

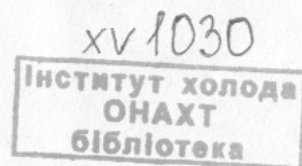
Министерство высшего и среднего специального образования УССР
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В. П. ЧЕПУРНЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕПЛОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ,
ПРОТЕКАЮЩИХ В ОРЕБРЕННЫХ БАТАРЕЯХ
КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКОВ

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Научный руководитель —
доктор технических наук,
профессор С. Г. ЧУКЛИН.



ОДЕССА
1962

Введение

В настоящее время охлаждающие системы с верхней подачей жидкого хладагента получают широкое распространение как для фреоновых, так и для аммиачных холодильных установок.

Во фреоновых холодильных установках их применение связано с необходимостью создания условий для возврата масла, циркулирующего в системе. При применении системы с верхней подачей жидкости они создаются легко.

В аммиачных как и фреоновых холодильных установках охлаждающие системы с верхней подачей жидкости имеют очень существенные преимущества, особо ценные для крупных и средних холодильников, имеющих камеры с резкопеременными тепловыми нагрузками и разветвленные схемы.

В этих условиях при верхней подаче хладагента исключается опасность выброса жидкости во всасывающую полость компрессора с последующим гидравлическим ударом и легко осуществляется его равномерное автоматическое распределение по батареям, не зависящее от изменений тепловой нагрузки в них.

При применении же затопленных систем с нижней подачей хладагента возникает опасность выброса жидкости из батарей с возможными гидравлическими ударами в компрессоре и подача его на батареи камер зависит от их тепловой нагрузки.

В настоящее время как для фреоновых так и для аммиачных охлаждающих систем с верхней подачей жидкости находят широкое применение различного типа шланговые ребреные батареи.

Применение этих батарей для охлаждающих систем с верхней подачей сопряжено с возможными осложнениями — с возможным резким ухудшением теплопередачи в них при недостаточном заполнении жидким хладагентом.

В то же время степень заполнения их зависит от расхода подаваемой жидкости и конструктивных характеристик. Так в зависимости от конструкции батареи и ее размеров при од-

ной и той же подаче может изменяться скорость течения жидкости по шлангам, а значит и ее заполнение. Причем, при меньших скоростях, очевидно, заполнение будет большим. Может оказаться, что для обеспечения необходимого заполнения батарей потребуется чрезмерно большой расход подаваемой жидкости и повышенное потребление электроэнергии на работу циркуляционного насоса.

Таким образом, возникает большая практическая необходимость для основных типов шланговых батарей, применяемых в холодильной технике, установить зависимость заполнения их от расхода подаваемой жидкости, а затем для установленного заполнения определить ему соответствующую теплопередачу батарей.

Кроме того рассматриваются также нестационарные гидравлические процессы, протекающие в шланговых батареях, отвечающие условиям слива жидкости из батарей при прекращении подачи в них хладагента. Эти условия соответствуют режиму работы холодильной установки при автоматическом ее регулировании, а также процессу оттайки охлаждающих батарей.

Решение данных задач еще не отраженное в литературе и является основным содержанием реферируемой работы.

В первой главе рассмотрены гидравлические процессы, протекающие в шланговых батареях при верхней подаче в них жидкости, установлены методы моделирования этих процессов. На базе проведенных экспериментальных исследований на моделях шланговых батарей определены искомые зависимости заполнения батарей жидким холодильным агентом.

Вторая глава посвящена установлению общих теоретических и экспериментальных зависимостей теплопередачи ребренных батарей от их заполнения жидким холодильным агентом. Полученные расчетные формулы и опытные данные позволяют определять тепловую нагрузку различных типов батарей при различных их заполнениях и условиях теплопередачи.

В третьей главе проведен сравнительный анализ тепловых и гидравлических характеристик ребренных батарей камер холодильников при режимах верхней подачи, верхней подачи с затоплением нижних труб батарей и затопленном режиме на базе проведенных экспериментальных исследований. Получены расчетные тепловые характеристики для эксплуатации батарей в условиях камер холодильников. Исследованы гидравлические характеристики шланговых батарей при автоматическом регулировании режимов работы холодильной установки.

Гидравлические процессы, протекающие в шланговых батареях при верхней подаче хладагента. Основы их моделирования

При верхней подаче жидкого холодильного агента в шланговые батареи камер холодильников наряду с его движением по трубам, как по лотку происходит одновременное кипение.

Однако, как показали наблюдения за процессами кипения аммиака в батареях камер холодильников, вследствие низких их коэффициентов теплопередачи и незначительных температурных напоров характер кипения жидкого аммиака таков, что движение его по шлангам батарей можно рассматривать как движение однородной жидкости по лотку. Иначе говоря, влиянием процесса кипения (образование, рост, отрыв пузырьков) на рассматриваемые гидравлические процессы можно пренебречь.

