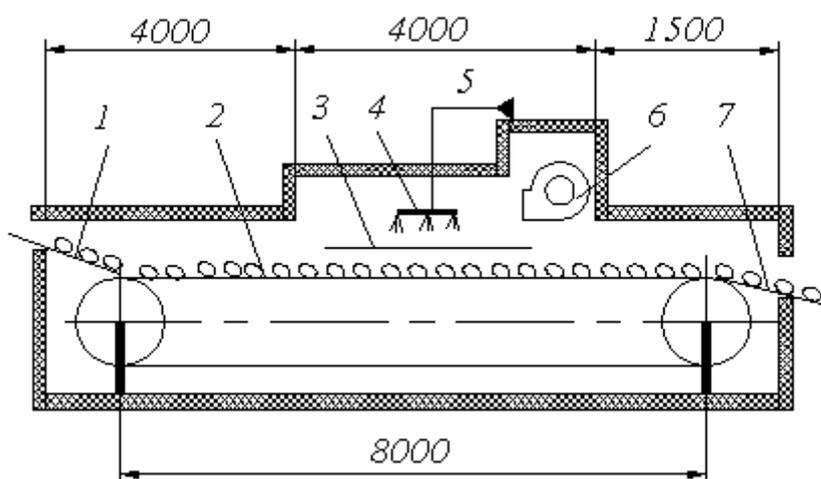


Рис. 20. Криоморозильный аппарат:

- 1 – узел загрузки; 2 – грузовой конвейер; 3 – перегородка; 4 – коллектор с форсунками;
 5 – трубопровод подачи жидкого азота; 6 – вентилятор; 7 – узел разгрузки;
 8 – теплоизолированный корпус аппарата

Аэродинамическое сопротивление движению азота в зоне замораживания состоит из потерь напора на трение у антрекотов $\Delta p_{тр}$, потерь напора на повороты $\Delta p_{п}$, потерь напора на входе в вентилятор $\Delta p_{вх}$

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{п} + \Delta p_{вх}.$$

Потери напора при движении азота в канале у антрекотов

$$\Delta p_{тр} = \xi_a z_a \rho_N w_{Nd}^2 / 2 = 0,3 \cdot 12 \cdot 2,7 \cdot 9^2 / 2 = 400 \text{ Па},$$

где z_a – количество антрекотов на пути движения азота (в зоне замораживания на ленте можно разместить 12 шт.); ξ_a – коэффициент местного сопротивления у продукта; $\rho_N = 2,7 \text{ кг/м}^3$ – плотность пара азота

$$\begin{aligned}\xi_a &= (1 - (2\delta_a - \delta_a(1 - \varepsilon))/(2\delta_a)) + (1 - (2\delta_a - \delta_a(1 - \varepsilon))/(2\delta_a))^2 = \\ &= (1 - (2 \cdot 0,02 - 0,02(1 - 0,5))/(2 \cdot 0,02)) + \\ &+ (1 - (2 \cdot 0,02 - 0,02(1 - 0,5))/(2 \cdot 0,02))^2 = 0,3.\end{aligned}$$

Потери напора на трех поворотах

$$\Delta p_{\pi} = \xi_{\pi} n_{\pi} \rho_N (w_{\pi})^2 / 2 = 1,5 \cdot 3 \cdot 2,7 \cdot 2,25^2 / 2 = 31 \text{ Па},$$

где $\xi_{\pi} = 1,5$ – коэффициент местного сопротивления поворота [6]; n_{π} – число поворотов, $n_{\pi} = 3$, согласно рис. 20; w_{π} – скорость азота на поворотах, $w_{\pi} = V_{N3}/S_{\pi} = 0,09/0,04 = 2,25$ м/с; S_{π} – сечение поворота, $S_{\pi} = (h_k - \delta_a) b_k = (0,03 - 0,02) \cdot 0,4 = 0,004$ м².

Предварительно принимаем к установке центробежные вентиляторы марки Ц4-70 № 3,2.

Потери напора во всасывающем окне вентилятора при $d_{\text{вх}} = 0,32$ м

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \rho_N (w_{\text{вх}})^2 / 2 = 0,5 \cdot 2,7 \cdot 1,2^2 / 2 = 1 \text{ Па},$$

где $\xi_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления на входе, $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ [6]; $w_{\text{вх}}$ – скорость во всасывающем окне, $w_{\text{вх}} = 4 \cdot 0,09 / (\pi \cdot 0,32^2) = 1,2$ м/с.

При объемной подаче $V_N = 0,09$ м³/с и развиваемом напоре $\Delta p = (400 + 31 + 1) \cdot 1,1 = 432$ Па, принятый к установке вентилятор Ц4-70 № 3,2 имеет КПД $\eta = 0,4$, а потребляемая его электродвигателем мощность составляет

$$N_s = 0,09 \cdot 432 / 0,4 \approx 100 \text{ Вт} = 0,1 \text{ кВт}.$$

Аэродинамическое сопротивление канала для удаления азота принимаем 50 Па (при длине канала около 30 м).

Принимаем к установке центробежный вентилятор марки Ц4-70 № 2,5. Скорость во входном окне вентилятора ($d_{\text{вх}} = 0,25$ м) составляет $w_{\text{вх}} = 4 \cdot 0,054 / (\pi \cdot 0,25^2) = 1,5$ м/с. Тогда

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \rho_N (w_{\text{вх}})^2 / 2 = 0,5 \cdot 1,7 \cdot 1,5^2 / 2 = 1 \text{ Па}.$$

При объемной подаче $V_N = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}$ и развиваемом напоре $\Delta p = (50 + 1) = 51 \text{ Па}$ принятый к установке вентилятор Ц4-70 № 2,5 имеет коэффициент полезного действия $\eta = 0,35$, а потребляемая его электродвигателем мощность составляет

$$N_3 = 0,054 \cdot 51 / 0,35 \approx 0,8 \text{ кВт} \approx 0,8 \text{ Вт}.$$

Суммарная мощность, потребляемая двумя вентиляторами, $0,1 + 0,8 = 0,9 \text{ кВт}$, что значительно меньше принятого ранее теплового эквивалента $Q_{\text{эд}} = 2,8 \text{ кВт}$.

+

3. ОБОРУДОВАНИЕ КАМЕР ХРАНЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

3.1. Расчет воздушной завесы

Исходные данные. Из технологического цеха в камеру краткосрочного хранения масла с $t_{\text{пм}} = -5$ °С ведет дверь, имеющая ширину $B = 2,3$ м и высоту $H = 2,2$ м. По нормативам в технологическом цехе температура воздуха не должна превышать $t_{\text{ц}} = 28$ °С. Плотность воздуха, соответственно, для условий камеры и цеха составляет $\rho_{\text{пм}} = 1,3$ кг/м³, $\rho_{\text{ц}} = 1,2$ кг/м³.

Требуется: определить технические характеристики завесы; оценить эффективность завесы.

Для воздушных завес холодильных камер рекомендуется отношение величины сечения щели завесы, из которой выходит воздух, к площади дверного проема, $F_{\text{щ}}/F_{\text{дв}} = 1/30-1/50$. Примем отношение $F_{\text{щ}}/F_{\text{дв}} = 1/50$ и определим площадь сечения щели

$$F_{\text{щ}} = (2,3 \cdot 2,2)/50 = 0,1 \text{ м}^2.$$

Поскольку длина щели практически равна ширине дверного проема, то ширина щелевого сопла составляет $b = 2b_0 = 0,1/2,3 = 0,044$ м. Функция воздушной завесы заключается в уменьшении проникновения холодного воздуха из охлаждаемого помещения. Это может быть достигнуто направлением выхода воздуха из щели завесы в сторону камеры под углом 30° и созданием движения воздуха у пола, т. е. на расстоянии от щели $H = 2,2$ м, при этом скорость движения воздуха должна быть не менее $w_{\text{п}} = 0,5$ м/с. Для плоской струи примем значение коэффициента турбулентной структуры $a_{\text{т}} = 0,2$ [3]. Тогда скорость воздуха на выходе из щели

$$w_0 = w_{\text{п}} (a_{\text{т}} H/b_0 + 0,41)^{0,5} / 0,82 = 0,5 (0,2 \cdot 2,2/0,022 + 0,41)^{0,5} / 0,82 = 2,8 \text{ м/с}.$$

Объемный расход воздуха через щелевое сопло завесы

$$V_3 = F_{\text{щ}} w_0 = 0,1 \cdot 2,8 = 0,28 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный поток воздуха у пола камеры определяем по зависимости для плоской свободной струи [3]

$$V_{\text{стр}} = 1,2 V_3 (a_{\text{т}} H/b_0 + 0,41)^{0,5} = 1,2 \cdot 0,28 (0,2 \cdot 2,2/0,022 + 0,41)^{0,5} = 1,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Считаем, что количество подсасываемого воздуха из цеха $V_{ц}$ и уходящего из камеры $V_{пм}$, примерно одинаково. Тогда

$$V_{ц} = V_{пм} = (V_{стр} - V_3)/2 = (1,5 - 0,28)/2 = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Температуру воздушной струи находим из уравнения теплового баланса

$$t_{стр} = ((V_{ц} + V_3) t_{ц} + V_{пм} t_{пм})/V_{стр} = ((0,6 + 0,28) 28 + 0,6 (-5))/1,5 = 13 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Величину теплопритока в камеру Q_3 при работающей воздушной завесе определяют как тепловую нагрузку, идущую на охлаждение воздуха, который подается в завесу и подсасывается к ней из технологического цеха

$$Q_3 = (\beta - 1) V_3 \rho_{ц} c_{ц} (t_{стр} - t_{пм})/2 = (5,6 - 1) \cdot 0,28 \cdot 1,2 \cdot 1 (13 - (-5))/2 = 14,5 \text{ кВт},$$

где $c_{ц}$ – теплоемкость воздуха технологического цеха (см. прил. 1), кДж/(кг·К); β – коэффициент, зависящий от соотношения размеров дверного проема и щели [3], $\beta = 1,69 (a_T H/b + 0,2)^{0,5} = 1,69 \cdot (0,2 \cdot 2,2/0,044 + 0,2)^{0,5} = 5,6$.

Объемный поток воздуха через открытую дверь, не имеющую завесы, определим по зависимости [3]

$$V_{дв} = \mu B H [H(1 - (t_{пм} + 273)/(t_{ц} + 273))]^{0,5} = \\ = 0,8 \cdot 2,3 \cdot 2,2 [2,2 (1 - (-5 + 273)/(28 + 273))]^{0,5} = 1,9 \text{ м}^3/\text{с},$$

где μ – коэффициент расхода воздуха через дверной проем для холодильной камеры [5], $\mu = 0,8$.

Теплоприток при отсутствии воздушной завесы

$$Q_{дв} = V_{дв} \rho_{ц} c_{ц} (t_{ц} - t_{пм}) = 1,9 \cdot 1,2 \cdot 1 (28 - (-5)) = 66 \text{ кВт}.$$

Таким образом, функционирование воздушной завесы позволяет уменьшить теплоприток через дверной проем в $Q_{дв}/Q_3 = 66/14,5 = 4,55$ раза.

3.2. Исходные данные к расчету камерных охлаждающих приборов

При расчете системы охлаждения камер хранения с естественной циркуляцией воздуха и с принудительной следует учитывать следующие требования: стабильное поддержание заданных технологическими нормами температурно-влажностных параметров; обеспечение равномерности температурного и влажностного полей по всему охлаждаемому объему; максимально возможную локализацию наружных теплопритоков; достижение минимальных энергетических затрат; рациональное использование грузового объема, т. е. минимальные потери полезного объема помещения на размещение системы охлаждения; реализацию низкой металлоемкости, высокой надежности и безопасности эксплуатации.

При расчете системы для рассматриваемого варианта камеры приняты следующие исходные данные:

- план камеры с указанием ее размеров (L – длина, B – ширина, H – высота) и температур в смежных помещениях (рис. 21);
- температура помещения $t_{\text{пм}} = -20$ °С;
- относительная влажность воздуха $\varphi_{\text{пм}} = 95$ %;
- теплоприток в камеру $Q_0 = 23$ кВт;
- система охлаждения – непосредственная, с насосной подачей жидкого аммиака в камерные охлаждающие приборы;
- расчетная кратность циркуляции $n = 5$;
- вид подачи аммиака в охлаждающие устройства – нижний.

Расчет батарей начинают с предварительного выбора их типа: из гладких стальных труб, из оребренных стальных труб, из гладких стеклянных труб, из медных труб с насадными ребрами, из панельных элементов, из стандартных элементов, из батарей полной заводской готовности. Далее определяют возможность размещения батарей на ограждениях камеры: пристенные, потолочные или комбинация батарей. Предварительно принимают возможные конструкции батарей: однорядные, многорядные, змеевиковые, коллекторные. Намечают возможные размеры батарей (длина, высота), руководствуясь назначением камеры, ее планировкой и размерами, а также видом подаваемой в батареи жидкости (аммиак, хладон, хладоносители).

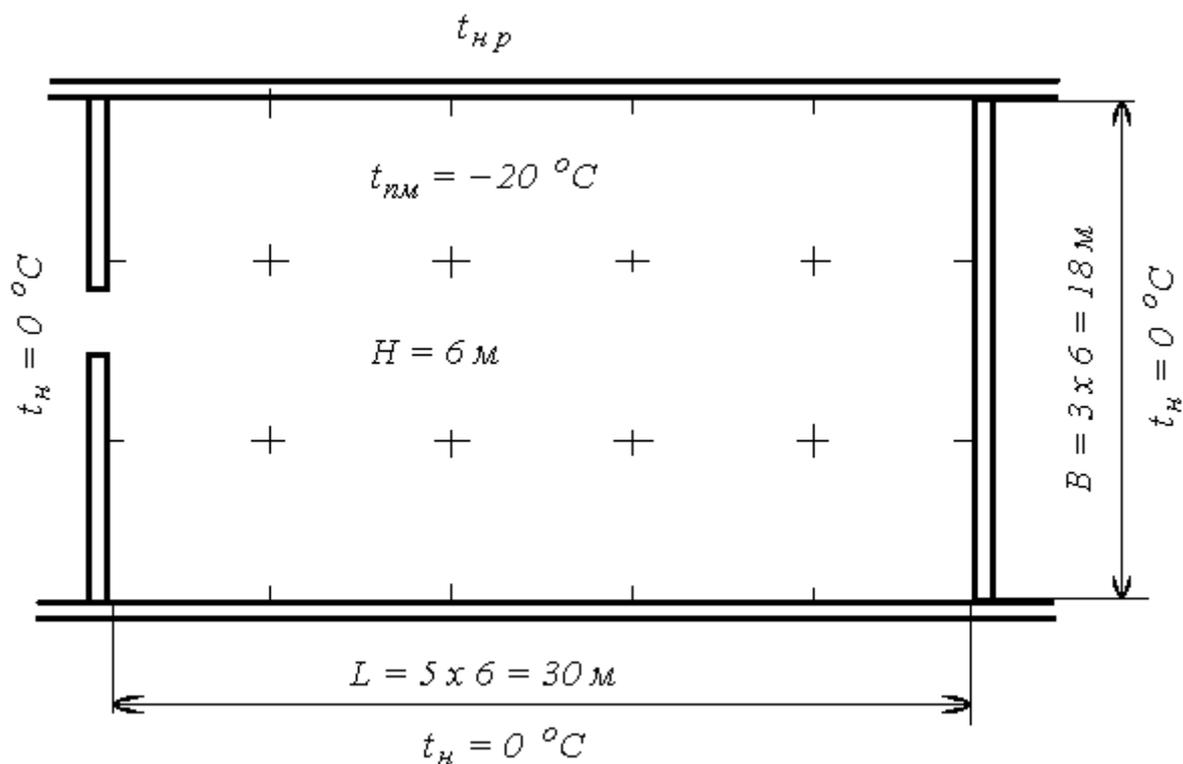


Рис. 21. Холодильная камера

Затем находят расчетную площадь теплопередающей поверхности батарей выбранного типоразмера и общую требуемую площадь теплообмена

$$F_0 = Q_0 / (k \theta),$$

где Q_0 – расчетный теплоприток, Вт; k – коэффициент теплопередачи батарей, значения которого приведены в прил. 22; θ – температурный напор теплообменивающихся сред, обычно $\theta = 7\text{--}10$ °С, а если необходимо уменьшить усушку или существует опасность подмораживания, то $\theta = 4\text{--}6$ °С.

Длину шланга батареи непосредственного охлаждения выбирают не более $L_{ш} = 100$ м с целью снижения потерь давления циркулирующего хладагента. Для батарей с промежуточным хладоносителем выбирают длину шланга в пределах $L_{ш} = 200\text{--}400$ м с целью уменьшения образования воздушных пробок в батареях. Батареи можно изготавливать из труб (см. прил. 5), компоновать из секций (прил. 23) или выбирать необходимое количество батарей из типоразмерного ряда соответствующих фирм (прил. 24) [14] так, чтобы суммарная теплопередающая поверхность была равна или больше расчетной величины F_0 .

3.3. Расчет батареи из гладких труб

Батареи данного типа целесообразно устанавливать в помещениях с интенсивным влаговыделением. Рекомендуется использовать их в системах с промежуточным хладоносителем из-за большой вместимости по холодильному агенту.

Змеевиковые батареи. На рис. 22 видно, что пристенные батареи целесообразно разместить на всех стенах. Чтобы обеспечить равномерность подачи аммиака во все батареи, принимаем, что все пристенные батареи одинаковые и размещены в промежутках между колоннами. Длину пристенной батареи принимаем $l_6 = 5$ м, учитывая отступы от колонн. Тогда максимальное количество труб по высоте батареи $n_{тр} = L_{шт}/l_6 = 100/5 = 20$ шт. Всего можно разместить на стенах $n_6 = 15$ батарей (см. рис. 21). Площадь теплообмена пристенных батарей $F_{пр}$, выполненных из труб $\varnothing 38 \times 2,5$ мм, составит

$$F_{пр} = \pi d_n l_6 n_6 n_{тр} = \pi \cdot 0,038 \cdot 5 \cdot 15 \cdot 20 = 179 \text{ м}^2,$$

где d_n – наружный диаметр трубы, м; $n_{тр}$ – число труб в батарее, n_6 – число батарей.

Холодопроизводительность установленных пристенных батарей при температурном напоре $\theta = 10$ °С и коэффициенте теплопередачи $k_6 = 7$ Вт/(м²·К) составит

$$Q_{пр} = 7 \cdot 179 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 12,5 \text{ кВт}.$$

Таким образом, на долю потолочных батарей остается компенсация теплопритока $Q_{п} = Q_0 - Q_{пр} = 23 - 12,5 = 10,5$ кВт.

Требуемая поверхность потолочных батарей при коэффициенте теплопередачи $k = 7$ Вт/(м²·К) (см. прил. 22) и температурном напоре $\theta = 10$ °С равна

$$F_{п} = 10,5 \cdot 10^3 / (7 \cdot 10) = 150 \text{ м}^2.$$

При длине камеры 30 м (см. рис. 21) можно выполнить батареи длиной $l_6 = 25$ м. Поверхность теплообмена одной трубы размером $\varnothing 38 \times 2,5$ мм длиной $l_{тр} = 25$ м равна

$$f_{тр} = \pi d_n l_{тр} = \pi \cdot 0,038 \cdot 25 = 2,98 \text{ м}^2.$$

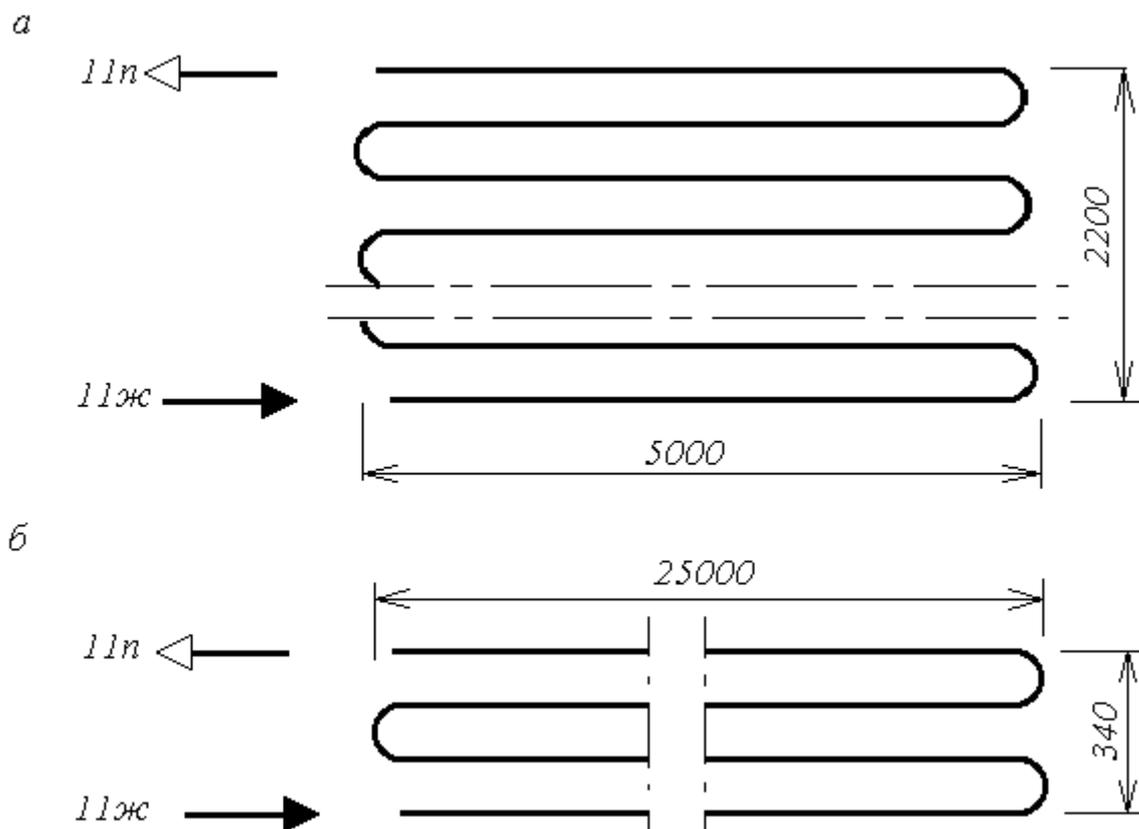


Рис. 22. Батареи змеевиковые из гладких труб:
 а – пристенная батарея; б – потолочная батарея

Требуется разместить $n_{\text{тр}} = 150/2,98 = 50$ шт. В одной змеевиковой батарее может быть $n_{\text{тр}} = 100/25 = 4$ трубы. То есть необходимо выполнить $n_6 = 50/4 = 12$ шт. змеевиковых батарей, с поверхностью теплообмена $f_6 = 2,98 \cdot 4 = 11,9 \text{ м}^2$ каждая.

Высота батареи, при диаметре изгиба одного калача $3d_n$ и при наличии 19 калачей равна $19 \cdot 3 \cdot 0,038 = 2,2 \text{ м}$.

Эскизы пристенной и потолочной батарей приведены на рис. 22, а на рис. 23 показано размещение змеевиковых батарей из гладких труб в камере.

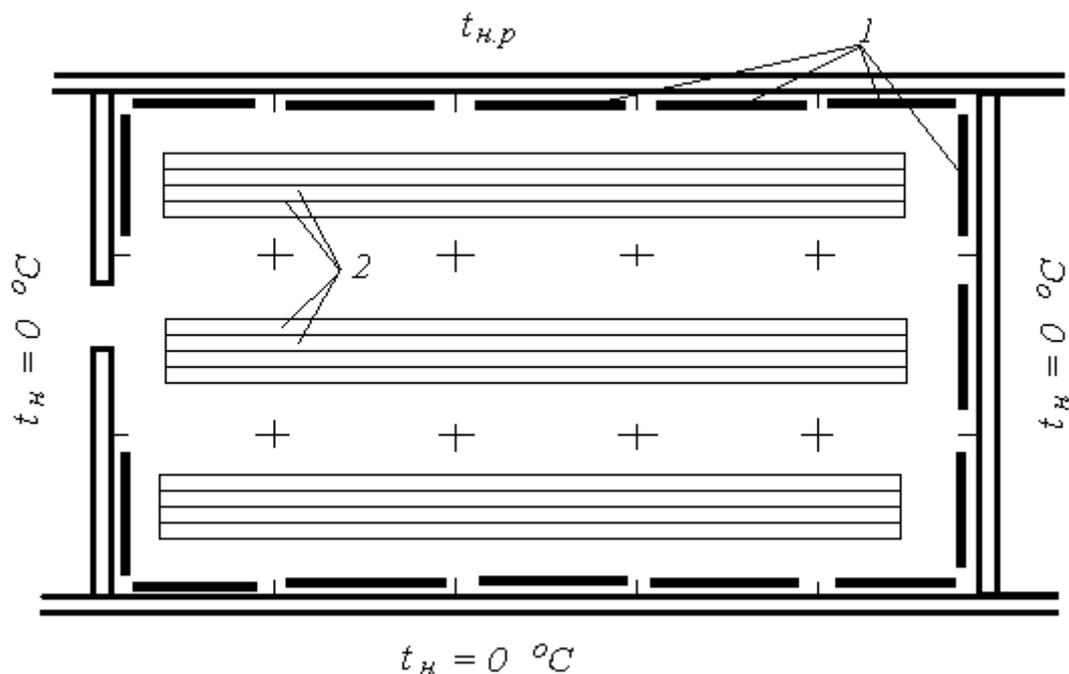


Рис. 23. Размещение змеевиковых гладкотрубных батарей в камере хранения:
1 – пристенные батареи; 2 – потолочные батареи

Масса одной пристенной змеевиковой батареи равна

$$M_{\text{пр}} = n_{\text{тр}} l_{\text{б}} m = 20 \cdot 5 \cdot 2,19 = 219 \text{ кг},$$

где m – масса погонного метра трубы (см. прил. 5).

Масса одной потолочной батареи составляет

$$M_{\text{п}} = 4 \cdot 25 \cdot 2,19 = 219 \text{ кг}.$$

Общая масса батарей достигает $M = 219 \cdot 15 + 219 \cdot 12 = 5913 \text{ кг}$.

Геометрическая вместимость труб одной пристенной змеевиковой батареи равна

$$V_{\text{пр}} = n_{\text{тр}} l_{\text{б}} \pi (d_{\text{н}} - 2\delta)^2 / 4 = 20 \cdot 5 \cdot \pi (0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,085 \text{ м}^3,$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы, м; δ – толщина стенки трубы, м.

Геометрическая вместимость труб одной потолочной батареи составляет

$$V_{\text{п}} = 4 \cdot 25 \cdot \pi (0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,085 \text{ м}^3.$$

Общая геометрическая вместимость труб батарей составит $V = 0,085 \cdot 15 + 0,085 \cdot 12 = 2,3 \text{ м}^3$.

Для расчета потерь давления в пристенной батарее определим сначала ее площадь теплообмена $F_6 = F_{\text{пр}}/n_6 = 179/15 = 11,9 \text{ м}^2$, холодопроизводительность $Q_6 = Q_{\text{пр}}/n_6 = 12,5/15 = 0,83 \text{ кВт}$. Объемный поток пара аммиака

$$V_a = Q_6 v_{\text{п}} / r = 0,83 \cdot 1,2 / 1343 = 0,00074 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $v_{\text{п}}$ – удельный объем пара при температуре кипения [1], $\text{м}^3/\text{кг}$; r – теплота парообразования аммиака, $\text{кДж}/\text{кг}$ [1].

Затем найдем скорость пара в батарее по уравнению сплошности потока

$$w_a = 4V_a / (\pi(d_{\text{н}} - 2\delta)^2) = 0,00074 \cdot 4 / (\pi(0,038 - 2 \cdot 0,0025)^2) = 0,87 \text{ м}/\text{с},$$

где δ – толщина стенки трубы.

Потери давления на трение и на местных сопротивлениях определяются зависимостью вида [3]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= \lambda (l_{\text{ш}} + \Sigma l_3) \rho_{\text{п}} w_a^2 / (2 (d_{\text{н}} - 2\delta)) \Phi = \\ &= 0,03(100 + 19 \cdot 12,5 \cdot 0,038) 1,2 \cdot 0,87^2 / (2(0,038 - 2 \cdot 0,0025)) 7 = 378 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где λ – гидравлический коэффициент трения [3]; Σl_3 – сумма эквивалентных длин местных сопротивлений [3]; Φ – поправочный коэффициент, учитывающий движение парожидкостной смеси (прил. 25); $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара аммиака.

Повышение давления в батарее (при нижней подаче аммиака) за счет статического давления хладагента и потерь давления на трение составит

$$\Delta p = \rho g h_6 (1 - \varphi) + \Delta p_{\text{тр}} = 678 \cdot 9,81 (1 - 0,7) 2,2 + 378 = 4768 \text{ Па},$$

где ρ – плотность жидкого аммиака при температуре кипения, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$; h_6 – высота батареи, м; φ – истинное объемное паросодержание, применительно к условиям эксплуатации холодильных батарей $\varphi = 0,7$.

Повышение температуры кипения аммиака по таблице для насыщенной жидкости [1] составит около $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коллекторные батареи. По эскизу камеры (см. рис. 21) видно, что как и в первом случае, пристенные батареи целесообразно разместить на всех стенах. Чтобы обеспечить равномерность подачи аммиака во все батареи,

принимая условие, что пристенные батареи одинаковые и размещены в промежутках между колоннами. Длина пристенной батареи $l_6 = 5$ м, учитывая отступы от колонн. По конструкции принимаем коллекторную батарею с вертикальными трубами, что благоприятствует движению парожидкостной смеси. Тогда максимальное количество труб по ширине батареи при расстоянии между ними 110 мм будет $n_{\text{тр}} = 5/0,11 - 1 = 44$ шт. Всего можно разместить на стенах $n_6 = 15$ таких батарей. Площадь поверхности теплообмена батарей, выполненных из труб размером $\varnothing 38 \times 2,5$ мм и высотой $h_6 = 2,5$ м, составит

$$F_{\text{пр}} = \pi d_n h_6 n_{\text{тр}} n_6 = \pi 0,038 \cdot 2,5 \cdot 44 \cdot 15 = 196,9 \text{ м}^2.$$

Холодопроизводительность установленных пристенных батарей при коэффициенте теплопередачи $k_6 = 8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

$$Q_{\text{пр}} = 8 \cdot 196,9 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 15,8 \text{ кВт}.$$

Таким образом на долю потолочных батарей остается компенсация теплопритока равного $Q_{\text{п}} = 23 - 15,8 = 7,2 \text{ кВт}$. Требуемая поверхность потолочных батарей при коэффициенте теплопередачи $k = 6,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и температурном напоре $\theta = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ равна

$$F_{\text{п}} = 7,2 \cdot 10^3 / (6,4 \cdot 10) = 112,5 \text{ м}^2.$$

При длине камеры 30 м можно выполнить одну потолочную батарею длиной 25 м. Площадь теплообмена одной трубы размером $\varnothing 38 \times 2,5$ мм и $l_{\text{тр}} = 25$ м равна $f_{\text{тр}} = \pi \cdot 0,038 \cdot 25 = 2,98 \text{ м}^2$. Требуется разместить $n_{\text{тр}} = 112,5/2,98 = 38$ труб, что вполне возможно в одном пролете.

Эскизы коллекторных пристенных и потолочных батарей приведены на рис. 24, а на рис. 25 показано их размещение в камере хранения.

Масса одной пристенной батареи без учета коллекторов $M_{\text{пр}} = 44 \cdot 2,5 \cdot 2,19 = 241 \text{ кг}$.

Масса потолочной батареи $M_{\text{п}} = 38 \cdot 25 \cdot 2,19 = 2081 \text{ кг}$. Общая масса батарей равна $M = 241 \cdot 15 + 1 \cdot 2081 = 5696 \text{ кг}$.

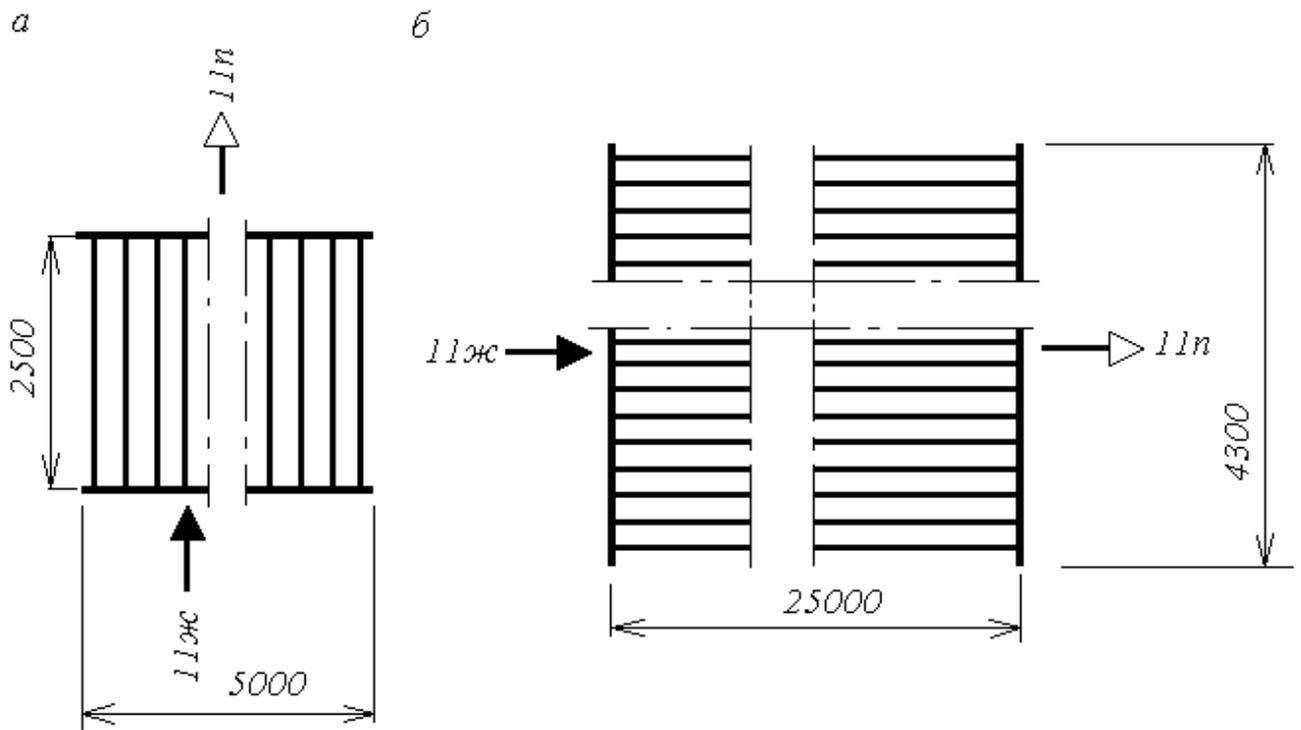


Рис. 24. Батареи коллекторные из гладких труб:
 а – пристенная батарея; б – потолочная батарея

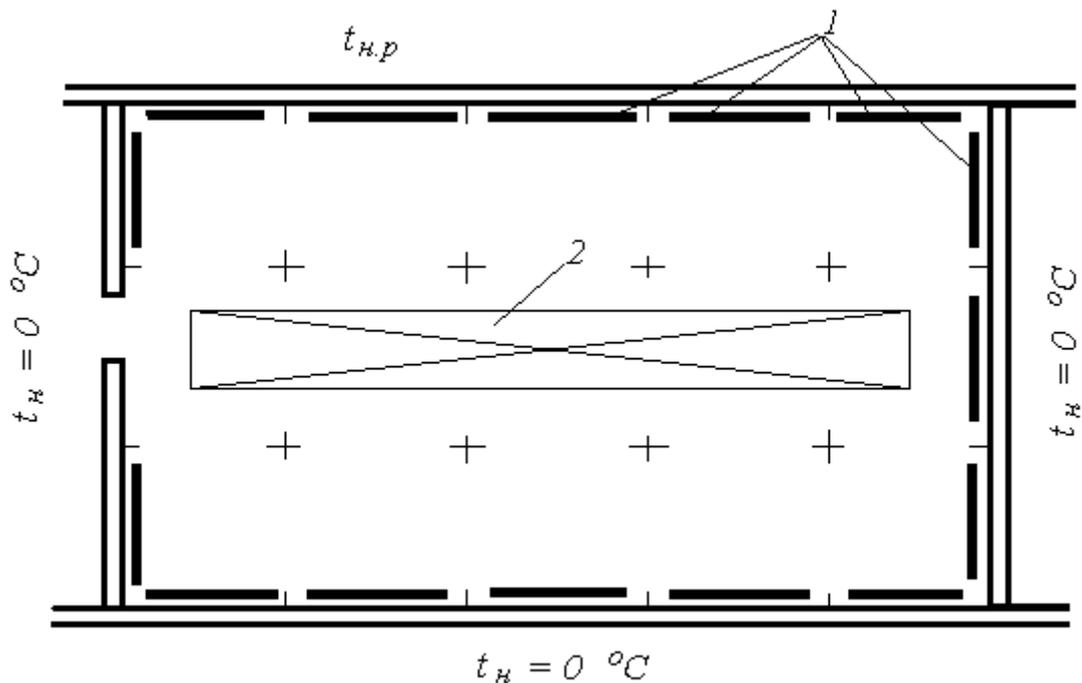


Рис. 25. Размещение коллекторных гладкотрубных батарей:
 1 – пристенные батареи; 2 – потолочная батарея

Геометрическая вместимость труб одной пристенной батареи равна $V_{\text{пр}} = 44 \cdot 2,5 \cdot \pi (0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,094 \text{ м}^3$, а для потолочной батареи со-

ставляет $V_{\pi} = 38 \cdot 25 \cdot \pi (0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,81 \text{ м}^3$. Общая геометрическая вместимость труб батарей равна $V = 0,094 \cdot 15 + 0,81 = 2,22 \text{ м}^3$.

Для расчета потерь давления в потолочной батарее площадью теплообмена $112,5 \text{ м}^2$ и холодопроизводительностью $Q_0 = 7,2 \text{ кВт}$ определим объемный поток пара $V_a = 7,2 \cdot 1,2 / 1343 = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}$.

Затем найдем скорость пара в батарее по уравнению сплошности потока $w_a = 0,0064 \cdot 4 / (38 \cdot \pi \cdot (0,038 - 2 \cdot 0,0025)^2) = 0,2 \text{ м/с}$.

Потери давления на трение и на местные сопротивления составят

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,03(100 + 12,5 \cdot 0,038)1,2 \cdot 0,2^2 / (2(0,038 - 2 \cdot 0,0025))7 = 61 \text{ Па}.$$

Высота пристенной батареи равна $2,5 \text{ м}$. Повышение давления в батарее при нижней подаче аммиака равно $\Delta p = 678 \cdot 9,81 (1 - 0,7) 2,5 + 61 = 5049 \text{ Па}$. Аналогично предыдущему расчету повышение температуры кипения аммиака составит около $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$ [1].

3.4. Расчет батареи из оребренных труб

Батареи из оребренных труб целесообразно применять в камерах хранения замороженных неупакованных продуктов с целью снижения массовых потерь.

Примем к установке пристенные однорядные змеевиковые 6-трубные батареи из секций СЗГ и СЗХ, характеристика которых приведена в прил. 23. При длине секций $2,75 \text{ м}$ общая длина батареи составит $5,5 \text{ м}$, а длина шланга $5,5 \cdot 6 = 33 \text{ м}$, что допустимо. Выбираем секции с шагом оребрения 30 мм , тогда поверхность теплообмена секций СЗГ и СЗХ составит $21,5 \text{ м}^2$ каждая. Поверхность теплообмена одной пристенной батареи равна 43 м^2 . На стенах камеры устанавливаем 15 батарей общей теплообменной поверхностью $F_0 = 43 \cdot 15 = 645 \text{ м}^2$. Холодопроизводительность установленных пристенных батарей при коэффициенте теплопередачи $3,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. прил. 22) составит

$$Q_{\text{пр}} = 3,1 \cdot 645 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 20 \text{ кВт}.$$

На долю потолочных батарей остается компенсация теплопритоков в размере $Q_{\pi} = 23 - 20 = 3 \text{ кВт}$. Требуемая площадь поверхности теплообмена потолочной батареи должна быть не менее $F_{\pi} = 3000 / (4 \cdot 10) = 75 \text{ м}^2$. С целью обеспечения примерно одинакового гидравлического сопротивления пристенных и потолочных батарей выполним потолочную батарею в виде

коллекторной из двух секций СК и трех секций СС. Площадь поверхности теплообмена одной 4-трубной батареи составит $F_{\text{п}} = 2 \cdot 14,3 + 3 \cdot 31,9 = 120,3 \text{ м}^2$.

Конструкции пристенной и потолочной батарей приведены на рис. 26. Эскиз размещения батарей в камере хранения показан на рис. 27.

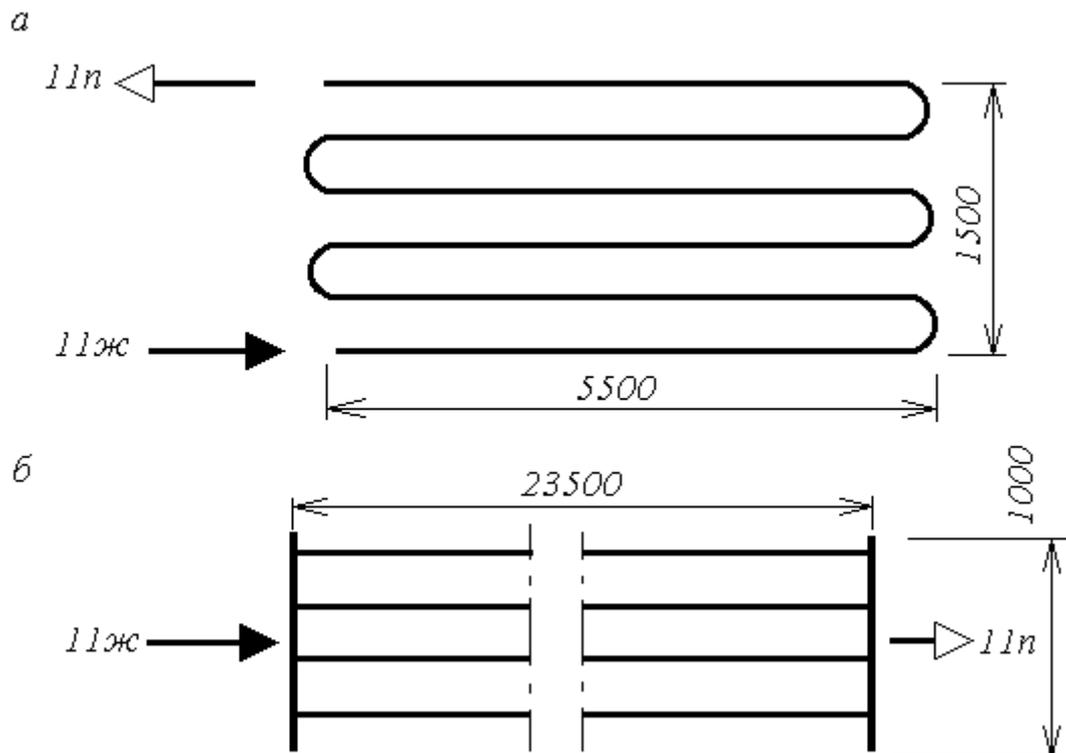


Рис. 26. Батареи из оребренных труб:
а – пристенная батарея; б – потолочная батарея

Масса пристенной батареи равна $M_{\text{пр}} = 120,5 + 121,3 = 141,8 \text{ кг}$. Масса потолочной батареи составляет $M_{\text{п}} = 2 \cdot 83,9 + 3 \cdot 181,7 = 712,9 \text{ кг}$. Общая масса батарей из оребренных труб равна $M = 141,8 \cdot 15 + 1069 = 2840 \text{ кг}$.

Геометрическая вместимость одной пристенной батареи составляет $V_{\text{пр}} = 6 \cdot 5,5 \cdot \pi(0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,028 \text{ м}^3$. Геометрическая вместимость потолочной батареи равна $V_{\text{п}} = (2,75 \cdot 2 \cdot 4 + 6 \cdot 3 \cdot 4) \pi(0,038 - 0,0025 \cdot 2)^2 / 4 = 0,321 \text{ м}^3$. Суммарная геометрическая вместимость батарей составит $V = 0,028 \cdot 15 + 0,321 = 0,741 \text{ м}^3$.

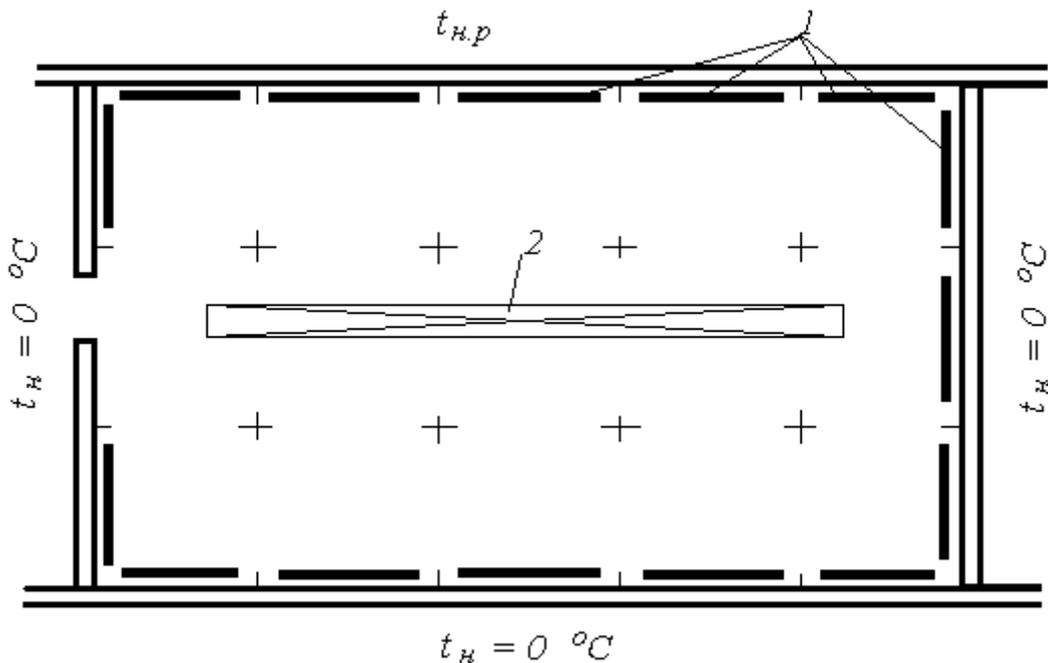


Рис. 27. Размещение батарей из оребренных труб:
1 – пристенные батареи; 2 – потолочная батарея

Для расчета потерь давления для пристенной батареи, имеющей площадь теплообмена $F_{тр} = 53 \text{ м}^2$, холодопроизводительность $Q_{тр} = 16/15 = 1,07 \text{ кВт}$, определяем объемный поток пара в батарее $V_a = 1,07 \cdot 1,2/1343 = 0,00096 \text{ м}^3/\text{с}$. Затем найдем скорость пара в батарее по уравнению сплошности потока $w_a = 0,00096 \cdot 4/(\pi(0,033 - 2 \cdot 0,0025)^2) = 1,1 \text{ м/с}$.