Исходя из принятых предпосылок, рассмотрим гидравлические процессы, протекающие в шланговых батареях и определим их гидравлические характеристики.

Гидравлические характеристики батарей камер холодильников определяют зависимость их заполнения и скорости движения жидкости от ее расхода. При этом различают средние значения заполнения и скорости движения в батареях и изменение этих величин по длине их шлангов.

Определение искомых зависимостей в условиях эксплуатации батарей на различных холодильных агентах является задачей весьма трудной.

Поэтому представляется целесообразным определять гидравлические характеристики батарей сначала на моделях с водой, а затем методами теории подобия полученные данные переносить на различные холодильные агенты.

При верхней подаче жидкости в шланговых батареях осуществляется режим движения ее в открытом канале, для которого условия механического подобия определяются равенством критериев Рейнольдса и Фруда для модели и натуре.

Исходя из этого условия, можно сформулировать методику постановки эксперимента на модели и метод определения натуральных гидравлических характеристик на основании соответствующих величин, полученных на модели.

Из равенства критериев Рейнольдса и Фруда для модели и натуре получаем:

$$Re_B = Re_x \quad (1)$$

$$Fr_B = Fr_x \quad (2)$$

Подставляя величины в критерии и решая совместно уравнения (1) и (2), получаем требуемые условия моделирования:

либо

$$\frac{R_x}{R_v} = \left(\frac{v_x}{v_v} \right)^{3/8} \quad (3)$$

$$\frac{W_x}{W_v} = \left(\frac{v_x}{v_v} \right)^{1/8} \quad (4)$$

Здесь R — определяющий геометрический размер, равный гидравлическому радиусу $R = \frac{F}{l}$, где F — живое сечение потока жидкости, l — смоченный периметр его;

v — коэффициент кинематической вязкости жидкости, определяемый для соответствующих условий опытов на модели и натуральных условий эксплуатации батарей: -

W — скорость движения жидкости.

Причем здесь индексы «в» и «х» относятся соответственно к воде и хладагенту.

Пользуясь равенствами (3) и (4) по полученным на моделях значениям (R_v) и (W_v) , находим для хладагентов значения (R_x) и (W_x) и по ним его расход, соответствующий расходу воды в модели.

В результате представляется возможным по опытной кривой зависимости заполнения модели водой от ее расхода построить аналогичную зависимость заполнения батареи жидким хладагентом.

Очевидно, для каждой температуры испарения хладагента может быть построена своя кривая зависимости заполнения батареи от его расхода.

На рис. 1 нанесены кривые изменения заполнения соответствующих батарей от расхода подаваемого в них жидкого аммиака, построенные путем пересчета с опытных точек, полученных для воды, на аммиак согласно методу, изложенному выше.

Дополнительные опыты, проведенные на аммиаке, позволили установить довольно хорошую согласованность опытных и расчетных данных. Максимальное расхождение не превышало 9%.

На рис. 2 показаны кривые зависимости заполнения рассматриваемых батарей длиной 7 м от расхода подаваемых в них аммиака, фреона 12 и фреона 22, полученные согласно изложенной выше методике.

Несмотря на наглядность графических зависимостей, представленных на рис. 2, они имеют тот недостаток, что ограничены условиями их применения для рассматриваемых температур испарения и длины батарей равной 7 м. Исходя из чего для решения практических задач в более широких условиях применения батарей дополнительно определены гид-