Потери давления на трение и на местных сопротивлениях

$$\Delta p_{тр} = 0,03(33 + 5 \cdot 12,5 \cdot 0,033) 1,2 \cdot 1,1^2 / (2 \cdot (0,033 - 2 \cdot 0,0025)) 7 = 162 \text{ Па}.$$

Высота батареи равна 1,5 м. Повышение давления в батарее (при нижней подаче аммиака) за счет статического давления хладагента и потерь давления на трение составит $\Delta p = 1,5 \cdot 678 \cdot 9,81 \cdot 0,3 + 162 = 3155 \text{ Па}$, а повышение температуры кипения аммиака будет равно $0,5 \text{ °C}$ [1].

3.5. Расчет воздухоохлаждателей

Расчет системы охлаждения с принудительной циркуляцией воздуха начинают с предварительного выбора типа и марки воздухоохлаждателя, руководствуясь его целевым назначением (охлаждение, замораживание, хранение продукта), планировкой и размерами камеры. Сначала находится расчетное значение площади теплопередающей поверхности воздухоохлаждателей

$$F_0 = Q_0 / (k_0 \theta_0),$$

где Q_0 – расчетный теплоприток, Вт; k_0 – коэффициент теплопередачи воздухоохладителей, значения которого приведены в прил. 4; θ_0 – температурный напор теплообменивающихся сред (обычно $\theta_0 = 6-8$ °С, но может быть принято другое технически и экономически обоснованное значение).

Коэффициент теплопередачи воздухоохладителей принимают по прил. 4. Определяется необходимое количество воздухоохладителей, ориентируясь на создание равномерного температурного и скоростного полей воздуха в камере хранения. Один воздухоохладитель способен обслуживать один 6-метровый пролет, а дальнобойность струи воздуха $L_{стр}$, выходящего из аппарата, может быть определена по эмпирической зависимости

$$L_{стр} = 4,6 (hB)^{0,5},$$

где h – расстояние между верхом штабеля и потолком камеры, м; B – ширина зоны, обслуживаемой одним воздухоохладителем, м.

При этом может потребоваться большая теплопередающая площадь воздухоохладителей из-за ограниченного номенклатурного ряда принятых аппаратов, необходимости периодического оттаивания инея и удаления масла.

Бесканальное воздухораспределение. Принимаются к установке подвесные воздухоохладители серии Я10-АВ2. Считаем, что температура кипения хладагента $t = -30$ °С. При этих условиях требуется площадь теплообмена воздухоохладителей $F_b = 23000 / (11 \cdot 10) = 209$ м².

Возможны два варианта размещения воздухоохладителей в камере. Вариант с использованием воздухоохладителей Я10-АВ2-50 показан на рис. 28, а с воздухоохладителями Я10-АВ2-100 – на рис. 29. В первом варианте установленная площадь теплообмена равна 250 м², а во втором – 300 м². Целесообразно принять первый вариант.

Объемная подача воздуха двумя вентиляторами воздухоохладителя Я10-АВ2-50 при частоте вращения $16,7$ с⁻¹ составляет $0,67$ м³/с (см. прил. 11). Воздух подается в камеру через выходное отверстие воздухоохладителя размерами $1,4 \times 0,3$ м. Скорость воздуха на выходе из воздухоохладителя определяется по уравнению сплошности потока

$$w = V/S = 0,67 / (1,4 \cdot 0,3) = 1,6$$
 м/с,

где V – объемная подача воздуха вентиляторами, м³/с; S – площадь выходного сечения воздухоохладителя, м².

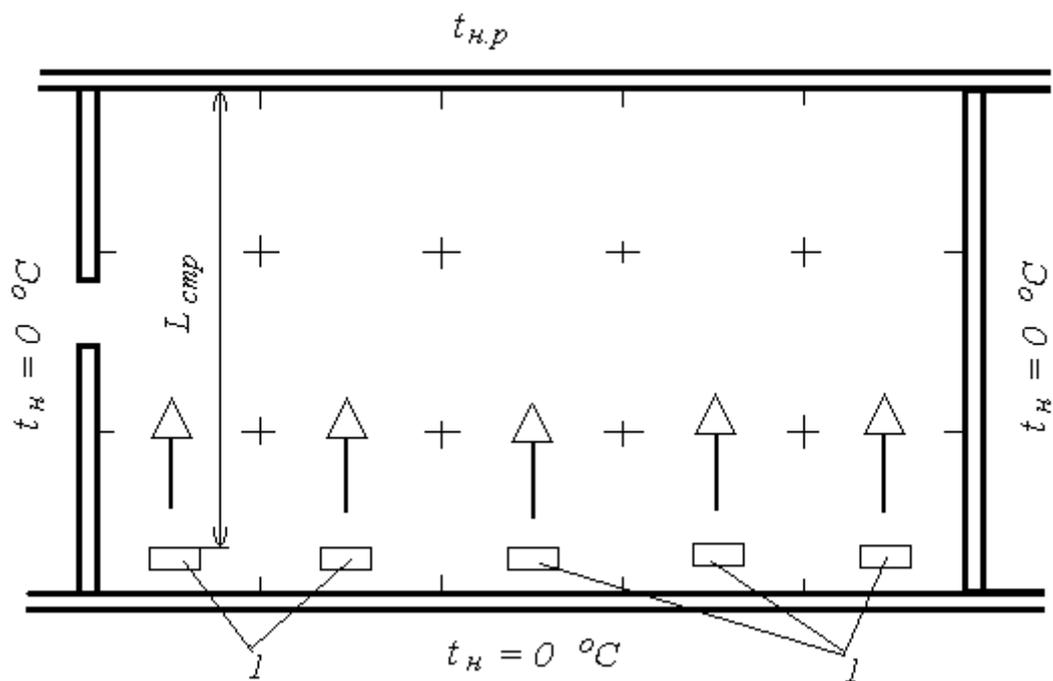


Рис. 28. Размещение воздухоохлаждателей Я10-AB2-50 в камере хранения:
1 – воздухоохлаждатели

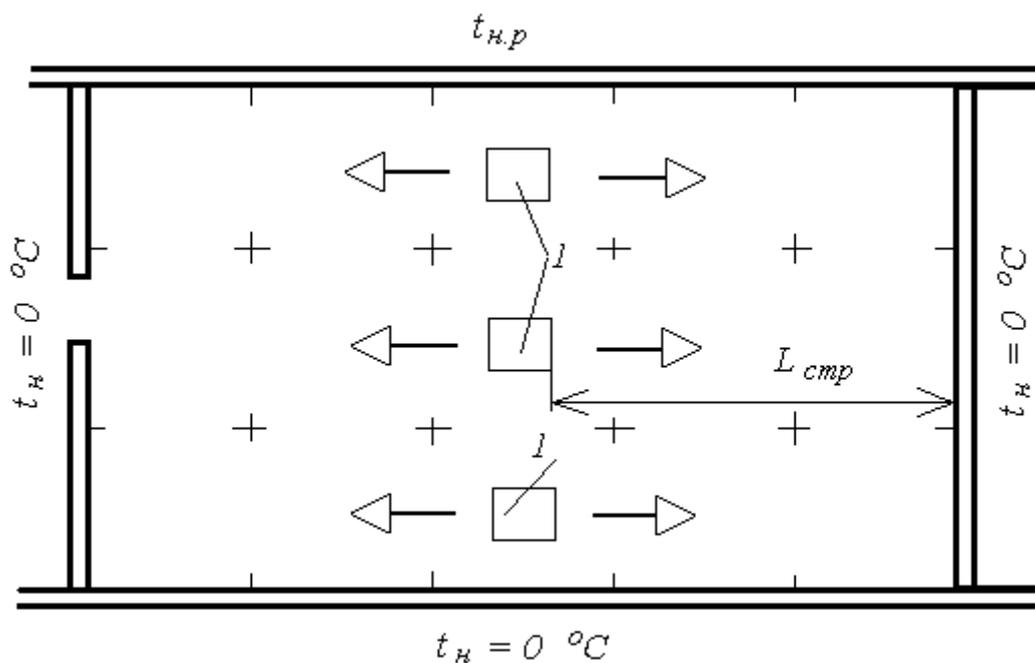


Рис. 29. Размещение воздухоохлаждателей Я10-AB2-100 в камере хранения:
1 – воздухоохлаждатели

Минимальное расстояние $h = 16,5^2 / (21 \cdot 6) = 2,1$ м от верха штабеля до потолка находим из соотношения для определения дальности стесненной струи $L_{стр} = 4,6 (hB)^{0,5}$.

Масса установленных воздухоохлаждателей

$$M_B = n_B m_B = 5 \cdot 340 = 1700 \text{ кг},$$

где n_B – число воздухоохлаждателей; m_B – масса одного воздухоохлаждателя, кг (см. прил. 11)

Геометрическая вместимость воздухоохлаждателя Я10-АВ2-50 составляет

$$V_B = n_B v_B = 5 \cdot 0,025 = 0,125 \text{ м}^3,$$

где v_B – вместимость одного воздухоохлаждателя, м^3 .

Объем камеры, необходимый для работы системы, определяем исходя из величины отступа от потолка до штабеля $\delta_1 = 2,1$ м и отступов от стен до штабеля $\delta_2 = 0,3$ м. Объем помещения, занимаемый системой охлаждения равен $V_a = 5 \cdot 6 \cdot 0,3 \cdot 2 + 3 \cdot 6 \cdot 0,3 \cdot 2 + 5 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 2,1 = 1162 \text{ м}^3$.

Для расчета потерь давления при движении аммиака по батарее воздухоохлаждателя площадью теплообмена 50 м^2 и холодопроизводительностью $Q_B = 23/5 = 4,6$ кВт определяем объемный поток пара по уравнению $V_a = 4,6 \cdot 1,2 / 1343 = 0,004 \text{ м}^3/\text{с}$. Скорость пара в батарее определяется по уравнению сплошности потока $w_a = 0,004 \cdot 4 / (8 \cdot \pi \cdot 0,02^2) = 1,6 \text{ м/с}$.

Потери давления на трение и на местных сопротивлениях составят

$$\Delta p_{тр} = 0,03(10 + 5 \cdot 12,5 \cdot 0,02) \cdot 1,2 \cdot 1,6^2 / (2 \cdot 0,02) = 181 \text{ Па}.$$

Высота батареи воздухоохлаждателя равна 0,6 м. Повышение давления в батарее при нижней подаче аммиака за счет статического давления хладагента и потерь давления на трение

$$\Delta p = 0,6 \cdot 678 \cdot 9,81 \cdot 0,3 + 181 = 1378 \text{ Па},$$

а повышение температуры кипения аммиака составит около $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Величину охлаждения воздуха в воздухоохладителе определим по зависимости

$$\Delta t_B = Q_B / (V \rho_B c_B) = 23 / (5 \cdot 0,67 \cdot 2 \cdot 1,38 \cdot 1) = 2,49 \text{ }^\circ\text{C},$$

где ρ_B – плотность воздуха при температуре воздуха в камере, $^\circ\text{C}$; c_B – удельная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Одноканальное воздуораспределение. Канальное воздуораспределение предполагаем выполнить с использованием воздухоохладителя Я10-АВ-250. По определенной ранее площади поверхности теплообмена достаточно установить один воздухоохладитель, имеющий поверхность теплообмена 250 м^2 . Вариант размещения воздухоохладителя и прокладки канала воздуовода приведен на рис. 30. Объемная подача воздуха двумя вентиляторами воздухоохладителя Я10-АВ2-250 при частоте вращения $16,7 \text{ с}^{-1}$ составляет $4,86 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. прил. 11).

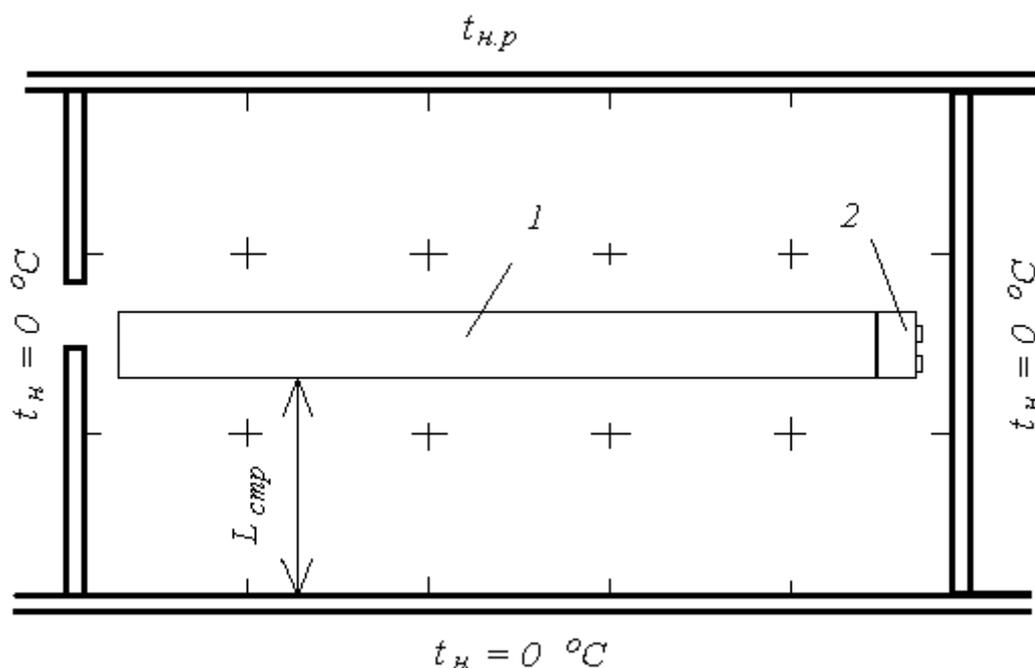


Рис. 30. Размещение воздухоохладителя Я10-АВ2-250:
1 – нагнетательный канал; 2 – воздухоохладители

Принимаем следующую систему воздуораспределения: нагнетательный канал проложен вдоль продольной оси помещения; в каждом пролете предусматриваем с обеих сторон канала по 6 щелевых сопел, которые обслуживают свою сторону помещения. Длина струи в данном случае равна половине ширины помещения за вычетом половины ширины канала.

Минимальное расстояние $h = 8,5^2 / (21 \cdot 6) = 0,6 \text{ м}$ от верха штабеля до потолка находим из соотношения для определения дальнотойности стесненной струи $L_{стр} = 4,6 (hB)^{0,5}$.

Равномерность распределения воздуха по длине канала можно обеспечить при выполнении двух условий: сечение канала в конце должно составлять 15–30 % от сечения канала в начале и сумма площади воздуовыпускных щелей не должна превышать 60 % от его начального сечения. Принимаем

ем скорость движения воздуха в канале равной 8 м/с. Сечение канала в начале определим из уравнения сплошности

$$F_k = V/w = 4,86/8 = 0,6 \text{ м}^2.$$

Принимаем размеры канала (ширина×высота): в начале $1 \times 0,6$ м и в конце $1 \times 0,15$ м. Суммарная площадь воздуховыпускных щелей не должна превышать, по условию, $\Sigma F_{\text{щ}} = 0,6 \cdot 0,6 = 0,36 \text{ м}^2$. Площадь воздуховыпускных щелей, расположенных в одном 6-метровом пролете с одной стороны канала, составит $\Sigma F_{\text{щ1}} = \Sigma F_{\text{щ}}/2 \cdot n_{\text{пр}} = 0,36/(2 \cdot 5) = 0,036 \text{ м}^2$. В пролете можно выполнить $n_{\text{щ}} = 6$ щелей длиной $l_{\text{щ}} = 600$ мм каждая, оставив 2,4 м на промежутки между ними. Тогда высота щели будет равна $b_{\text{щ}} = F_{\text{щ1}}/n_{\text{щ1}} \cdot l_{\text{щ1}} = 0,036/3,6 = 0,01$ м. Обычно выполняют щели высотой от 10 до 40 мм. Скорость воздуха на выходе из них достигнет $w_{\text{щ}} = 4,86/(0,036 \cdot 2,5) = 13,5$ м/с.

Масса воздухоохладителя равна 1570 кг. Геометрическая вместимость воздухоохладителя составляет $0,15 \text{ м}^3$.

Объем, необходимый для работы системы, определяем исходя из величины отступа от потолка до штабеля $\delta_1 = 0,6$ м и отступов от стен до штабеля $\delta_2 = 0,3$ м. Объем помещения, занимаемый системой охлаждения, равен $V_a = 5 \cdot 6 \cdot 0,3 \cdot 2 + 3 \cdot 6 \cdot 0,3 \cdot 2 + 5 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 0,6 = 353 \text{ м}^3$.

Потери давления при движении аммиака определим для батареи воздухоохладителя, имеющей площадь теплообмена 250 м^2 . Объемный поток пара, образующегося в батарее $V_a = 23 \cdot 1,2/1343 = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}$. Скорость пара в батарее определяем по уравнению сплошности потока $w_a = 0,021 \cdot 4/(16 \cdot \pi \cdot 0,02^2) = 4,1$ м/с. Потери давления на трение и на местные сопротивления составят

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,03(20 + 10 \cdot 12,5 \cdot 0,02) 1,2 \cdot 4,1^2/(2 \cdot 0,02)^7 = 2383 \text{ Па}.$$

При высоте батареи воздухоохладителя, равной 1,2 м, повышение давления хладагента в батарее воздухоохладителя (при нижней подаче аммиака) за счет статического давления хладагента и потерь давления на трение составит $\Delta p = 1,2 \cdot 678 \cdot 9,81 \cdot 0,3 + 2383 = 4777 \text{ Па}$, а повышение температуры кипения аммиака $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Величина охлаждения воздуха в воздухоохладителе

$$\Delta t_{\text{в}} = 23/(4,86 \cdot 1,38 \cdot 1) = 3,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

соответствует рекомендуемому диапазону подохлаждения (2–4 К).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
2. **Голянд М.М., Малеванный Б.Н.** Холодильное технологическое оборудование. – М.: Пищ. пром-сть, 1977. – 335 с.
3. **Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д.** Холодильные установки. – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
4. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справ. / Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
5. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен / Под ред. Э.И. Гуйго. – М.: Агропромиздат, 1986. – 320 с.
6. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
7. **Постольски Я., Груда З.** Замораживание пищевых продуктов / Под ред. Ю.Ф. Заяса. – М.: Пищ. пром-сть, 1978. – 607 с.
8. **Рогов И.А., Куцакова В.Е., Филиппов В.И., Фролов С.В.** Консервирование пищевых продуктов холодом (теплофизические основы). – М.: Колос, 1998. – 158 с.
9. Рекомендации по проектированию холодильных установок пищевых продуктов малых объемов / Л.А. Забодалова, В.С. Калюнов, В.В. Олейник, В.И. Филиппов, А.Я. Эглит. – СПб., Владивосток: ДГТРУ, 1996. – 376 с.
10. Проектирование предприятий мясной промышленности: Справ. – М.: Пищ. пром-сть, 1978. – 376 с.
11. Холодильные машины / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. – 222 с.
12. **Каплан Л.Г.** Торговое холодильное оборудование: Справ. – М.: Колос, 1995. – 303 с.
13. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А.В. Быкова. – Лег. и пищ. пром-сть, 1984. – 248 с.
14. Практикум по холодильным установкам / А.В. Бараненко, В.С. Калюнов, Ю.Д. Румянцев. – СПб.: Профессия, 2001. – 272 с.
15. **Меклер В.Я., Овчинников П.А., Агафонов Е.П.** Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 336 с.
16. **Стефанович В.В., Комарницкий Б.В.** Системы охлаждения судовых рефрижераторных помещений. – Л.: Судостроение, 1984. – 160 с.
17. **Доссат Р.Д.** Основы холодильной техники. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1984. – 520 с.

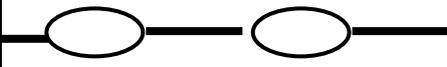
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Физические свойства сухого воздуха [1]

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Температуропроводность 10 ² , м ² /с	Динамический коэффициент вязкости 10 ⁶ , Па·с	Кинематический коэффициент вязкости 10 ⁶ , м ² /с	Число Прандтля
- 50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
- 40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
- 30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
- 20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,79	0,716
- 10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698

Панельные батареи

Тип панели	Длина, м	Ширина, м	Число каналов	Площадь поверхности, м ² /пог. м
Листоканальная 	2,4	1,25	5	2,5
	2,4	0,75	3	1,5
	2,0	1,25	5	2,5
	2,0	0,75	3	1,5
	1,8	1,25	5	2,5
	1,8	0,75	3	1,5
	1,4	1,25	5	2,5
	1,4	0,75	3	1,5
	1,2	1,25	5	2,5
	1,2	0,75	3	1,5
	1,0	0,75	3	1,5
	Листотрубная с круглой трубой 	4,0	1,10	5
3,5		1,10	5	2,2
3,0		1,10	5	2,2
2,4		1,10	5	2,2
Листотрубная с квадратной трубой 	3,6	2,50	7	5,0
	3,0	1,74	7	3,5
	3,0	1,24	5	2,5
	3,0	0,74	3	1,5
	2,4	1,24	5	2,5
	2,4	0,74	3	1,5

Энтальпия пищевых продуктов, кДж/кг [2]

Температура, °С	Говядина, птица	Свинина	Рыба	Субпродукты	Колбаса вареная	Яйца	Виноград, абрикосы, вишня	Другие плоды
-25	-11	-10	-12	-12	221		-17	-14
-20	0	0	0	0	233		0	0
-18	5	5	5	5	238		9	7
-15	13	12	11	14	246		21	17
-12	22	21	24	24	256		38	25
-10	30	29	33	33	265		50	38
-8	39	35	42	43	275		76	56
-5	57	54	62	63	299		116	83
-3	75	73	86	88	345	227	202	139
-2	99	92	106	110	454	230	217	206
-1	185	170	200	204	467	234	233	268
0	232	212	249	261	471	237	236	272
1	235	215	253	264	475	240	240	274
2	238	218	256	268	479	243	243	278
4	245	224	263	274	486	250	250	287
8	248	236	277	289	497	262	268	302
10	264	242	284	296	504	269	272	309
12	271	348	290	302	511	274	279	313
15	280	257	301	313	522	284	290	328
20	297	273	318	331	543	300	307	346
25	312	288	335	348	561	316	326	366
30	329	302		366	581	332	343	385
35	345	318		384	599	348	361	403
40	361	332		401	616	363		

Коэффициент теплопередачи воздухоохлаждателей при температурном напоре
 $\Theta_{\text{во}} = 10 \text{ К} * [5, 14]$

Воздухоохладитель	$k_{\text{во}}$, Вт/(м ² ·К) при температуре хладагента или хладоносителя				
	–40 °С	–30 °С	–20 °С	–15 °С	0 °С
Из оребренных труб:					
аммиачный с нижней подачей	11,6	12,2	13,2	14,0	17,0
аммиачный с верхней подачей	10,4	11,0	11,8	12,6	15,3
с промежуточным хладоносителем	10,4	11,0	11,8	12,6	15,3
хладоновый	17,5	18,4	19,3	21,0	23,3
Аммиачный из гладких труб	30	32	35	40	45

Примечание. При значениях температурного напора, отличающихся от 10 К, коэффициент теплопередачи следует умножить на поправку $(\Theta_{\text{во}}/10)^{0,22}$.

Характеристики труб для охлаждающих батарей [14]

Тип трубы	Диаметр, мм	Шаг оребрения, мм	Площадь поверхности теплообмена $f_{\text{тр}}$, м ² /м	Внутренний геометрический объем $e_{\text{тр}} \cdot 10^{-3}$, м ³ /м	Масса, кг/м
Гладкая стальная	25 × 1,6	–	0,08	0,37	0,92
Гладкая стальная	32 × 2,0	–	0,10	0,62	1,48
Гладкая стальная	38 × 2,0	–	0,12	0,91	1,78
Гладкая стеклянная	67 × 5,0	–	0,21	2,55	2,30
Оребренная стальная	16 × 2,0	12	0,51	0,11	0,96
Оребренная стальная	16 × 2,0	20	0,33	0,11	0,86
Оребренная стальная	22 × 2,0	12	1,07	0,25	1,63
Оребренная стальная	22 × 2,0	20	0,67	0,25	1,40
Оребренная стальная	32 × 2,0	20	0,69	0,62	9,39
Оребренная стальная	38 × 2,5	20	1,33	0,86	9,39
Оребренная стальная	38 × 2,5	30	0,93	0,86	6,99

Вентиляторы

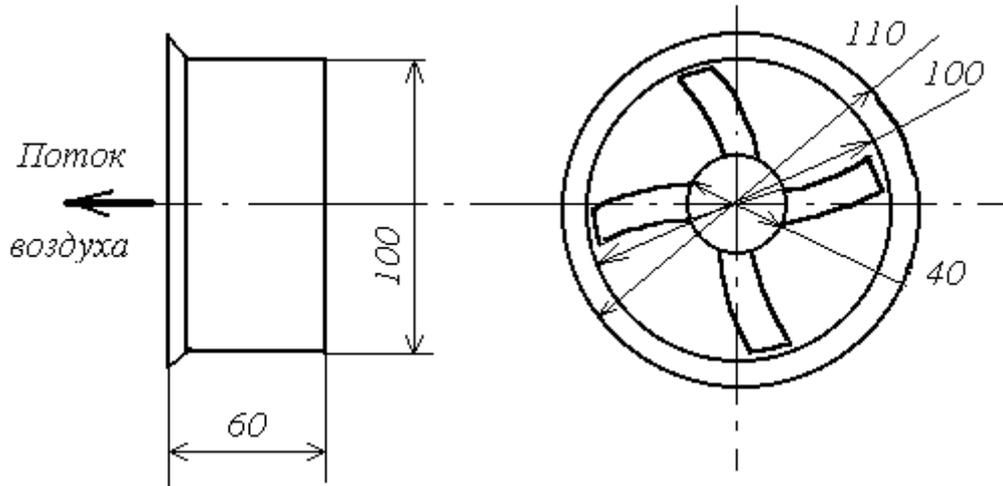


Рис. 1. Осевые вентиляторы типа 06-300
(размеры вентилятора приведены в процентах относительно диаметра колеса; диаметр колеса равен номеру вентилятора, увеличенному в 100 раз)

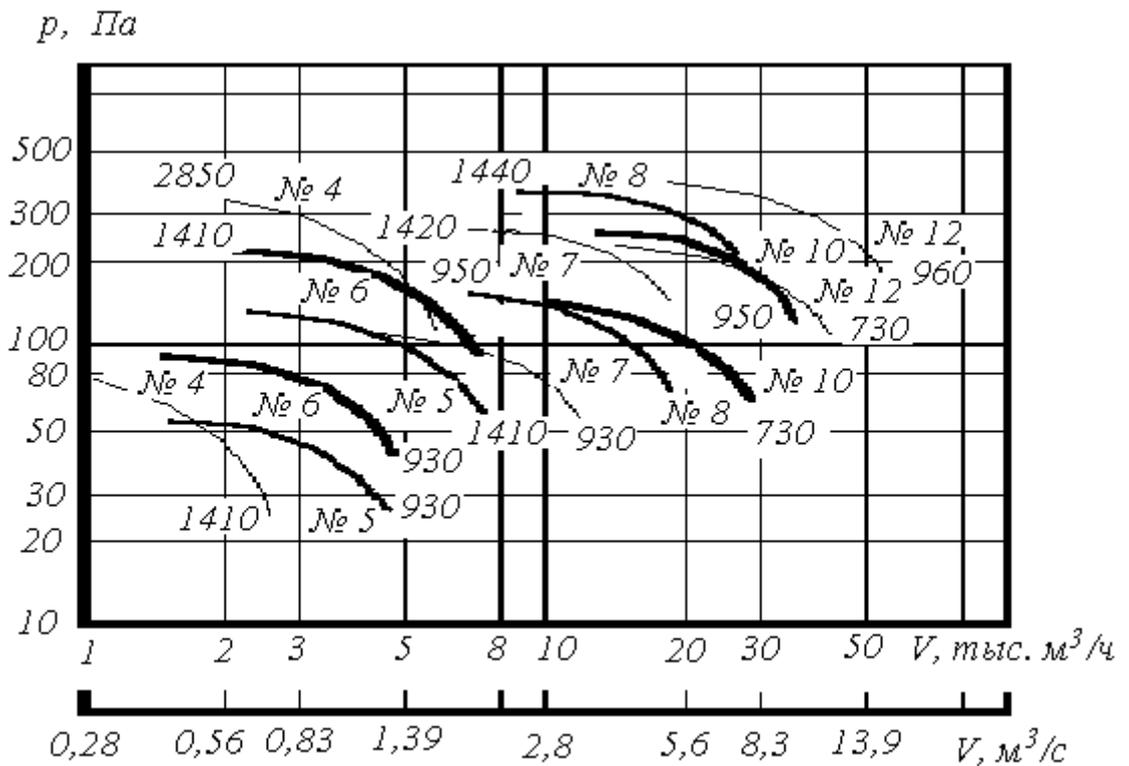


Рис. 2. Характеристики осевых вентиляторов типа 06-300 [15]
(№ 4–12 – номера вентиляторов; 730–2850 – число оборотов вала вентилятора в минуту)

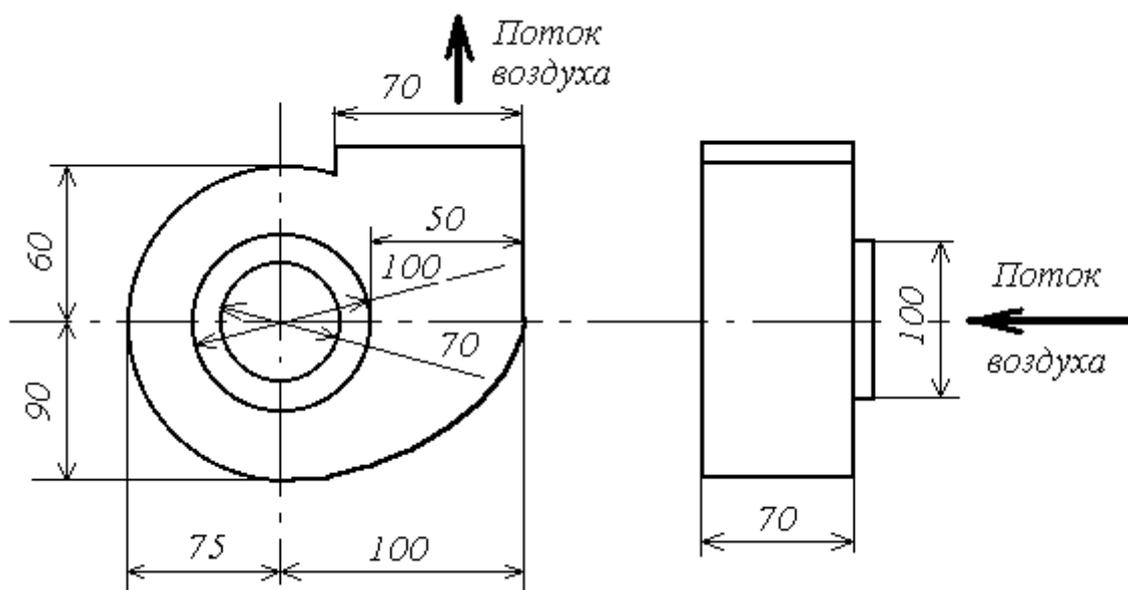


Рис. 3. Центробежный вентилятор типа Ц4-70
(размеры вентилятора приведены в процентах относительно диаметра колеса; диаметр колеса равен номеру вентилятора, увеличенному в 100 раз)

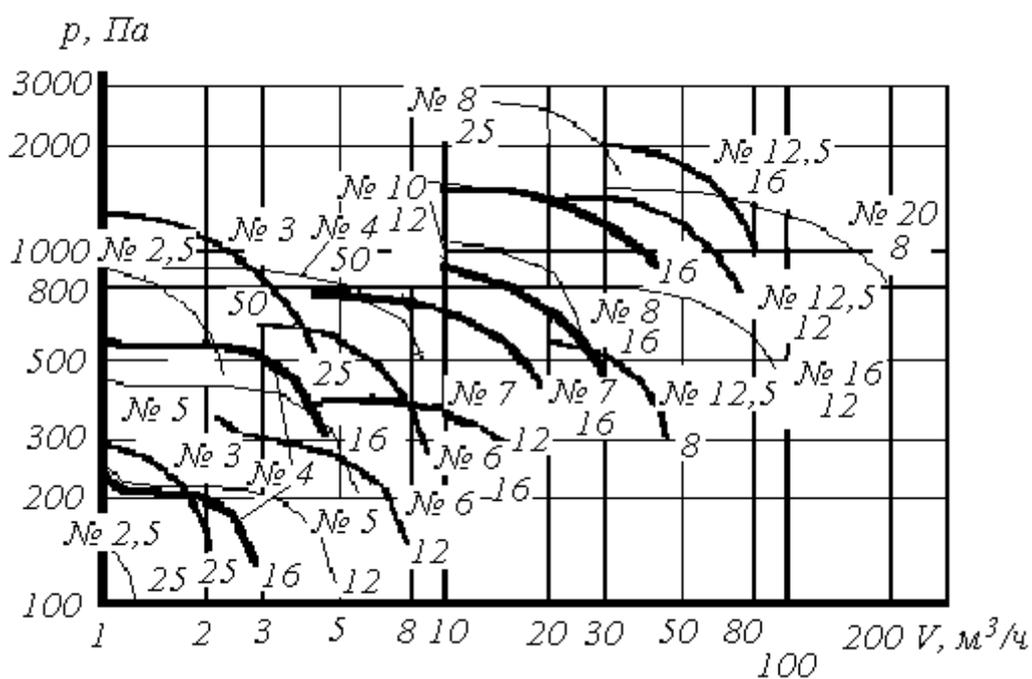


Рис. 4. Характеристики центробежных вентиляторов типа Ц4-70 [15]
(№ 2,5–20 – номера вентиляторов; 8–25 – число оборотов колеса вентилятора в секунду)

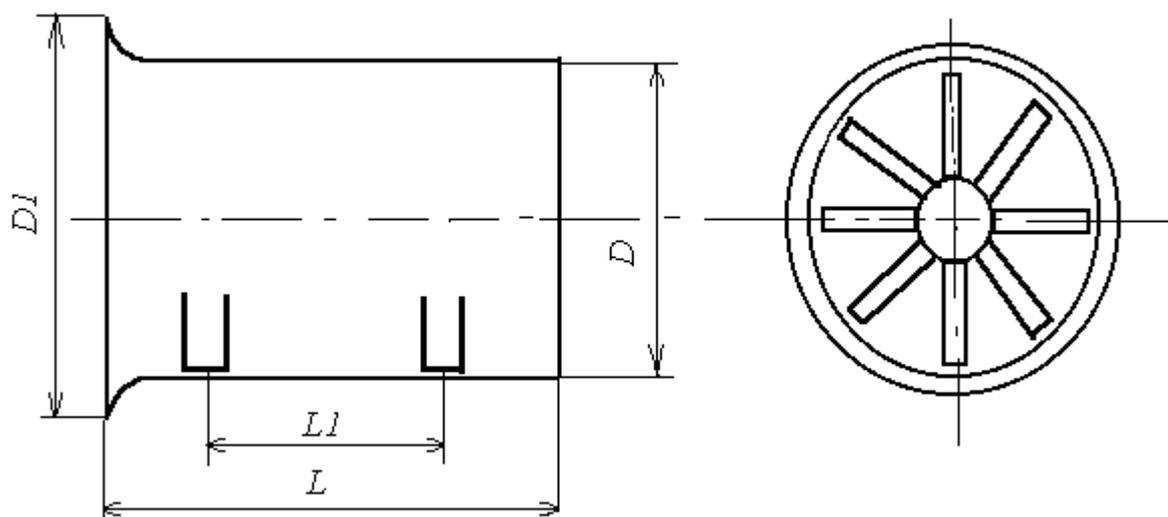


Рис. 5. Осевой вентилятор типа ОСО

Характеристики осевых вентиляторов типа ОСО [16]

Марка	Объемная подача, м ³ /с	Напор, Па	Коэффициент полезного действия	Мощность электродвигателя, кВт	Диаметр колеса D , мм	Диаметр корпуса $D1$, мм	Длина корпуса L , мм	Расстояние между опорами $L1$, мм
10/1,6 ОСО	0,25	122	0,35	0,075	300	356	480	320
25/1,6 ОСО	0,69	152	0,44	0,180	450	560	610	370
10/2,5 ОСО	0,25	186	0,41	0,140	250	356	486	320
16/2,5 ОСО	0,42	226	0,34	0,350	350	406	550	370
100//4 ОСО	2,78	343	0,60	2,200	700	860	800	480
40/6,3 ОСО	1,05	500	0,56	1,150	400	510	650	430
63/6,3 ОСО	1,66	470	0,51	2,200	500	560	650	490
100/10 ОСО	2,66	833	0,69	4,000	600	660	670	480
160/10 ОСО	4,45	920	0,54	8,000	700	760	820	460
250/10 ОСО	6,95	1030	0,56	14,000	800	860	850	500
400/10 ОСО	11,10	980	0,69	19,000	1200	1300	1000	500

Приложение 7

Плотность укладки продуктов

Продукт	Плотность g_v , кг/ м ³	Продукт	Плотность g_v , кг/ м ³
Масло сливочное	700	Говядина заморожен-	
Сыр без тары	500	ная:	300
Яйцо	300	в полутушах	350
Цитрусовые	300	в четвертинах	450
Плоды	350–400	Свинина замороженная	600
Капуста в контейнерах	300	Мясо замороженное	
Картофель в контейнерах	500	в блоках	400
Консервы разные	450	Птица в ящиках	600
Мясо в стоечных поддо-	600	Рыба замороженная	
нах		в блоках	

Приложение 8

Удельная теплоемкость и теплопроводность продуктов

Продукт	Удельная теплоемкость продукта, c , кДж/(кг·К)		Теплопроводность продукта, λ , Вт/(м·К)	
	охлажденного	замороженного	охлажденного	замороженного
Говядина	3,4	1,67	0,45–0,50	1,09–1,59
Свинина	2,85	1,59	0,37–0,49	0,72–1,56
Рыба	3,64	1,90	0,53	1,19–1,40
Птица	3,18	1,55	0,41	1,30
Колбаса вареная	2,50		0,44–0,50	
Говядина	3,37	2,21	0,45–0,50	1,09–1,59
Клубника	3,85	1,75	0,48	1,11
Вишня	3,34	2,52	0,52	1,34
Клюква	3,77	2,10	–	–
Персики	3,81	1,72	–	–
Фруктовые соки	3,60–4,00	2,00 – 2,20	0,55	2,08
Смородина	3,77	2,10	–	–
Сливы	3,68	2,00	–	–
Огурцы	4,06	2,05	0,53	1,25
Картофель	3,43	1,80	0,48	1,09
Лук репчатый	3,81	2,13	0,47	1,30
Свекла	3,77	2,01	0,63	1,12
Томаты	3,85	1,92	0,60	1,40
Яйца	3,56	1,88	0,42	0,96
Морковь	3,89	1,88	0,62	1,10
Яблоки	3,72	1,82	–	–
Цветы	3,85	–	–	–

Шкуры	3,85	–	–	–
Тесто	2,80	2,30	0,84	–

Приложение 9

Характеристика тары для продукции

Материал тары	Масса тары, % от массы продукта	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)
Стеклянная	100	0,84
Деревянная	20	2,51
Картонная	10	1,67
Пластмассовая	20	2,09
Металлическая (алюминий)	15	0,84
Металлическая (сталь)	20	0,42
Металлический тара-контейнер	100	0,42

Приложение 10

Удельный теплоприток при протекании биологических процессов в продуктах

Плоды	Удельный теплоприток при температуре, °С				
	0	5	10	15	20
Абрикосы	0,015	0,023	0,110	–	–
Апельсины	0,011	0,019	–	0,067 (16 °С)	–
Бананы	–	–	–	0,044 (12 °С)	0,123
Виноград	0,005	0,009	0,032	–	–
Вишня	0,021	–	–	0,161 (16 °С)	–
Горошек	0,110	–	–	0,531 (16 °С)	–
Картофель	0,009	0,019	–	0,039 (16 °С)	–
Клубника	0,044	0,078	0,233	–	–
Клюква	0,009	0,012	0,023	–	–
Лимоны	0,008	0,011	–	0,040 (16 °С)	–
Огурцы	0,018	0,026	–	0,113 (16 °С)	–
Сыр	–	–	0,13	–	–
Фасоль	0,064	0,090	–	0,283 (16 °С)	–
Яблоки	0,012	0,019	0,078	–	–
Ягоды	0,074	–	–	0,223	–

Аммиачные воздухоохладители

Характеристики воздухоохладителей GHP и AB2

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача V_B , м ³ /ч	Мощность вентиляторов N , кВт	Габаритные размеры, мм $L \times B \times H$	Масса m , кг
045E/18	8	36,5	4800	0,55	1210×790×765	158
050E/18	8	60,7	6800	0,55	1410×836×783	236
065E/18	8	102,1	8700	0,75	1860×992×1023	406
080E/18	8	131,2	18300	1,5	2260×1236×1263	510
080G/18	8	218,7	17000	1,5	2260×1456×1280	767
065F/112	12	88,7	8700	0,75	1860×1236×1040	428
080C/112	12	123,5	16200	1,5	1960×1236×1236	526
080D/112	12	148,2	15800	1,5	1960×1456×1280	628
080H/112	12	182,4	17000	1,5	2260×1456×1280	739
065E/116	16	55,4	9100	0,75	1860×992×1023	323
080B/116	16	77,1	16900	1,5	1960×1236×1263	416
080D/116	16	115,6	16200	1,5	1960×1456×1280	571
080H/116	16	143,3	17300	1,5	2260×1456×1280	670
050F/28	8	151,8	13200	1,1	2490×1178×800	536
065E/28	8	204,2	17400	1,5	3060×992×1033	755
065F/28	8	255,2	17000	1,5	3060×1212×1040	928
050F/212	12	105,6	13600	1,1	2490×1178×800	454
065F/212	12	177,4	17400	1,5	3060×1236×1040	790
080D/212	12	296,4	31600	3,0	3260×1456×1280	1163
080B/216	16	154,2	33800	3,0	3260×1236×1263	763
080C/216	16	192,8	33200	3,0	3260×1236×1263	889
080D/216	16	231,2	32400	3,0	3260×1456×1280	1051
AB2-50	13,4	50,0	9360	0,8	1900×1000×730	340
AB2-75	8,6	75,0	13680	1,2	1900×1000×730	380
AB2-100	17,5	100,0	19440	2,2	1900×2200×800	735
AB2-150	11,3	150,0	19440	2,2	1900×2200×800	735
AB2-250	13,4/17,5	250,0	35280	3,0	2200×2000×1300	1570

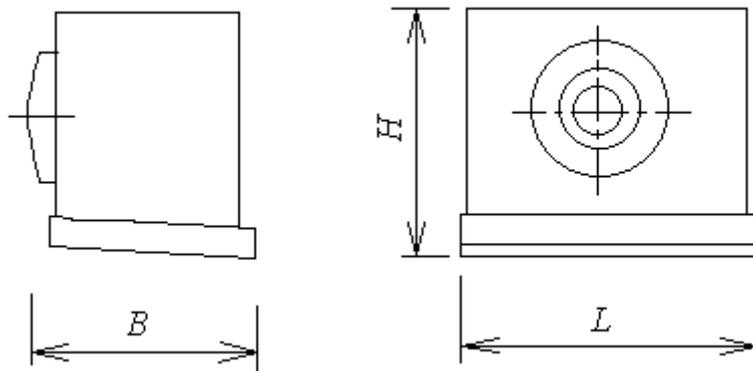


Рис. 1. Конструкция воздухоохлаждателей типов GHP 045E/18 – GHP 080H/116

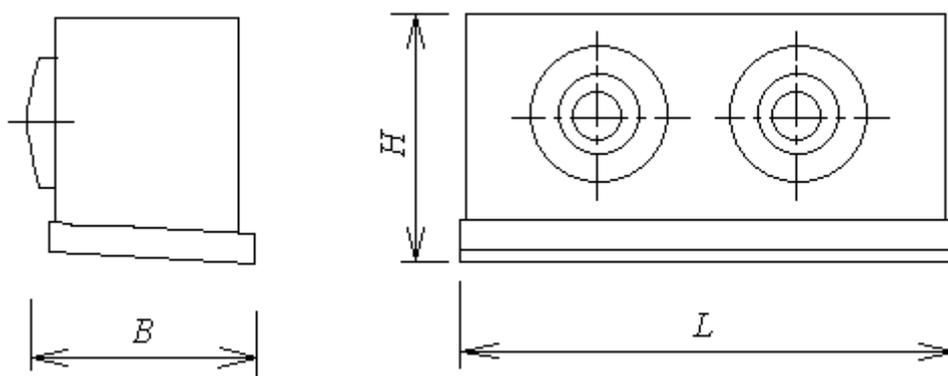


Рис. 2. Конструкция воздухоохлаждателей типов GHP 050F/28 – GHP 080D/216
и AB2-50, AB2-75, AB2-250

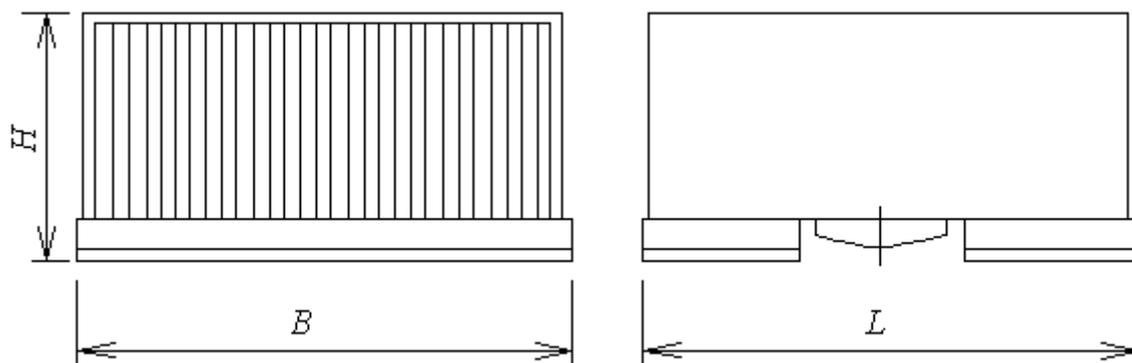


Рис. 3. Конструкция воздухоохлаждателей типов AB2-100, AB2-150

Хладоновые воздухоохладители

Таблица 1

Воздухоохладители типа ГНР с одним вентилятором

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача V_B , м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $L \times B \times H$	Масса m , кг
041A/14	4	28,8	2800	996 × 665 × 565	47
041B/14	4	36,0	2650	996 × 665 × 565	51
046A/14	4	46,1	4340	1196 × 685 × 665	63
046B/14	4	57,7	4220	1196 × 685 × 665	70
051B/14	4	72,1	5590	1396 × 690 × 665	82
066A/14	4	102,5	9390	1831 × 785 × 965	151
066B/14	4	128,1	9020	1831 × 785 × 965	165
071A/14	4	134,5	13200	2046 × 865 × 1065	186
071B/14	4	168,2	12650	2046 × 865 × 1065	204
081A/14	4	182,8	18440	2231 × 955 × 1265	251
041B/17	7	21,2	2990	996 × 665 × 565	45
041C/17	7	25,5	2910	996 × 665 × 565	49
046B/17	7	34,0	4500	1196 × 685 × 665	61
046C/17	7	40,7	4430	1196 × 685 × 665	66
051C/17	7	50,9	5860	1396 × 690 × 665	77
066A/17	7	60,3	10110	1831 × 785 × 965	136
066B/17	7	75,4	9870	1831 × 785 × 965	148
066C/17	7	90,5	9660	1831 × 785 × 965	158
071B/17	7	99,0	13880	2046 × 865 × 1065	181
071C/17	7	118,8	13570	2046 × 865 × 1065	194
081B/17	7	134,5	19220	2231 × 955 × 1265	242
081C/17	7	161,4	18860	2231 × 1055 × 1265	272
051C/110	10	36,7	5950	1396 × 690 × 665	76
051D/110	10	48,9	5760	1396 × 790 × 665	92
066C/110	10	65,2	9870	1831 × 785 × 965	158
066D/110	10	86,9	9430	1831 × 985 × 965	193
071C/110	10	85,6	13880	2046 × 865 × 1065	194
071D/110	10	114,1	13230	2046 × 1065 × 1065	240
081C/110	10	116,2	19220	2231 × 1055 × 1265	271
081D/110	10	155,0	18450	2231 × 1055 × 1265	308
051C/112	12	31,1	6030	1396 × 690 × 665	73
051D/112	12	41,5	5870	1396 × 790 × 665	87
066C/112	12	55,4	10090	1831 × 785 × 965	151
066D/112	12	73,8	9690	1831 × 985 × 965	186
071D/112	12	96,9	13610	2046 × 1065 × 1065	231
081C/112	12	98,7	19580	2231 × 1055 × 1265	262
081D/112	12	131,6	18900	2231 × 1055 × 1265	296

Воздухоохладители типа *GHP* с двумя вентиляторами

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача V_B , м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $L \times B \times H$	Масса m , кг
041A/24	4	57,7	5600	1596 × 665 × 565	77
041B/24	4	72,1	5300	1596 × 665 × 565	85
046A/24	4	92,3	8680	1996 × 685 × 665	109
046B/24	4	115,3	8440	1996 × 685 × 665	123
051B/24	4	144,2	11180	2476 × 690 × 665	147
066A/24	4	207,6	18780	3046 × 785 × 965	265
066B/24	4	259,5	18040	3046 × 785 × 965	293
071A/24	4	272,0	26400	3476 × 865 × 1065	334
071B/24	4	340,0	25300	3476 × 865 × 1065	369
081A/24	4	369,0	36880	3876 × 955 × 1265	449
041B/27	7	42,4	5980	1596 × 665 × 565	74
041C/27	7	50,9	5280	1596 × 665 × 565	81
046B/27	7	67,9	9000	1996 × 685 × 665	104
046C/27	7	81,5	8860	1996 × 685 × 665	114
051C/27	7	101,9	11720	2476 × 690 × 665	137
066A/27	7	122,2	20220	3046 × 785 × 965	230
066B/27	7	152,8	19740	3046 × 785 × 965	252
066C/27	7	183,3	19320	3046 × 785 × 965	275
071B/27	7	200,2	27760	3476 × 865 × 1065	317
071C/27	7	240,2	27140	3476 × 865 × 1065	346
081B/27	7	271,6	38440	3846 × 955 × 1265	428
081C/27	7	325,9	37720	3846 × 1055 × 1265	479
051C/210	10	73,3	11900	2476 × 690 × 665	136
051D/210	10	97,8	11520	2476 × 790 × 665	166
066C/210	10	132,0	19740	3046 × 785 × 965	273
066D/210	10	176,0	18860	3046 × 985 × 965	336
071C/210	10	172,9	27760	3476 × 865 × 1065	344
071D/210	10	230,6	26460	3476 × 1065 × 1065	422
081C/210	10	234,7	38440	3846 × 1055 × 1265	477
081D/210	10	312,9	36900	3846 × 1055 × 1265	555
051C/212	12	62,3	12060	2476 × 690 × 665	131
051D/212	12	83,0	11740	2476 × 790 × 665	159
066C/212	12	112,1	20180	3046 × 785 × 965	263
066D/212	12	149,5	19380	3046 × 985 × 965	323
071D/212	12	195,8	27220	3476 × 1065 × 1065	404
081C/212	12	199,3	39160	3846 × 1055 × 1265	459
081D/212	12	265,7	37800	3846 × 1055 × 1265	530

Воздухоохладители типа ГНР с тремя вентиляторами

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача V_B , м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $L \times B \times H$	Масса m , кг
041A/34	4	85,6	8400	2276 × 665 × 565	77
041B/34	4	108,1	7950	2276 × 665 × 565	85
046A/34	4	138,4	13020	2876 × 685 × 665	109
046B/34	4	173,0	12660	2876 × 685 × 665	123
051B/34	4	216,2	16770	3646 × 690 × 665	147
066A/34	4	312,7	28170	4261 × 785 × 965	265
066B/34	4	390,8	27060	4261 × 785 × 965	293
071A/34	4	409,4	39600	4906 × 865 × 1065	334
071B/34	4	511,8	37950	4906 × 865 × 1065	369
081A/34	4	555,3	55320	5461 × 955 × 1265	449
041B/37	7	63,7	8970	2276 × 665 × 565	74
041C/37	7	76,4	8730	2276 × 665 × 565	81
046B/37	7	101,9	13500	2876 × 685 × 665	104
046C/37	7	122,2	13290	2876 × 685 × 665	114
051C/37	7	152,8	17580	3846 × 690 × 665	137
066A/37	7	184,1	30330	4261 × 785 × 965	230
066B/37	7	230,1	29610	4261 × 785 × 965	252
066C/37	7	276,2	28980	4261 × 785 × 965	275
071B/37	7	301,3	41640	4906 × 865 × 1065	317
071C/37	7	361,6	40710	4906 × 865 × 1065	346
081B/37	7	408,7	57660	5461 × 955 × 1265	428
081C/37	7	490,4	56580	5461 × 1055 × 1265	479
051C/310	10	110,0	17850	3646 × 690 × 665	136
051D/310	10	146,7	17280	3646 × 790 × 665	166
066C/310	10	198,8	29610	4261 × 785 × 965	273
066D/310	10	265,1	28290	4261 × 985 × 965	336
071C/310	10	260,3	41640	4906 × 865 × 1065	344
071D/310	10	347,1	39690	4906 × 1065 × 1065	422
081C/310	10	353,1	57660	5461 × 1055 × 1265	477
081D/310	10	470,8	55350	5461 × 1055 × 1265	555
051C/312	12	93,4	18090	3646 × 690 × 665	131
051D/312	12	124,6	17610	3646 × 790 × 665	159
066C/312	12	168,9	30270	4261 × 785 × 965	263
066D/312	12	225,1	29700	4261 × 985 × 965	323
071D/312	12	294,8	40830	4906 × 1065 × 1065	404
081C/312	12	299,9	58740	5461 × 1055 × 1265	459
081D/312	12	399,8	56700	5461 × 1055 × 1265	530

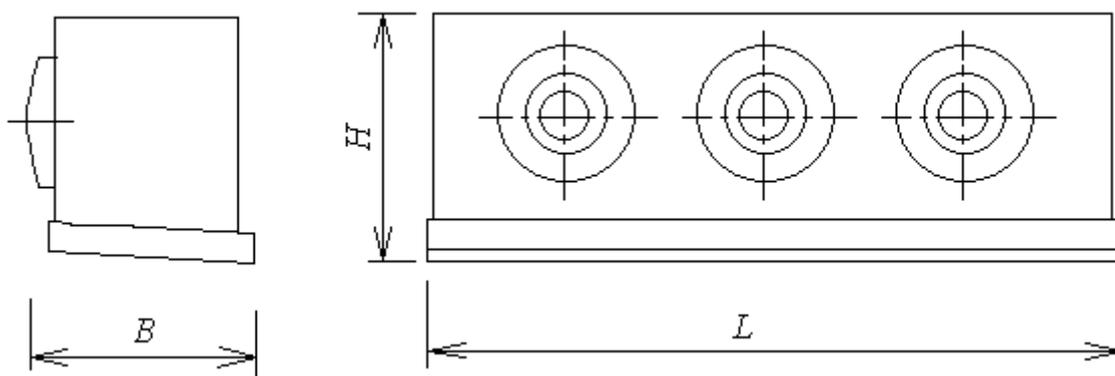


Рис. 1. Конструкция воздухоохлаждателей типов GHP 041A/34 – GHP 081D/312 (конструкции хладоновых воздухоохлаждателей, оснащенных одним вентилятором, аналогичны показанным на рис. 1 прил. 11, а оснащенных двумя вентиляторами – на рис. 2 прил. 3)

Таблица 4

Воздухоохлаждатели типа LUC с двумя вентиляторами

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача $V_{в}$, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм $L \times B \times H$	Масса m , кг
LUC 145 R	4,23	5,5	1246	560 × 357 × 400	17
LUC 200 R	4,23	8,7	1239	560 × 357 × 464	19
LUC 285 R	4,23	10,0	2336	966 × 357 × 400	23
LUC 320 R	4,23	13,4	2076	966 × 357 × 400	28
LUC 420 R	4,23	18,2	2562	1220 × 357 × 400	33
LUC 520 R	4,23	21,4	3252	1220 × 357 × 464	44
LUC 620 R	4,23	25,8	3696	1650 × 357 × 400	45
LUC 780 R	4,23	32,3	7095	1650 × 482 × 495	65
LUC 960 R	4,23	38,6	7895	1650 × 482 × 590	75
LUC 140 L	6,35	5,2	1217	560 × 357 × 400	17
LUC 195 L	6,35	7,5	1239	560 × 357 × 464	19
LUC 280 L	6,35	9,3	2267	966 × 357 × 400	23
LUC 315 L	6,35	11,7	2075	966 × 357 × 400	28
LUC 415 L	6,35	16,0	2561	1220 × 357 × 400	33
LUC 515 L	6,35	18,6	3250	1220 × 357 × 464	45
LUC 615 L	6,35	22,6	3694	1650 × 357 × 400	46
LUC 755 L	6,35	28,0	7093	1650 × 482 × 495	66
LUC 955 L	6,35	33,7	7893	1650 × 482 × 590	76

П р и м е ч а н и е. Воздухоохлаждатели типов LUC 145 R – LUC 955 L рекомендуется применять при температуре охлаждаемого воздуха не ниже минус 5 °С.

**Воздухоохладители типа LUC с двумя вентиляторами
(среднетемпературные)**

Марка	Шаг между ребрами l_{op} , мм	Площадь теплообмена $F_{во}$, м ²	Объемная подача V_v , м ³ /ч	Габаритные размеры, мм	Масса m , кг
LUC 155 E	4,23	5,5	1246	560 × 475 × 400	17
LUC 210 E	4,23	8,7	1239	560 × 475 × 464	19
LUC 295 E	4,23	10,0	2336	966 × 475 × 400	23
LUC 350 E	4,23	13,4	2076	966 × 475 × 400	28
LUC 440 E	4,23	18,2	2562	1220 × 475 × 400	33
LUC 550 E	4,23	21,4	3252	1220 × 475 × 464	44
LUC 650 E	4,23	25,8	3696	1650 × 475 × 400	45
LUC 840 E	4,23	32,3	7095	1650 × 475 × 495	65
LUC1030 E	4,23	38,6	7895	1650 × 475 × 590	75
LUC 150 C	6,35	5,2	1217	560 × 475 × 400	17
LUC 205 C	6,35	7,5	1239	560 × 475 × 464	19
LUC 290 C	6,35	9,3	2267	966 × 475 × 400	23
LUC 345 C	6,35	11,7	2075	966 × 475 × 400	28
LUC 435 C	6,35	16,0	2561	1220 × 475 × 400	33
LUC 545 C	6,35	18,6	3250	1220 × 475 × 464	45
LUC 645 C	6,35	22,6	3694	1650 × 475 × 400	46
LUC 835 C	6,35	28,0	7093	1650 × 475 × 495	66
LUC1025 C	6,35	33,7	7893	1650 × 475 × 590	76

Примечание. Воздухоохладители типов LUC 155 E – LUC 1025 L рекомендуется применять при температуре охлаждаемого воздуха не ниже минус 20 °С.

Приложение 13

Плотность продуктов [9]

Продукт	Плотность продукта ρ , кг/м ³		Продукт	Плотность продукта ρ , кг/м ³	
	охлажденного	замороженного		охлажденного	замороженного
Говядина	1000–1050	960–980	Фасоль	950	890
Птица	1050	1000	Помидоры	1000	940
Рыба	1000	950	Морковь	1030	990
Масло сливочное	950	940	Слива	1030	980
Персики	1010	950	Клубника	900	840
Абрикосы	1030	940	Вишня	1020	990
Черника	1000	950	Горошек	1020	970
Смородина	1000	950	Клюква	930	890
Колбаса	960		Картофель	1030	1000
Тесто	630		Творог	1000	

Хладоновые компрессорно-конденсаторные агрегаты

Таблица 1

Холодопроизводительность агрегатов на хладоне R134a (кВт)

Марка	Температура окружающего воздуха, °С	Температура кипения, °С				
		0	-5	-10	-15	-20
B8-KM-5X	27	1,9	1,6	1,3	1,1	0,8
	32	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8
	38	1,7	1,4	1,1	0,9	0,7
	43	1,5	1,3	1,0	0,8	0,6
B8-KM-7X	27	2,0	1,7	1,4	1,1	0,8
	32	1,9	1,6	1,3	1,0	0,8
	38	1,7	1,4	1,1	0,9	0,7
	43	1,6	1,3	1,0	0,8	0,6
B8-KJ-7X	27	2,4	2,0	1,7	1,3	1,1
	32	2,2	1,9	1,5	1,2	1,0
	38	2,0	1,7	1,4	1,1	0,9
	43	1,8	1,5	1,3	1,0	0,8
B8-KJ-10X	27	2,6	2,1	1,7	1,4	1,1
	32	2,4	2,0	1,6	1,3	1,0
	38	2,2	1,8	1,5	1,2	0,9
	43	2,1	1,7	1,4	1,1	0,8
B8-KSJ-10X	27	3,0	2,5	2,1	1,7	1,3
	32	2,8	2,4	1,9	1,6	1,2
	38	2,6	2,2	1,8	1,4	1,1
	43	2,4	2,0	1,6	1,3	1,0
D8-KSJ-15X	27	3,3	2,7	2,2	1,8	1,4
	32	3,1	2,6	2,1	1,7	1,3
	38	2,8	2,4	1,9	1,5	1,2
	43	2,7	2,2	1,8	1,4	1,1
B8-KL-15X	27	3,3	2,8	2,3	1,9	1,5
	32	3,1	2,6	2,2	1,8	1,4
	38	2,8	2,4	2,0	1,6	1,3
	43	2,6	2,2	1,8	1,5	1,2
D8-KSL-15X	27	4,5	3,8	3,1	2,5	2,0
	32	4,2	3,5	2,9	2,3	1,9
	38	3,9	3,3	2,7	2,1	1,7
	43	3,6	3,0	2,5	2,0	1,5
H8-LE-20X	27	4,7	3,9	3,2	2,5	1,9
	32	4,4	3,6	2,9	2,3	1,7
	38	4,0	3,3	2,6	2,0	1,5
	43	3,6	3,0	2,4	1,8	1,4

Окончание табл. 1

Марка	Температура окружающего воздуха, °С	Температура кипения, °С				
		0	-5	-10	-15	-20
D8-LF-20X	27	5,4	4,6	3,8	3,1	2,4
	32	5,0	4,2	3,5	2,8	2,2
	38	4,5	3,8	3,2	2,5	2,0
	43	4,2	3,5	2,9	2,3	1,8
H8-LF-30X	27	6,0	5,0	4,1	3,3	2,6
	32	5,6	4,7	3,8	3,0	2,4
	38	5,1	4,2	3,4	2,7	2,1
	43	4,7	3,9	3,1	2,5	1,9
P8-LF-30X	27	6,8	5,6	4,5	3,5	2,7
	32	6,4	5,2	4,2	3,3	2,5
	38	5,9	4,8	3,8	3,0	2,2
	43	5,5	4,8	3,5	2,7	2,0
H8-LJ-20X	27	6,6	5,5	4,6	3,7	3,0
	32	6,1	5,1	4,2	3,4	2,7
	38	5,5	4,6	3,8	3,1	2,4
	43	5,1	4,3	3,5	2,8	2,2
H8-LJ-30X	27	7,2	6,0	4,9	3,9	3,0
	32	6,8	5,6	4,5	3,6	2,8
	38	6,3	5,2	4,2	3,3	2,5
	43	5,8	4,8	3,8	3,0	2,3
P8-LJ-30X	27	7,7	6,3	5,1	4,0	3,1
	32	7,2	5,9	4,8	3,8	2,9
	38	6,7	5,4	4,4	3,4	2,6
	43	6,2	5,0	4,0	3,1	2,4
H8-LL-30X	27	8,1	6,8	5,6	4,5	3,6
	32	7,5	6,3	5,2	4,1	3,3
	38	6,8	5,7	4,7	3,7	2,9
	43	6,3	5,3	4,3	3,4	2,6
H8-LL-40X	27	8,7	7,3	6,0	4,9	3,9
	32	8,2	6,8	5,6	4,6	3,6
	38	7,6	6,3	5,1	4,1	3,2
	43	7,0	5,8	4,7	3,8	2,9
P8-LL-40X	27	9,4	7,8	6,4	5,1	4,1
	32	8,8	7,3	6,0	4,8	3,7
	38	8,2	6,7	5,5	4,3	3,8
	43	7,6	6,2	5,0	4,0	3,1
H9-LSG-40X	27	10,0	8,5	7,1	5,8	4,6
	32	9,4	7,9	6,6	5,4	4,3
	38	8,6	7,3	6,0	4,9	3,9
	43	8,0	6,7	5,6	4,5	3,5
P8-LHA-50X	27	12,3	10,3	8,6	7,0	5,6
	32	11,5	9,7	8,0	6,5	5,1
	38	10,6	9,9	7,3	5,9	4,7
	43	9,8	8,3	6,8	5,5	4,3

Таблица 2

Холодопроизводительность агрегатов на хладоне R404a (кВт)

Марка	Температура окружающего воздуха, °С	Температура кипения, °С				
		-20	-25	-30	-35	-40
B8-KM-5X	27	1,5	1,2	1,0	0,7	0,5
	32	1,4	1,1	0,9	0,6	0,5
	38	1,2	1,0	0,7	0,5	0,4
	43	1,1	0,8	0,6	0,5	0,3
B8-KM-7X	27	1,5	1,2	1,0	0,7	0,5
	32	1,4	1,1	0,9	0,6	0,5
	38	1,2	1,0	0,7	0,5	0,4
	43	1,1	0,8	0,6	0,5	0,3
B8-KJ-7X	27	1,8	1,5	1,2	1,0	0,7
	32	1,7	1,4	1,1	0,8	0,6
	38	1,5	1,2	1,0	0,7	0,5
	43	1,3	1,1	1,8	0,6	0,5
B8-KJ-10X	27	1,9	1,6	1,3	1,0	0,7
	32	1,7	1,4	1,1	0,9	0,6
	38	1,5	1,3	1,0	0,8	0,5
	43	1,4	1,1	0,9	0,7	0,5
B8-KSJ-10X	27	2,3	1,9	1,6	1,2	1,0
	32	2,1	1,8	1,4	1,1	0,8
	38	–	1,6	1,2	1,0	0,7
	43	–	1,4	1,1	0,8	0,6
D8-KSJ-15X	27	2,5	2,0	1,6	1,3	1,0
	32	2,3	1,9	1,5	1,2	0,9
	38	2,0	1,7	1,3	1,0	0,7
	43	1,8	1,5	1,2	0,9	0,6
B8-KL-15X	27	2,6	2,2	1,8	1,4	1,1
	32	2,4	2,0	1,6	1,3	1,0
	38	–	1,8	1,4	1,1	0,8
	43	–	1,6	1,3	1,0	0,7
D8-KSL-15X	27	3,2	2,6	2,0	1,5	1,0
	32	3,0	2,4	1,8	1,3	0,8
	38	2,6	2,0	1,5	1,0	–
	43	2,2	1,7	1,2	0,8	–
H8-LE-20X	27	3,6	2,9	2,2	1,6	1,1
	32	3,2	2,6	1,9	1,4	0,9
	38	2,8	2,2	1,6	1,1	0,6
	43	2,5	1,9	1,4	0,9	–
D8-LF-20X	27	3,9	3,2	2,6	2,0	1,4
	32	3,5	2,9	2,3	1,7	1,2
	38	3,1	2,5	1,9	1,4	0,9
	43	2,7	2,2	1,7	1,2	–

Окончание табл. 2

Марка	Температура окружающего воздуха, °С	Температура кипения, °С				
		–20	–25	–30	–35	–40
H8-LF-30X	27	4,7	3,7	2,9	2,1	1,5
	32	4,2	3,4	2,6	1,9	1,2
	38	3,7	2,9	2,2	1,5	–
	43	3,3	2,5	1,9	1,3	–
P8-LF-30X	27	5,0	4,0	3,0	2,2	1,5
	32	4,5	3,6	2,7	1,9	1,8
	38	4,0	3,1	2,3	1,6	1,0
	43	3,5	2,7	2,0	1,3	–
H8-LJ-20X	27	5,2	4,2	3,3	2,5	1,8
	32	–	3,8	3,0	2,2	1,5
	38	–	3,3	2,5	1,8	1,1
	43	–	2,9	2,1	1,5	–
H8-LJ-30X	27	5,2	4,3	3,4	2,7	2,0
	32	4,7	3,8	3,0	2,3	1,7
	38	4,1	3,3	2,6	2,0	1,3
	43	3,6	2,9	2,2	1,6	1,0
P8-LJ-30X	27	5,6	4,6	3,6	2,8	2,0
	32	5,1	4,1	3,2	2,5	1,8
	38	4,5	3,6	2,8	2,0	1,4
	43	3,9	3,1	2,4	1,7	1,1
H8-LL-30X	27	6,4	5,2	4,2	3,2	2,3
	32	5,8	4,7	3,7	2,8	2,0
	38	5,1	4,1	3,2	2,4	1,6
	43	4,5	3,6	2,8	2,0	1,3
H8-LL-40X	27	6,5	5,3	4,2	3,2	2,3
	32	5,9	4,8	3,8	2,8	2,0
	38	5,1	4,2	3,2	2,4	1,6
	43	4,6	3,7	2,8	2,0	–
P8-LL-40X	27	7,1	5,8	4,5	3,4	2,5
	32	6,5	5,2	4,0	3,0	2,1
	38	5,7	4,5	3,5	2,5	1,7
	43	5,0	4,0	3,0	2,1	–
H9-LSG-40X	27	7,8	6,5	5,2	4,1	3,0
	32	7,1	5,8	4,7	3,6	2,7
	38	6,2	5,1	4,0	3,0	2,2
	43	–	4,5	3,5	2,7	1,9
P8-LHA-50X	27	9,5	7,9	6,5	5,2	4,0
	32	8,7	7,2	5,9	4,7	3,6
	38	7,7	6,4	5,2	4,1	3,1
	43	–	5,7	4,6	3,6	–

Приложение 15

Безразмерные температуры

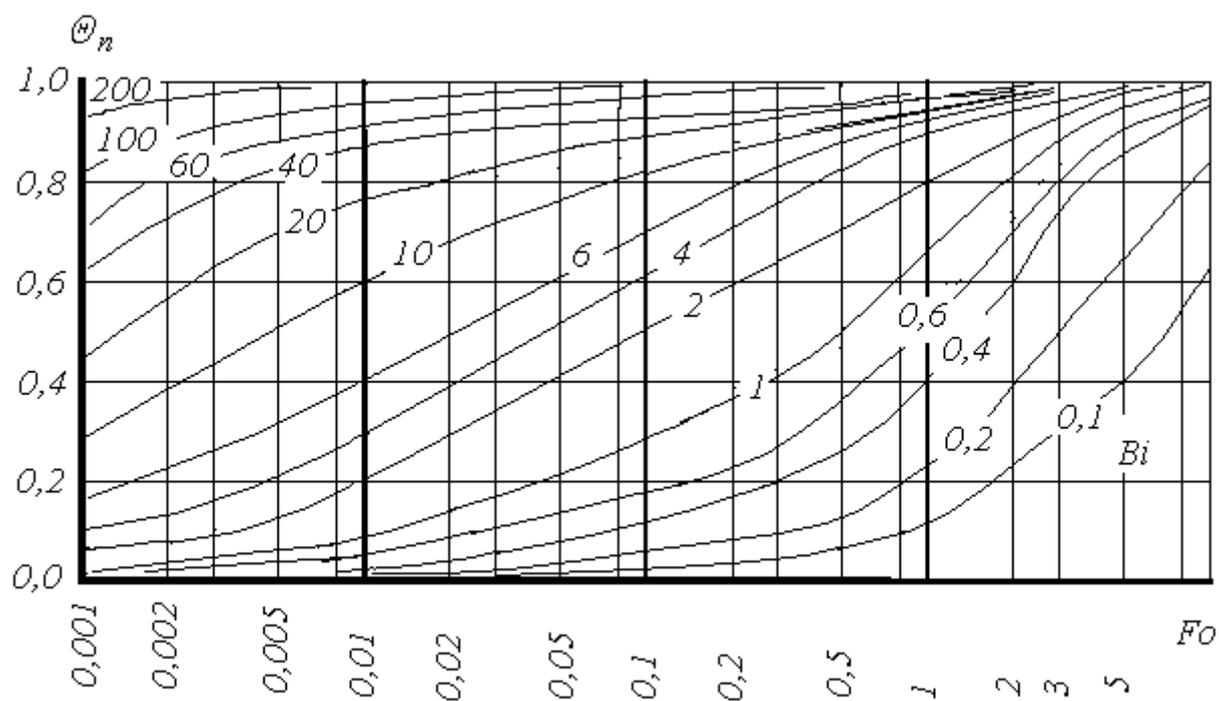


Рис. 1. Безразмерная температура на поверхности пластины

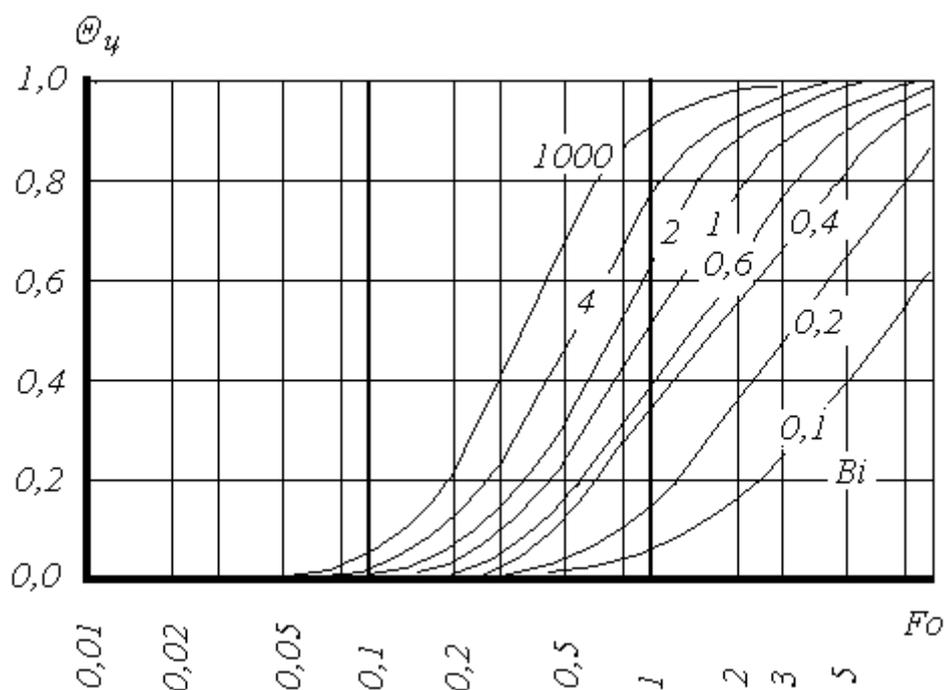


Рис. 2. Безразмерная температура в центре пластины

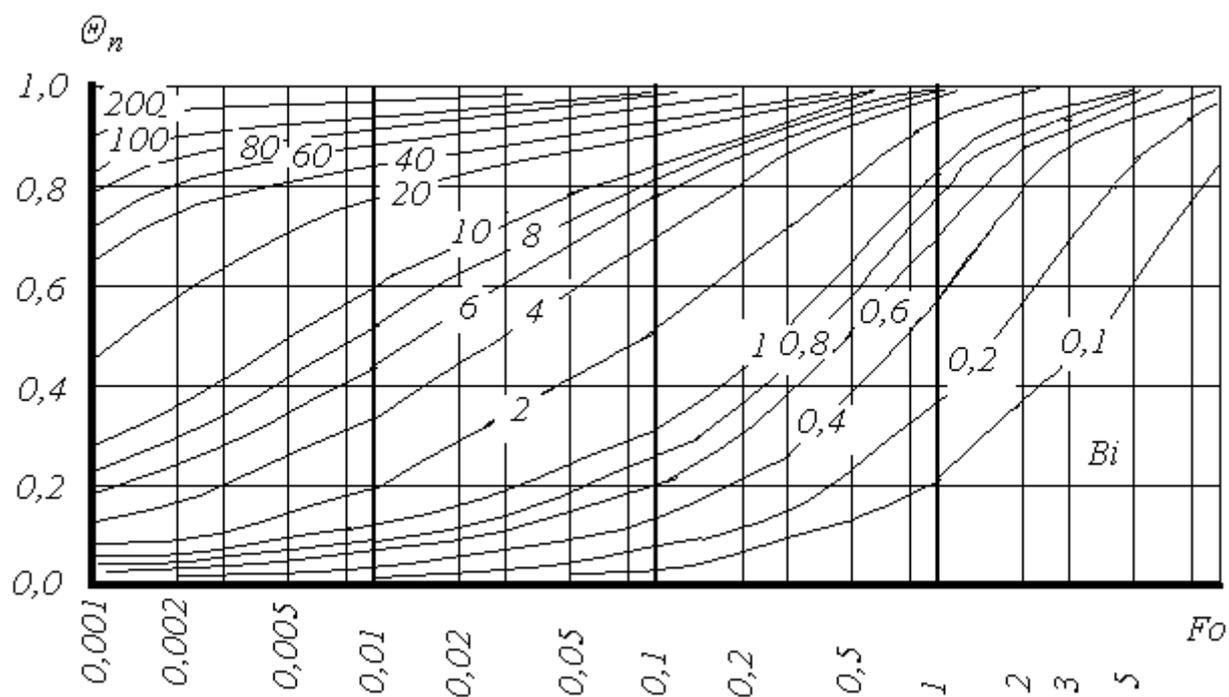


Рис. 3. Безразмерная температура на поверхности цилиндра

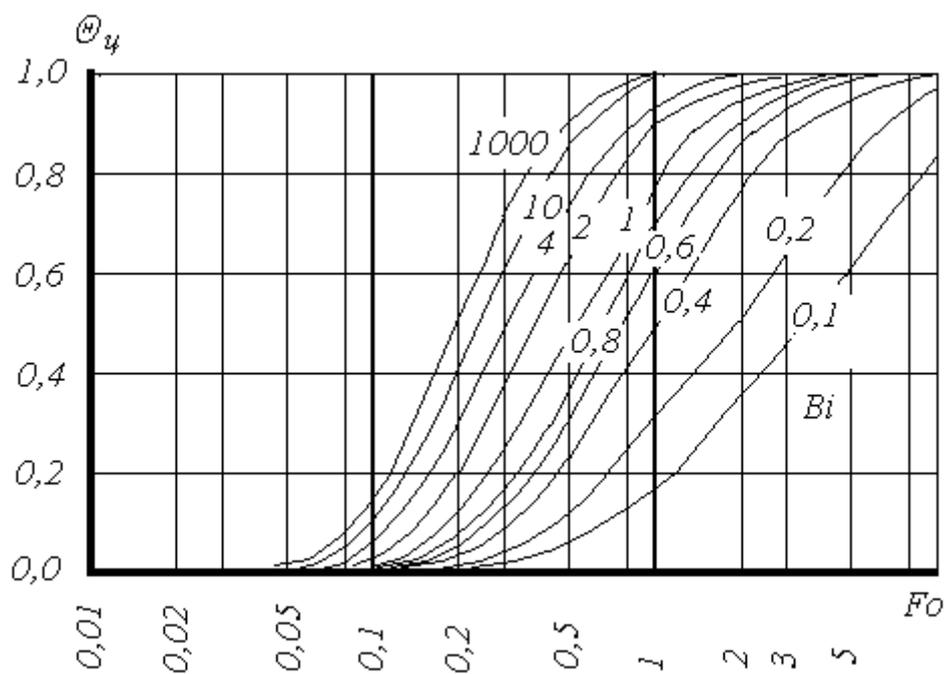


Рис. 4. Безразмерная температура в центре цилиндра

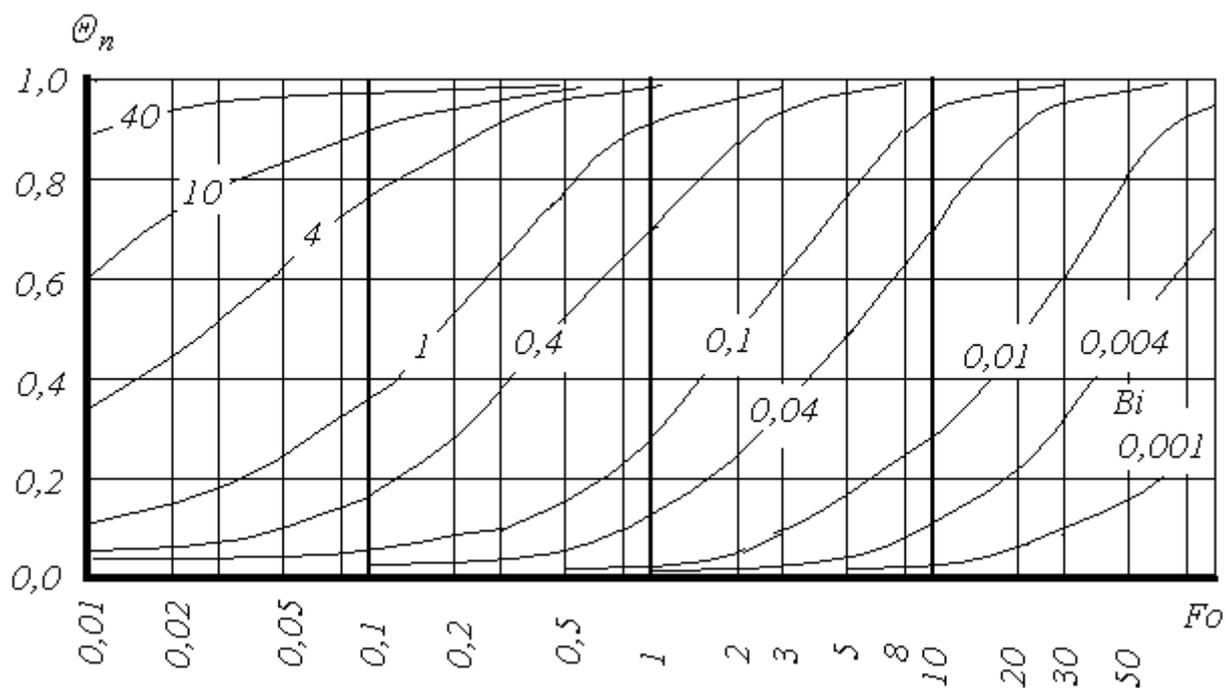


Рис. 5. Безразмерная температура на поверхности шара

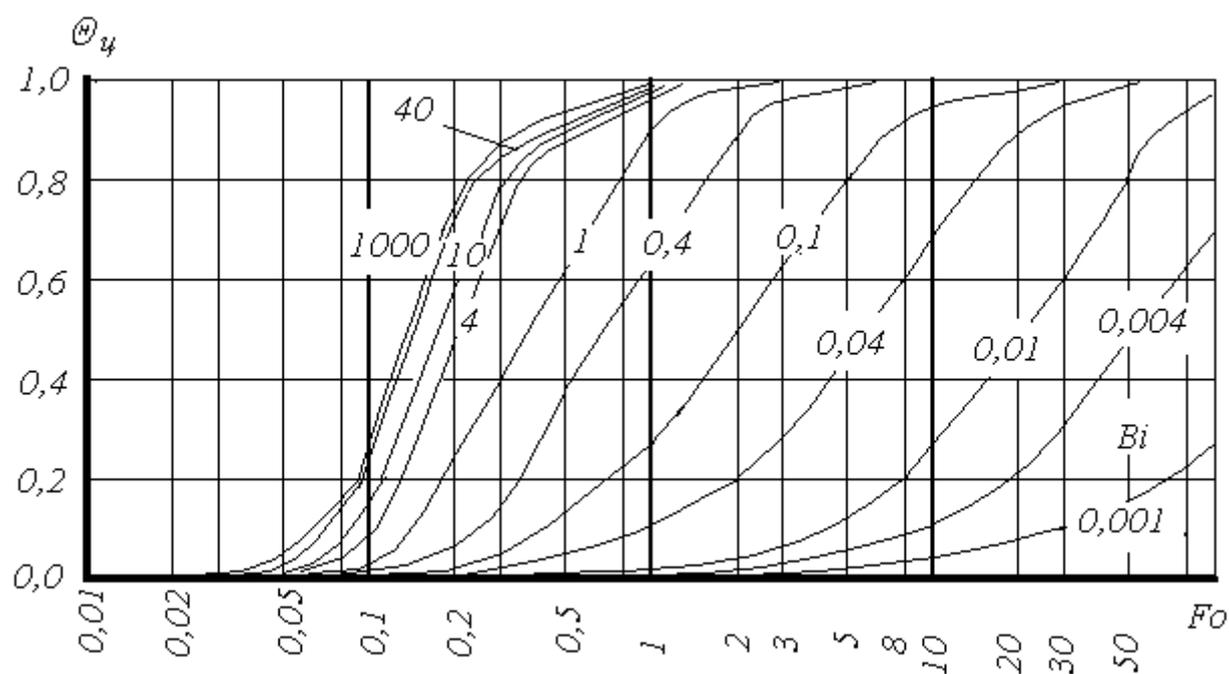


Рис. 6. Безразмерная температура в центре шара

Коэффициенты P и R в формуле Планка

$\beta_1 = l/\delta$	$\beta_2 = b/\delta$	P	R	$\beta_1 = l/\delta$	$\beta_2 = b/\delta$	P	R
1,0	1,0	0,1667	0,0417	5,0	1,0	0,2272	0,0584
1,5	1,0	0,1875	0,0491	5,0	2,0	0,2941	0,0827
1,5	1,5	0,2143	0,0604	5,0	5,0	0,3570	0,0982
2,0	1,0	0,2000	0,0525	6,0	1,0	0,2308	0,0592
2,0	1,5	0,2308	0,0656	6,0	2,0	0,3000	0,0839
2,0	2,0	0,2500	0,00719	6,0	4,5	0,3602	0,0990
2,5	1,0	0,2083	0,0545	6,0	6,0	0,3750	0,1020
2,5	2,0	0,2632	0,0751	8,0	1,0	0,2353	0,0599
2,5	2,5	0,2778	0,0792	8,0	2,0	0,3077	0,0851
3,0	1,0	0,2142	0,0558	8,0	4,0	0,3200	0,1012
3,0	2,0	0,2727	0,0776	8,0	8,0	0,4000	0,1051
3,0	3,0	0,3000	0,0849	10,0	1,0	0,2381	0,0604
4,0	1,0	0,2222	0,0574	10,0	2,0	0,3125	0,0865
4,0	2,0	0,2857	0,0808	10,0	5,0	0,3846	0,1037
4,0	3,0	0,3156	0,0887	10,0	10,0	0,4167	0,1101
4,0	4,0	0,3333	0,0929	∞	∞	0,5000	0,1250

Для плоской плиты толщиной δ бесконечной протяженности при одностороннем отводе теплоты $P = 1, R = 0,5$; при двустороннем отводе теплоты $P = 0,5, R = 0,125$.

Для блока квадратного сечения $\delta \times \delta$ и цилиндра бесконечной длины $D = \delta$ коэффициенты $P = 0,25, R = 0,0625$.

Для куба $\delta \times \delta \times \delta$ и шара $D = \delta$ коэффициенты $P = 0,1667, R = 0,0417$.

Для прямоугольной плиты с отношениями сторон $\beta_1 = l/\delta$ и $\beta_2 = b/\delta$ при отводе теплоты со всех сторон значения P и R даны в вышеприведенной таблице.

Программа расчета времени замораживания тел простой формы [10]

```
1 CLS
DEFINT I
PRINT "t охлаждающей среды C"
INPUT ta
PRINT "t начальная тела C"
INPUT tb
PRINT "t конечная среднеобъемная C"
INPUT ts
PRINT "t криоскопическая"
INPUT tc
IF ta > tc OR tb < tc OR ts > tc OR ts < ta THEN
PRINT "ошибка в данных"
PLAY "t32o1>l20cdedcdl10ecc"
GOTO 1
END IF
dt = (ta - tb) / (ta - tc)
PRINT "размер,м, для пластины толщина, цилиндр и шар - радиус"
INPUT r
PRINT "влажность тела, доли единицы"
INPUT s
PRINT "доля вымороженной воды, доли единицы "
INPUT ss
q = 330000 * s * ss
PRINT "плотность тела, кг/куб.м"
INPUT ro
PRINT "теплопроводность замороженной части, Вт/мК( лед 2,3)"
INPUT lf
PRINT "теплоемкость замороженной части, Дж/кгК (лед 1800)"
INPUT cf
kf = cf * ro * r * r / lf
PRINT "теплопроводность охлажденной части, Вт/мК (вода 0,55)"
INPUT luf
PRINT "теплоемкость охлажденной части, Дж/кгК (вода 4200)"
INPUT cuf
kuf = cuf * ro * r * r / luf
PRINT "термическое сопротивление (толщина/теплопроводность) упаковки,"
PRINT "кв.мК/Вт, иначе 0"
INPUT aup
PRINT "форма тела (П - пластина, Ц - цилиндр, Ш - шар"

WHILE INKEY$ <> "": WEND
DO
```

```

f$ = UCASE$(INKEY$)
LOOP UNTIL f$ = "G" OR f$ = "W" OR f$ = "I"
IF NOT f$ = "G" THEN GOTO 96
PRINT "коэффициент теплоотдачи на 1-ой стороне пластины, Вт/кв.мК"
INPUT a1
PRINT "коэффициент теплоотдачи на 2-ой стороне пластины, Вт/кв.мК"
INPUT a2
IF a1 < a2 THEN SWAP a1, a2
a1 = 1 / (1 / a1 + aup)
a2 = 1 / (1 / a2 + aup)
bif1 = a1 * r / lf
bif2 = a2 * r / lf
biuf1 = a1 * r / luf
biuf2 = a2 * r / luf
x10 = (.5 * r * r / lf + r / a2) / (r / lf + 1 / a1 + 1 / a2)
x1 = x10
tmp1 = q * ro * (.5 * x1 * x1 / lf + x1 / a1) / (tc - ta)
DO
xx1 = (LOG(1 + a1 * x1 / lf)) / a1 / a1 - (LOG(1 + a2 * (r - x1) / lf)) / a2 / a2
xx1 = x10 + .5 * cf * ro * lf * xx1 / ((q * ro / (tc - ta) + cf * ro / 2) * (r / lf + 1 / lf + 1 / a1 + 1 / a2))
x1 = xx1
LOOP UNTIL ABS(xx1 - x1) < .001
tmfr = (q * ro / (tc - ta) + cf * ro / 2) * (.5 * x1 * x1 / lf + x1 / a1)
tmfr = tmfr - .5 * cf * ro * lf * (LOG(1 + a1 * x1 / lf)) / a1 / a1
dtmfl = tmfr - tmp1
mth = 2 * lf * lf * r + lf * (a1 * x1 * x1 + a2 * (r - x1) * (r - x1)) + (r * a1 * a2 + 2 * lf * (a1 + a2)) * x1 * (r - x1)
mt = .5 * (tc - ta) * mth / (r * (lf + a1 * x1) * (lf + a2 * (r - x1))) + ta
muf = 1.570796
mf = 1.570796
FOR i = 2 TO 13 STEP 1
muf = muf + 3.141593 * SGN(muf * (biuf1 + biuf2) * COS(muf) - (muf * muf - biuf1 * biuf2) * SIN(muf)) / 2 ^ i
mf = mf + 3.141593 * SGN(mf * (bif1 + bif2) * COS(mf) - (mf * mf - bif1 * bif2) * SIN(mf)) / 2 ^ i
NEXT i
nuf = .5 * (muf * muf + biuf1 + biuf2 * biuf2) + .25 * (muf * muf - biuf1 * biuf) * SIN(2 * muf) / muf - .5 * biuf1 * COS(2 * muf)

nuf = (muf * SIN(muf) + biuf1 * (1 - COS(muf))) / nuf
dtmuf1 = kuf * LOG(dt * nuf) / muf / muf
tw = ta + (tc - ta) * (muf * SIN(muf) + biuf1 * (1 - COS(muf))) / muf / muf

```

```

IF mt < ts THEN GOTO 152
nf1 = (lf + a1 * x1 + a1 * a1 * r * r / (lf * mf * mf)) * SIN(mf * x1 / r)
nf1 = nf1 - a1 * a1 * r * r * x1 * (COS(mf * x1 / r)) / (mf * lf)
nf2 = (lf - a1 * a2 * r * r / (mf * mf * lf)) * SIN(mf) - (a1 + a2) * r * (COS(mf)) / mf
nf2 = nf2 + (-a2 * r - lf + a2 * x1 + a1 * a2 * r * r / (lf * mf * mf)) * SIN(mf * x1 / r)
nf2 = nf2 + (a1 * a2 * r * (r - x1)) / (lf * mf) + (a1 + a2) * r / mf * COS(mf * x1 / r)
nf = nf1 / (a1 * x1 + lf) + nf2 / (a2 * (r - x1) + lf)
nf = nf / (.5 * (mf * mf + bif1 + bif1 * bif1) + .25 * (mf * mf - bif1 * bif1) * SIN(2 * mf) / mf - .5 * bif1 * COS(2 * mf))
dtmf2 = kf * LOG((tc - ta) * nf * (SIN(mf) + bif1 * (1 - COS(mf) / mf)) / (ts - ta)) / mf / mf

```

GOTO 152

96 PRINT "коэффициент теплоотдачи к телу, Вт/(кв.мК)"

INPUT a

a = 1 / (1 + 1 / a + aup)

bif = a * r / lf

biuf = a * r / luf

IF f\$ = "W" THEN GOTO 122

tmpl = -q * ro * r * r * (.5 + 1 / bif) / (3 * lf * (ta - tc))

pf = bif - 1

puf = biuf - 1

dtmf1 = (.25 + .5 / pf - .5 * LOG(bif) / pf / pf) * kf

mt = ta - (1 - 1.5 * bif * (.5 - 1 / pf + LOG(bif) / pf / pf) / pf) * (ta - tc)

muf = 1.570796

mf = 1.570796

FOR i = 2 TO 13 STEP 1

muf = muf + 3.141593 * SGN(puf * SIN(muf) + muf * COS(muf)) / 2 ^ i

mf = mf + 3.141593 * sng(pf * SIN(mf) + mf * COS(mf)) / 2 ^ i

NEXT i

nuf = SQR(muf * muf + puf * puf) / (muf * (muf * muf + biuf * puf))

nuf = 2 * nuf * biuf * SIN(muf)

nf = SQR(mf * mf + pf * pf) / (mf * mf * mf * (mf * mf + bif * pf))

nf = 6 * bif * bif * nf * SIN(mf)

dtmuf1 = kuf * LOG(nuf * dt) / muf / muf

tw = ta - (ta - tc) * 3 * biuf / muf / muf

IF mt < ts THEN GOTO 152

dtmf2 = kf * LOG(nf * (mt - ta) / (ts - ta)) / mf / mf

GOTO 152

122 tmpl = -q * ro * r * r * (.5 + 1 / bif) / (2 * lf * (ta - tc))

tmf = .25 / 20 + .25 * (1 + bif) * LOG(1 + 2 / (bif * 20)) - .25

```

mtf = 1 - .5 * bif * (bif + 1) * (LOG(1 + .1 / bif) - 2 / (20 * bif + 2))
FOR i = 1 TO 399 STEP 1
y = i / 20
z = EXP(-y)
w = y + 2 / bif
pf = 1 + 1 / bif
tmf = tmf + (-y * z + pf * (1 - x)) / (y * w * 40)
mtf = mtf - (-y * y * z + 2 * pf * (1 - z - y * z)) / (y * w * w * 20)
NEXT i
dmtf1 = tmf * kf
mt = ta - (ta - tc) * mtf
mf = 1.2024
muf = 1.2024

```

```

FOR i = 1 TO 13 STEP 1
x = mf / 2
j0f = 1 - x * x + x ^ 4 / 4 - x ^ 6 / 36 + x ^ 8 / 576 - x ^ 10 / 14400
j1f = x - x ^ 3 / 2 + x ^ 5 / 12 - x ^ 7 / 144 + x ^ 9 / 2880
x = muf / 2
j0uf = 1 - x * x + x ^ 4 / 4 - x ^ 6 / 36 + x ^ 8 / 576 - x ^ 10 / 14400
j1uf = x - x ^ 3 / 2 + x ^ 5 / 12 - x ^ 7 / 144 + x ^ 9 / 2880
muf = muf + 1.2024 * SGN(biuf * j0uf - muf * j1uf) / 2 ^ i
mf = mf + 1.2024 * SGN(bif * j0f - mf * j1f) / 2 ^ i
NEXT i
dtmuf1 = kuf * LOG(2 * biuf * dt / (muf * muf + biuf * biuf)) / muf / muf
tw = ta - (ta - tc) * 2 * biuf / muf / muf
IF mt < ts THEN GOTO 152
dtf = (mt - ta) / (ts - ta)
dtmf2 = kf * LOG(4 * bif * bif * dtf / (mf ^ 4 + (bif * mf) ^ 2)) / mf / mf

```

```

152 IF tw > tb THEN tw = tb
dtmuf2 = tmpl * cuf * tw / q
CLS

```

```

PRINT "Время охлаждения до криоскопической t на поверхности"
IF dtmuf1 > 0 THEN PRINT "    ", dtmuf1, " C"
IF dtmuf1 < 0 THEN PRINT "    Незначительно"
PRINT "    Время замораживания по Планку"
PRINT "    ", tmpl, "C"

```

```

PRINT "    Добавка ко времени замораживания, учитывающая теплоемкость"
PRINT "    замороженной части тела"
PRINT "    ", dtmf1, "C"

```

```

PRINT "      добавка ко времени замораживания, учитывающая среднеобъемную"
PRINT "      температуру тела в момент начала замораживания"
PRINT "      ", dtmuf2, "C"
PRINT "      Итоговое время собственно замораживания"
tm = tmp1 + dtmf1 + dtmuf2
PRINT "      ", tm, "C"
PRINT "среднеобъемная температура по окончании замораживания"
PRINT "      ", mt, "C"
PRINT "      Необходимое время домораживания"
IF dtmf2 > 0 OR dtmf2 = 0 THEN PRINT "      ", dtmf2, "C"
IF dtmf2 < 0 THEN PRINT "      назначительно"
IF dtmuf1 < 0 THEN dtmuf1 = 0
IF dtmf2 < 0 THEN dtmf2 = 0
PRINT "      Итоговое время процесса"
tt = tm + dtmuf1 + dtmf2
PRINT "      ", tt, "C"
qq = q + cuf * (tb - tc) - cf * (ts - tc)
PRINT "      Теплота, отводимая от продукта за время процесса"
PRINT "      ", qq, "Дж/кг"
PRINT "      Хотите запустить программу снова (д/н)?"
WHILE INKEY$ <> "": WEND
DO
kbd$ = UCASE$(INKEY$)
LOOP UNTIL kbd$ = "L" OR kbd$ = "Y"
IF kbd$ = "L" THEN GOTO 1
END

```

Приложение 18

**Характеристики пищевых продуктов, замораживаемых
во флюидизированном слое [1]**

Продукт	Масса единицы продукта, г	Диаметр единицы продукта, мм	Плотность продукта, кг/м ³	Насыпная плотность слоя, кг/м ³	Порозность слоя
Вишня	2,6–3,5	16–19	1020 ... 1040	560	0,56
Горошек	1,18	7–9	1020	750	0,55
Клубника:					
мелкая	5,2	< 20	900	630	0,71
средняя	8,5	20–30	900	560	0,64
крупная	14,9	> 30	900	560	0,64
Клюква	0,7–1,0	7–10	930	500	0,55
Малина	4–5	16–19	1020	580	0,58
Смородина	0,5–1,2	6–11	1000	560	0,56
Слива	10–15	20	1030	640	0,64
Фасоль	1,8–2,2	14	950	660	0,70
Черника	1	7	1000	550	0,56

Приложение 19

Программа расчета флюидизированного слоя

```

Program fl2;
Uses Crt,Kbi;
Label l,l1,m1,m2,m3,m4,m5,m6,m7;
Type ekr=array[1..4000] of byte;
Var mas,w0,wkr1,wkr2,ro,ron,tp,tk,ta1,ta,ga,d1,d,f1,ar,ar1,ar2,h0,hf,
    ljm,ww,tkr,co,cz,rov,lv,nv,al,wz,q2,fr,cv,vw,fpr,gpr,
    re,por,pr1,pr2,tay,dp,dp1,dp2,dpf,dpr,ne,dt :real;
    r1,rg,rv,r2,rm1,prod,form,ms,pl1,t1,rr,pr,res :byte;
    ekran :ekr Absolute $b800:$0000;
    save1,save2,save3,save4,save5 :^ekr;
    Ch :Char;

Procedure V1(text:string;a:real;var r:real);
var stroka :string;
    code :integer;
begin
code:=0;
Repeat
{ClrScr;}writeln;CF(7,0);
write(text);writeln(a:7:3);
writeln;

```

```

write('Новое значение температуры воздуха ..... ');
readln(stroka);
val(stroka,r,code);
until code=0;
end;

```

Procedure Is;

begin

Pl;

FrameWN(1,14,54,23,0,'ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ...');

CF(0,7);GoToXY(1,1);

write('Продукт ');

Case prod of

1:writeln('Вишня ');2:writeln('Горошек '); 3:writeln('Картофель ');

4:writeln('Клубника ');5:writeln('Малина ');6:writeln('Морковь ');

7:writeln('Смородина ');8:writeln('Фасоль ');

else writeln(' ');

end; {case write prod}

write('Форма продукта ');

Case form of

1:writeln('Шаровидная ');2:writeln('Яйцевидная ');3:writeln('Эллипсоидная');

4:writeln('Конусная d=h');5:writeln('Цилиндрическая d=h ');

6:writeln('Цилиндрическая d<h ');7:writeln('Дисковая

d>h');8:writeln('Кубическая ');

else writeln(' ');

end; {case write form}

write('Масса единичного продукта, г ');

writeln(mas*1000:6:1);

write('Температура поступающего продукта, С ');

writeln(tp:6:1);

write('Температура выпускаемого продукта, С ');

writeln(tk:6:1);

write('Температура воздуха в аппарате, С ');

writeln(ta:6:1);

write('Производительность аппарата, кг/ч ');

writeln(ga*3600:6:1);

end;

Procedure wuw; {Вывод }

```

begin
Pl;ClrScr;Window(9,1,70,2);CF(0,7);
writeln('<<<<  Расчет системы флюидизации морозильного аппарата  >>>>');
Pl;CF(7,0);
FrameWN(8,1,70,13,0,'Результат');
write('Теплоприток,                кВт ');
writeln(q2/1000:6:1);
write('Оптимальная скорость воздуха,    м/с ');
writeln(w0:6:1);
write('Первая критическая скорость воздуха,    м/с ');
writeln(wkr1:6:1);
write('Вторая критическая скорость воздуха,    м/с ');
writeln(wkr2:6:1);
write('Площадь решетки,                кв.м');
writeln(fr:6:1);
Write('Высота насыпного слоя,            м ');
writeln(h0:8:3);
write('Высота флюидизированного слоя,    м ');
writeln(hf:8:3);
write('Продолжительность замораживания,    мин ');
writeln(tay:6:1);
write('Потери напора в слое продукта,    Па ');
writeln(dp:6:1);
write('Мощность, потребляемая вентиляторами, кВт ');
writeln(ne/1000:6:1);
Pl;
Is;
end;

Procedure Zast;
Var Ch :char;

```

```

begin
ClrScr;

```

```

FrameW(3,2,75,24,1);
GoToXY(30,3);
write('СПбГУН и ПТ');
GoToXY(25,5);
write('Кафедра холодильных установок');
GoToXY(15,10);
write('Расчет замораживания продукта во флюидизированном слое');
GoToXY(50,18);
write('(с) Калюнов В.С.');
GoToXY(35,21);
write('2001');
{Ch:=ReadKey;}Delay(2000);
Pl;Cf(7,0);
ClrScr;CF(7,0);
Pl;
end;

Begin
{prod:=0;form:=0;ms:=0;tp:=0;tk:=0;ta:=0;ga:=0;}
ll:Zast;prod:=0;form:=0;mas:=0;tp:=0;tk:=0;ta:=0;ga:=0;
  CF(7,0);Pl;ClrScr;Window(10,11,77,13);CF(0,7);GoToXY(10,11);
  writeln('<<<< Расчет системы флюидизации морозильного аппарата >>>>');
  CF(7,0);
  Window(50,22,80,25);
  write('Нажмите любую клавишу');
  Ch:=ReadKey;
  Pl;ClrScr;
  Window(9,1,80,3);CF(0,7);
  writeln('<<<< Расчет системы флюидизации морозильного аппарата >>>>');
  CF(7,0);
  Window(1,8,80,25);
  writeln(' В работе предлагается исследовать влияние заданного');
  writeln('преподавателем параметра на скорость движения воздуха через
  слой');
  writeln('флюидизированного продукта, продолжительность заморажива-
  ния');

  writeln('аэродинамическое сопротивление флюидизированного слоя, необ-
  ходимую');
  writeln('мощность вентиляторов для преодоления этого сопротивления и');

```

```

writeln('поддерживающей решетки, теплоприток от продукта.');
```

```

writeln;
writeln('    Полученные данные предлагается представить в форме графика-
ков:');
```

```

writeln('1. Изменяемый параметр – скорость воздуха,');
writeln('2. Изменяемый параметр – аэродинамическое сопротивление,');
writeln('3. Изменяемый параметр – потребляемая мощность и т. п.');
```

```

GoToXY(50,16);
write('Нажмите любую клавишу');
```

```

Ch:=ReadKey;
m1:Pl;CF(7,0);Clrscr;Is;
  New(save1);
  MenuG(2,6,1,' Продукт ',' Форма ',' Масса, г ',' Температура , С ',' Вы-
пуск, кг/ч ',' Расчет ','rg);
  r1:=rg;save1^:=ekran;
  Case r1 of
  1: begin {Продукт}
      CF(7,0);save1^:=ekran;
      MenuV(2,4,8,1,' Вишня',' Горошек',' Картофель ',' Клубника ',' Малина ','
Морковь',' Смородина ',' Фасоль',' ',' ','rv);
      prod:=rv;
      {if prod=11 then} begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
      end;
  2: begin {Форма}
      CF(7,0);save1^:=ekran;
      MenuV(10,4,8,1,' Шаровидная',' Яйцевидная',' Эллипсоидная',' Конусная
d=h',' Цилиндрическая d=h',
          ' Цилиндрическая d<h',' Дисксовая d>h',' Кубическая',' ',' ','rv);
      form:=rv;
      {if form=11 then} begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
      end;
  3: begin {Масса}
      CF(7,0);save1^:=ekran; New(save2);
```

```

m2: MenuV(22,4,5,1,' 1..10 ',' 11..20 ',' 21..30 ',' 31..40 ',' 41..50 ',' ',' ',' ','rv);
  r2:=rv;Pl;
  Case r2 of
  1: begin {Масса1}
```

```

CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(30,8,10,1,' 1 ' ' 2 ' ' 3 ' ' 4 ' ' 5 ' ' 6 ' ' 7 ' ' 8 ' ' 9 ' ' 10 ','",rm1);
ms:=rm1;
Case ms of
1:mas:=0.001;2:mas:=0.002;3:mas:=0.003;4:mas:=0.004;5:mas:=0.005;
6:mas:=0.006;7:mas:=0.007;8:mas:=0.008;9:mas:=0.009;10:mas:=0.01;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m2;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
2: begin {Macca2}
CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(30,8,10,1,' 11 ' ' 12 ' ' 13 ' ' 14 ' ' 15 ' ' 16 ' ' 17 ' ' 18 ' ' 19 ' ' 20
',",rm1);
ms:=rm1;
Case ms of
1:mas:=0.011;2:mas:=0.012;3:mas:=0.013;4:mas:=0.014;5:mas:=0.015;
6:mas:=0.016;7:mas:=0.017;8:mas:=0.018;9:mas:=0.019;10:mas:=0.02;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m2;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
3: begin {Macca3}
CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(30,8,10,1,' 21 ' ' 22 ' ' 23 ' ' 24 ' ' 25 ' ' 26 ' ' 27 ' ' 28 ' ' 29 ' ' 30
',",rm1);
ms:=rm1;
Case ms of
1:mas:=0.021;2:mas:=0.022;3:mas:=0.023;4:mas:=0.024;5:mas:=0.025;
6:mas:=0.026;7:mas:=0.027;8:mas:=0.028;9:mas:=0.029;10:mas:=0.03;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m2;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
4: begin {Macca4}
CF(7,0);save2^:=ekran;

MenuV(30,8,10,1,' 31 ' ' 32 ' ' 33 ' ' 34 ' ' 35 ' ' 36 ' ' 37 ' ' 38 ' ' 39 ' ' 40
',",rm1);
ms:=rm1;
Case ms of

```

```

1:mas:=0.031;2:mas:=0.032;3:mas:=0.033;4:mas:=0.034;5:mas:=0.035;
6:mas:=0.036;7:mas:=0.037;8:mas:=0.038;9:mas:=0.039;10:mas:=0.04;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m2;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
5: begin {Macca5}
  CF(7,0);save2^:=ekran;
  MenuV(30,8,10,1,' 41 ',' 42 ',' 43 ',' 44 ',' 45 ',' 46 ',' 47 ',' 48 ',' 49 ',' 50
',' ,rm1);
  ms:=rm1;
  Case ms of
    1:mas:=0.041;2:mas:=0.042;3:mas:=0.043;4:mas:=0.044;5:mas:=0.045;
    6:mas:=0.046;7:mas:=0.047;8:mas:=0.048;9:mas:=0.049;10:mas:=0.05;
    11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m2;end;
    end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
    end;
    11:begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
  end {case Macca }
end; {massa}
4: begin {Температура}
  CF(7,0);save1^:=ekran; New(save2);
m4: MenuV(34,4,3,1,' Поступление продукта ',' ,Выпуск продукта ',' ,Воз-
дух в аппарате ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ,rv);
  r2:=rv;Pl;
  Case r2 of
    1: begin {Поступление}
      CF(7,0);save2^:=ekran;New(save3);
m5: MenuV(58,8,3,1,' 1..10 ',' 11..20 ',' 21..30 ',' ',' ',' ',' ',' ',' ,rm1);
      t1:=rm1;Pl;
      if t1=11 then begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m4;end;
      Case t1 of
        1: begin {Поступление1}
          CF(7,0);save3^:=ekran;

MenuV(52,11,10,1,' 1 ',' 2 ',' 3 ',' 4 ',' 5 ',' 6 ',' 7 ',' 8 ',' 9 ',' 10 ',' ,rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of
  1:tp:=1;2:tp:=2;3:tp:=3;4:tp:=4;5:tp:=5;

```



```

MenuV(52,11,10,1,' -1 ',' -2 ',' -3 ',' -4 ',' -5 ',' -6 ',' -7 ',' -8 ',' -9 ',' -10
',' ,rm1);
  pl1:=rm1;
  Case pl1 of
    1:tk:=-1;2:tk:=-2;3:tk:=-3;4:tk:=-4;5:tk:=-5;
    6:tk:=-6;7:tk:=-7;8:tk:=-8;9:tk:=-9;10:tk:=-10;
    11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m6;end;
    end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
    end;
  2: begin {Выпуск2}
    CF(7,0);save3^:=ekran;
    MenuV(52,11,10,1,' -11 ',' -12 ',' -13 ',' -14 ',' -15 ',' -16 ',' -17 ',' -18 ',' -19
',' -20 ',' ,rm1);
    pl1:=rm1;
    Case pl1 of
      1:tk:=-11;2:tk:=-12;3:tk:=-13;4:tk:=-14;5:tk:=-15;
      6:tk:=-16;7:tk:=-17;8:tk:=-18;9:tk:=-19;10:tk:=-20;
      11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m6;end;
      end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
      end;
    3: begin {Выпуск3}
      CF(7,0);save3^:=ekran;
      MenuV(52,11,10,1,' -21 ',' -22 ',' -23 ',' -24 ',' -25 ',' -26 ',' -27 ',' -28 ',' -29
',' -30 ',' ,rm1);
      pl1:=rm1;
      Case pl1 of
        1:tk:=-21;2:tk:=-22;3:tk:=-23;4:tk:=-24;5:tk:=-25;
        6:tk:=-26;7:tk:=-27;8:tk:=-28;9:tk:=-29;10:tk:=-30;

        11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m6;end;
        end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
        end;
      4: begin {Выпуск4}
        CF(7,0);save3^:=ekran;

        MenuV(52,11,10,1,' -31 ',' -32 ',' -33 ',' -34 ',' -35 ',' -36 ',' -37 ',' -38 ',' -39
',' -40 ',' ,rm1);
        pl1:=rm1;
        Case pl1 of

```

```

1:tk:=-31;2:tk:=-32;3:tk:=-33;4:tk:=-34;5:tk:=-35;
6:tk:=-36;7:tk:=-37;8:tk:=-38;9:tk:=-39;10:tk:=-40;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m6;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
5: begin {Выпуск5}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,10,1,' -41 ',' -42 ',' -43 ',' -44 ',' -45 ',' -46 ',' -47 ',' -48 ',' -49
',' -50 ','',rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of
1:tk:=-41;2:tk:=-42;3:tk:=-43;4:tk:=-44;5:tk:=-45;
6:tk:=-46;7:tk:=-47;8:tk:=-48;9:tk:=-49;10:tk:=-50;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m6;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
11:begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
end{case Выпуск}
end;
3: begin {Воздух}
CF(7,0);save2^:=ekran;New(save3);
m7: MenuV(58,8,6,1,' -5..-10',' -11..-20 ',' -21..-30 ',' -31..-40 ',' -41..-50 ',' -
51..-60 ',' ',' ','1000','',rm1);
t1:=rm1;Pl;
if t1=11 then begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m4;end;
Case t1 of
1: begin {Воздух1}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,6,1,' -5 ',' -6 ',' -7 ',' -8 ',' -9 ',' -10 ',' ',' ','',rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of
1:ta:=-5;2:ta:=-6;3:ta:=-7;4:ta:=-8;5:ta:=-9;6:ta:=-10;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;

end;
2: begin {Воздух2}
CF(7,0);save3^:=ekran;

```

```

MenuV(52,11,10,1,' -11 ',' -12 ',' -13 ',' -14 ',' -15 ',' -16 ',' -17 ',' -18 ',' -19
',' -20 ',' ,rm1);
p11:=rm1;
Case p11 of
1:ta:=-11;2:ta:=-12;3:ta:=-13;4:ta:=-14;5:ta:=-15;
6:ta:=-16;7:ta:=-17;8:ta:=-18;9:ta:=-19;10:ta:=-20;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
3: begin {Воздух3}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,10,1,' -21 ',' -22 ',' -23 ',' -24 ',' -25 ',' -26 ',' -27 ',' -28 ',' -29
',' -30 ',' ,rm1);
p11:=rm1;
Case p11 of
1:ta:=-21;2:ta:=-22;3:ta:=-23;4:ta:=-24;5:ta:=-25;
6:ta:=-26;7:ta:=-27;8:ta:=-28;9:ta:=-29;10:ta:=-30;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
4: begin {Воздух4}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,10,1,' -31 ',' -32 ',' -33 ',' -34 ',' -35 ',' -36 ',' -37 ',' -38 ',' -39
',' -40 ',' ,rm1);
p11:=rm1;
Case p11 of
1:ta:=-31;2:ta:=-32;3:ta:=-33;4:ta:=-34;5:ta:=-35;
6:ta:=-36;7:ta:=-37;8:ta:=-38;9:ta:=-39;10:ta:=-40;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
5: begin {Воздух5}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,10,1,' -41 ',' -42 ',' -43 ',' -44 ',' -45 ',' -46 ',' -47 ',' -48 ',' -49
',' -50 ',' ,rm1);

p11:=rm1;
Case p11 of
1:ta:=-41;2:ta:=-42;3:ta:=-43;4:ta:=-44;5:ta:=-45;

```

```

6:ta:=-46;7:ta:=-47;8:ta:=-48;9:ta:=-49;10:ta:=-50;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
6: begin {Воздух6}
CF(7,0);save3^:=ekran;
MenuV(52,11,10,1,' -51 ',' -52 ',' -53 ',' -54 ',' -55 ',' -56 ',' -57 ',' -58 ',' -59
',' -60 ','",rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of
1:ta:=-51;2:ta:=-52;3:ta:=-53;4:ta:=-54;5:ta:=-55;
6:ta:=-56;7:ta:=-57;8:ta:=-58;9:ta:=-59;10:ta:=-60;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save3^;goto m7;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
11:begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
end{case Воздух}
end;
11:begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;end;
end{case Температуры сред□}
end;{Температура}
5: begin {Производительность}
CF(7,0);
save1^:=ekran;
New(save2);
m3: MenuV(55,4,7,1,' 1..10 ',' 11..20 ',' 25..50 ',' 60..110 ',' 120..280 ',
' 300..1500 ','2000..10000 ','",",",rm1);
pr:=rm1;Pl;
{if pr=11 then begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m1;end;}
Case pr of
1: begin {Производительность1}
CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(72,7,10,1,' 1 ',' 2 ',' 3 ',' 4 ',' 5 ',' 6 ',' 7 ',' 8 ',' 9 ',' 10 ','",rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of

1:ga:=1/3600;2:ga:=2/3600;3:ga:=3/3600;4:ga:=4/3600;5:ga:=5/3600;
6:ga:=6/3600;7:ga:=7/3600;8:ga:=8/3600;9:ga:=9/3600;10:ga:=10/3600;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;

```

```

end;
2: begin {Производительность2}
  CF(7,0);save2^:=ekran;
  MenuV(72,7,10,1,' 11 ' ' 12 ' ' 13 ' ' 14 ' ' 15 ' ' 16 ' ' 17 ' ' 18 ' ' 19 ' ' 20
',",rm1);
  pl1:=rm1;
  Case pl1 of

1:ga:=11/3600;2:ga:=12/3600;3:ga:=13/3600;4:ga:=14/3600;5:ga:=15/3600;

6:ga:=16/3600;7:ga:=17/3600;8:ga:=18/3600;9:ga:=19/3600;10:ga:=20/3600;
  11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
  end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
  end;
3: begin {Производительность3}
  CF(7,0);save2^:=ekran;
  MenuV(72,7,6,1,' 25 ' ' 30 ' ' 35 ' ' 40 ' ' 45 ' ' 50 ' ',' ',' ',' ',rm1);
  pl1:=rm1;
  Case pl1 of

1:ga:=25/3600;2:ga:=30/3600;3:ga:=35/3600;4:ga:=40/3600;5:ga:=45/3600;
  6:ga:=50/3600;
  11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
  end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
  end;
4: begin {Производительность4}
  CF(7,0);save2^:=ekran;
  MenuV(72,7,6,1,' 60 ' ' 70 ' ' 80 ' ' 90 ' ' 100 ' ' 110 ' ',' ',' ',' ',rm1);
  pl1:=rm1;
  Case pl1 of

1:ga:=60/3600;2:ga:=70/3600;3:ga:=80/3600;4:ga:=90/3600;5:ga:=100/3600;
  6:ga:=110/3600;
  11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;

  end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
  end;
5: begin {Производительность5}
  CF(7,0);save2^:=ekran;

```

```

    MenuV(72,7,9,1,' 120 ',' 140 ',' 160 ',' 180 ',' 200 ',' 220 ',' 240 ',' 260 ',' 280
',",",rm1);
    pl1:=rm1;
    Case pl1 of

1:ga:=120/3600;2:ga:=140/3600;3:ga:=160/3600;4:ga:=180/3600;5:ga:=200/3600;
6:ga:=220/3600;7:ga:=240/3600;8:ga:=260/3600;9:ga:=280/3600;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
6: begin {Производительность6}
CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(72,7,9,1,' 300 ',' 400 ',' 500 ',' 600 ',' 700 ',' 800 ',' 900 ',' 1000 ','
1500 ','",",rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of

1:ga:=300/3600;2:ga:=400/3600;3:ga:=500/3600;4:ga:=600/3600;5:ga:=700/3600;
6:ga:=800/3600;7:ga:=900/3600;8:ga:=1000/3600;9:ga:=1500/3600;
11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;
7: begin {Производительность7}
CF(7,0);save2^:=ekran;
MenuV(72,7,9,1,' 2000 ',' 3000 ',' 4000 ',' 5000 ',' 6000 ',' 7000 ',' 8000 ','
9000 ',' 10000 ','",",rm1);
pl1:=rm1;
Case pl1 of

1:ga:=2000/3600;2:ga:=3000/3600;3:ga:=4000/3600;4:ga:=5000/3600;5:ga:=6000
/3600;
6:ga:=7000/3600;7:ga:=8000/3600;8:ga:=9000/3600;9:ga:=10000/3600;

11: begin Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save2^;goto m3;end;
end;Pl;ClrScr;Cf(7,0);ekran:=save1^;goto m1;
end;

end{case Производительность}
end;

```

```

6: begin {Проверка}Pl;Cf(7,0);
  if prod=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(28,10);Writeln('Не указан вид продукта');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if form=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(28,10);Writeln('Не указана форма продукта');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if ms=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(28,10);Writeln('Не указана масса продукта');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if tp=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(20,10);
    Writeln('Не указана температура поступления продукта');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if tk=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(20,10);
    Writeln('Не указана температура выпуска продукта');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if ta=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(21,10);
    Writeln('Не указана температура воздуха в аппарате');
    Delay(3000);goto m1;
    end;
  if ga=0 then
    begin pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(22,10);
    Writeln('Не указана производительность аппарата');
    Delay(3000);goto m1;
    end;

  if ta > tk then
    begin
    pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(15,10);
    Writeln('Температура воздуха выше температуры продукта ',ta:6:1,' C');
    Delay(3000);goto m1;
    end;

```

```

end;
if tk-ta < 4 then
begin
pl;clrscr;cf(0,7);Gotoxy(15,10);dt:=tk-ta;
Writeln('Разность температур воздуха и продукта мала ',dt:6:1,' К');
Delay(3000);goto m1;
end;
Case prod of
1:begin {Вишня}
ro:=1030;ron:=560;ljm:=1.34;ww:=0.74;tkr:=-3.5;co:=3.34;cz:=2.52;
end;
2:begin {Горошек}
ro:=1020;ron:=650;ljm:=1.11;ww:=0.76;tkr:=-1;co:=3.56;cz:=1.96;
end;
3:begin {Картофель}
ro:=1080;ron:=500;ljm:=1.09;ww:=0.75;tkr:=-0.7;co:=3.43;cz:=1.8;
end;
4:begin {Клубника}
ro:=900;ron:=620;ljm:=1.11;ww:=0.9;tkr:=-0.8;co:=3.85;cz:=1.75;
end;
5:begin {Малина}
ro:=980;ron:=500;ljm:=1.2;ww:=0.84;tkr:=-0.7;co:=3.64;cz:=1.88;
end;
6:begin {Морковь}
ro:=1030;ron:=550;ljm:=1.2;ww:=0.88;tkr:=-1;co:=3.77;cz:=1.92;
end;
7:begin {Смородина}
ro:=900;ron:=620;ljm:=1.2;ww:=0.85;tkr:=-1;co:=3.68;cz:=1.88;
end;
8:begin {Фасоль}
ro:=1036;ron:=600;ljm:=1.11;ww:=0.79;tkr:=-2;co:=3.77;cz:=2.55;
end;
end; {case prod}

```

```

Case form of
1:begin {Шаровидная}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1;f1:=3.14*d*d;
end;
2:begin {Яйцевидная}

```

```

St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1*1.2;f1:=1.8*3.14*d*d;
end;
3:begin {Эллипсоидная}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1*1.4;f1:=2*3.14*d*d;
end;
4:begin {Конусная}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1*0.52;f1:=0.95*3.14*d*d;
end;
5:begin {Цилиндрическая l=d}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1;f1:=1.5*3.14*d*d;
end;
6:begin {Цилиндрическая l<d}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1*6/5;f1:=2.5*3.14*d*d;
end;
7:begin {Дисковая}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1*3/4;f1:=3.14*d*d;
end;
8:begin {Кубическая}
St(6*mas/3.14/ro,1/3,d1);d:=d1;f1:=6*d*d;
end;
end;{case form}
{Расчет аппарата}
rov:=1.293-4.59E-03*ta+2.428E-05*ta*ta;lv:=(2.44+8.0E-03*ta)/100;
nv:=13.291E-6+8.117E-8*ta;cv:=1.006;
w0:=2.25+1.95*0.4343*ln(mas*1000);
ar:=9.81*d*d*d*ro/nv/nv/rov;
st(ar,0.5,ar1);ar2:=ar1;
wkr1:=nv/d*ar/(1400+5.22*ar2);
wkr2:=nv/d*ar/(18+0.6*ar2);
al:=0.62*lv*sqrt(w0/d/nv);
wz:=1.105/(1+0.31*0.4343*ln(abs(tk)+1-tkr));
q2:=ga*(co*(tp-tkr)+335*ww*wz+cz*(tkr-tk))*1000;
fr:=q2/w0/rov/cv/3/1000;
vw:=fr*w0;
fpr:=q2/al/(tk-ta+1.5);
gpr:=fpr/f1*mas;
h0:=gpr/ron/fr;
re:=w0*d/nv;
st((18*re+0.36*re*re)/ar,0.21,pr1);por:=pr1;
pr2:=ron/ro;

```


Картон перфорированный	0,625	0,01113
Картон с алюминиевой фольгой	0,568	0,00978
Картон с целлофаном	0,737	0,01264
Бумага перфорированная	0,475	0,076
Целлофан	0,028	0,00037
Полиэтилен	0,028	0,00037
Фольга алюминиевая	0,1	0,0000006
Прослойка воздушная	0,7–0,9	0,5452

Приложение 21

Теплофизические свойства газообразного азота [1]

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	Теплопроводность 10 ² , Вт/(м·К)	Коэффициент динамической вязкости	Коэффициент кинематической вязкости	Температуропроводность, м ² /с	Число Прандт-ля
--------------------	---------------------------------	--------------------------------------	---	-----------------------------------	-------------------------------------	--	-----------------

				$10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$10^6, \text{м}^2/\text{с}$		
-190	3,982	1,032	0,933	7,417	1,863	0,2270	0,82
-180	3,554	1,033	1,022	8,014	2,255	0,2784	0,81
-170	3,209	1,034	1,109	8,590	2,677	0,332	0,80
-160	2,925	1,035	1,194	9,149	3,128	0,3944	0,80
-150	2,687	1,036	1,278	9,692	3,607	0,4591	0,79
-140	2,485	1,037	1,361	10,22	4,113	0,5281	0,78
-130	2,311	1,038	1,442	10,74	4,645	0,6011	0,77
-120	2,160	1,038	1,522	11,24	5,204	0,6788	0,77
-110	2,028	1,039	1,601	11,74	5,788	0,7598	0,76
-100	1,910	1,040	1,679	12,22	6,397	0,8452	0,76
-90	1,806	1,041	1,756	12,698	7,091	0,9340	0,75
-80	1,713	1,041	1,833	13,166	7,688	1,0280	0,75
-70	1,628	1,042	1,908	13,626	8,369	1,1248	0,74
-60	1,552	1,043	1,983	14,079	9,073	1,2250	0,74
-50	1,482	1,043	2,057	14,525	9,800	1,3910	0,74
-40	1,419	1,044	2,131	14,964	10,549	1,4380	0,73
-30	1,360	1,044	2,204	15,398	11,921	1,5520	0,73
-20	1,306	1,045	2,276	15,826	12,115	1,6680	0,73
-10	1,257	1,045	2,347	16,249	12,930	1,7870	0,73
0	1,211	1,045	2,419	16,667	13,766	1,9120	0,72
10	1,168	1,046	2,489	14,624	14,079	2,0370	0,72
20	1,128	1,046	2,559	17,488	15,503	2,1690	0,72
30	1,091	1,046	2,629	17,891	16,402	2,3040	0,71

Приложение 22

Коэффициент теплопередачи батарей при $\Theta_6 = 10\text{К}^*$ [14]

Батарея	Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, при температуре воздуха в камере	
	0 °С	-20 °С
<i>Из оребренных труб</i>		

Потолочная:			
однорядная		6,0	4,7
двухрядная		5,5	4,4
Пристенная однорядная:			
4 трубы по высоте		4,7	3,6
6 труб по высоте		4,3	3,4
<i>Из гладких труб</i>			
Потолочная:			
однорядная		9,7	7,0
двухрядная		9,0	6,4
пучковая		7,9	5,1
Пристенная горизонтальнотрубная:			
однорядная 6-трубная		9,8	7,0
однорядная 12-трубная		10,7	7,0
двухрядная 12-трубная		9,9	6,4
Пристенная вертикальнотрубная:			
однорядная		8,6	8,0
двухрядная		8,0	7,1
<i>Панельная</i>			
Потолочная и пристенная		5,0	4,0

П р и м е ч а н и е. При значениях температурного напора, отличающихся от 10 К, коэффициент теплопередачи умножить на поправку $(\theta_6/10)^{0,22}$. При верхней подаче хладагента или использовании промежуточного хладоносителя уменьшить значение коэффициента теплопередачи на 10 %.

Приложение 23

Характеристика секций из оребренных труб [14]

Тип секций	Размеры, мм		Число труб	Площадь поверхности теплообмена, м ² , при шаге ребер, мм		Масса, кг, при шаге ребер, мм	
	Длина	Ширина		20	30	20	30

СК	2750	1000	4	20,7	14,3	108,9	83,9
		1500	6	31,0	21,5	163,6	126,1
СЗГ	2750	1000	4	19,9	13,7	104,4	80,4
		1500	6	29,8	20,5	157,5	120,5
СЗХ	2750	1000	4	19,9	13,7	105,2	81,2
		1500	6	29,8	20,5	158,3	121,3
СС	3000	1000	4	22,8	15,7	117,1	90,0
		1500	6	34,2	23,6	176,7	134,9
	4500	1000	4	34,5	23,8	178,2	135,7
		1500	6	51,8	35,7	267,2	203,7
	6000	1000	4	46,3	31,9	238,3	181,7
		1500	6	69,5	47,9	357,4	272,4
СЗ	2000	1000	4	13,1	9,1	73,0	57,2
		1500	6	19,7	13,6	109,9	84,7
	4500	1000	4	32,7	22,6	171,2	131,5
		1500	6	49,1	33,9	257,1	197,6
С2К	2000	1000	4	14,6	10,2	889,8	71,7
		1500	6	21,9	15,4	133,5	107,4
	4500	1000	4	34,2	23,7	183,3	142,0
		1500	6	51,4	35,6	274,5	212,5

Приложение 24

Батареи полной заводской готовности [14]

Таблица 1

Аммиачный (рассольный) унифицированный блок из труб $\text{Ø}16 \times 2$

Шаг ребер, мм	8	10	12	14	16	18	20
Площадь теплообменной поверхности, м ²	51,19	41,61	35,17	30,63	27,2	24,59	22,47

Таблица 2

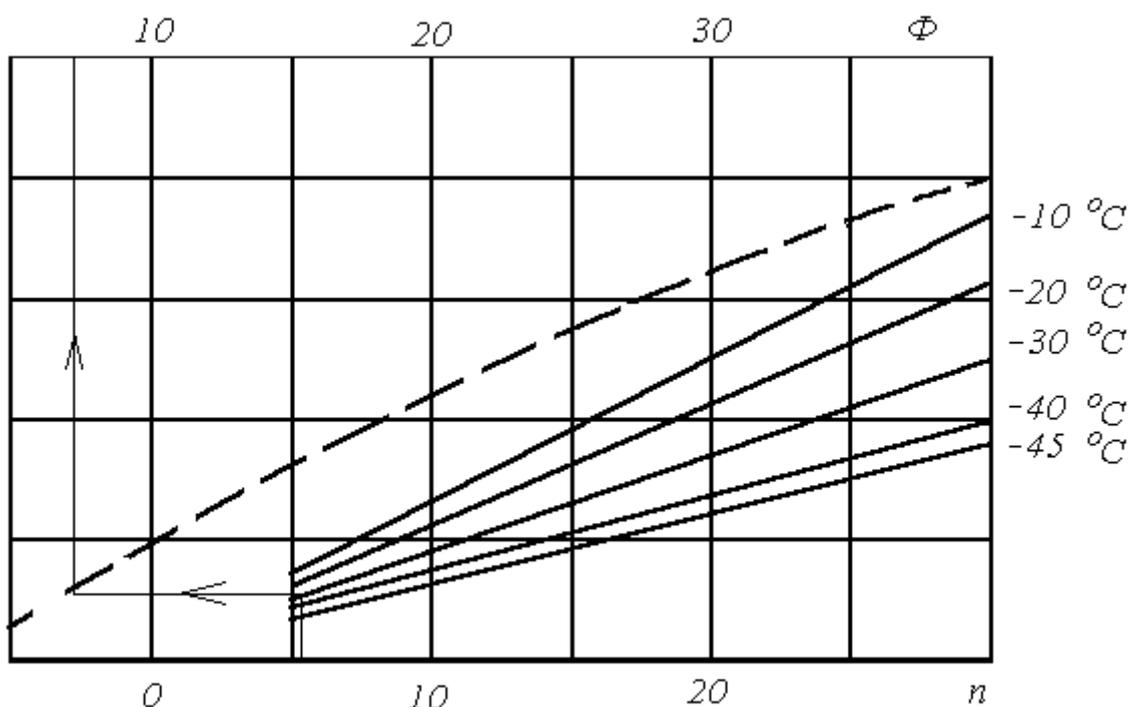
Площадь теплообменной поверхности хладоновых батарей типа Финкойл

Ширина, мм	Длина, мм				
	2975	3375	3775	4175	4575
330	22,9	26,4	29,8	33,4	36,9

458	34,3	39,6	44,7	50,1	55,4
586	45,8	52,8	59,6	66,8	73,8
714	57,3	66	74,5	83,5	92,3
842	68,8	79,3	89,5	100,3	110,8

Приложение 25

Коэффициент, учитывающий повышение потерь давления при движении парожидкостной смеси



Примечание. z – кратность циркуляции аммиака, Φ – коэффициент, учитывающий повышение потерь давления при движении парожидкостной смеси

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	1
1. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ.....	4

1.1. Расчет оборудования камеры охлаждения мяса с комбинированной воздушно-радиационной системой	4
1.2. Расчет оборудования камеры охлаждения фруктов	18
1.3. Расчет оборудования камеры сушки колбас	22
1.4. Расчет оборудования для охлаждения птицы в воздухе	29
1.5. Расчет аппарата периодического действия для охлаждения тортов	35
2. ХОЛОДИЛЬНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ.....	43
2.1. Расчет оборудования камеры однофазного замораживания мяса с вынужденным движением воздуха	43
2.2. Расчет воздушного конвейерного морозильного аппарата ...	51
2.3. Расчет спирального морозильного аппарата.....	58
2.4. Расчет флюидизационного морозильного аппарата непрерывного действия.....	65
2.5. Анализ работы флюидизационного морозильного аппарата непрерывного действия.....	76
2.6. Расчет флюидизационного морозильного аппарата периодического действия	77
2.7. Расчет аппарата замораживания в жидком хладоносителе	85
2.8. Расчет криоморозильного аппарата.....	88
3. ОБОРУДОВАНИЕ КАМЕР ХРАНЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ	97
3.1. Расчет воздушной завесы	97
3.2. Исходные данные к расчету камерных охлаждающих приборов.....	99
3.3. Расчет батареи из гладких труб.....	101
3.4. Расчет батареи из оребренных труб.....	107
3.5. Расчет воздухоохладителей	109
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	115
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	116

Бараненко Александр Владимирович
Калюнов Виктор Сергеевич

Малеванный Борис Николаевич
Эглит Александр Янович

**ПРАКТИКУМ
ПО ХОЛОДИЛЬНОМУ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ**

Учебное пособие

Редакторы

Е.С. Лаврентьева, Т.В. Белянкина

Корректор

Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка

Н.В. Гуральник

Директор ИПЦ

Т.Г. Смирнова

Подписано в печать 27.12.2002. Формат 60×84 1/16.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 10,00. Печ. л. 10,75. Уч.-изд. л. 10,5
Тираж 800 экз. Заказ № С 14

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9