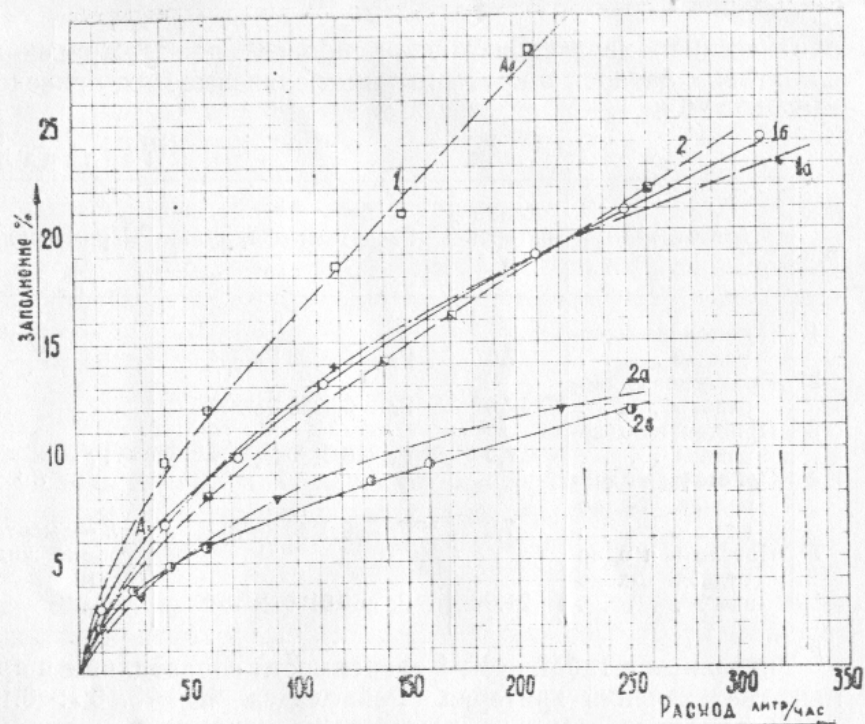


Рис. 1.

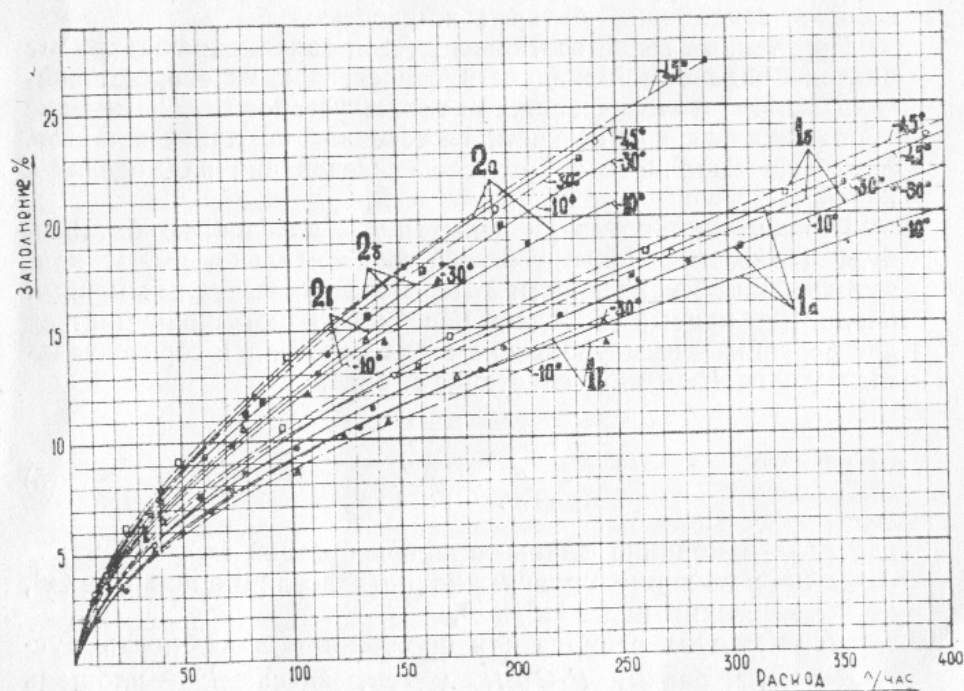


Рис. 2.

равлические характеристики наиболее распространенных шланговых батарей в критериальных зависимостях, приведенных в табл. 1.

Таблица № 1

№№ п/п	Тип батарей	Длина батарей м	Расчетная формула	Примечание
1	Пристенная однорядная	7,0	$Fr = 0,0038 Re^{0,533}$	$Re = \frac{Wh}{\nu}$
2	Пристенная однорядная	14,0	$Fr = 0,0038 Re^{0,433}$	
3	Пристенная однорядная	21,0	$Fr = 0,0130 Re^{0,256}$	$Fr = \frac{W^2}{gh}$
4	Потолочная однорядная 4-ходовая	7,0	$Fr = 0,0040 Re^{0,413}$	
5	Потолочная однорядная 2-ходовая	21,0	$Fr = 0,0150 Re^{0,220}$	h — высота уровня жидкости

Указанные в таблице № 1 зависимости справедливы в промежутке значений критерия Рейнольдса $Re = 3 \cdot 10^3 \div 6 \cdot 10^4$. Здесь за определяющую температуру принята температура жидкости в батарее и за определяющий геометрический размер — высота уровня ее, как более наглядно выражающая степень заполнения батареи жидкостью.

Полученные выше соотношения для заполнения батарей от расхода подаваемой жидкости относятся к их средним значениям. Практически важно также установить изменение уровня жидкости и скорости ее течения по длине шлангов. Это было выполнено в процессе исследований на моделях с водой.

Причем, как показали испытания, потолочные батареи, будучи смонтированными строго горизонтально, имеют кривые свободной поверхности потока в виде выпуклых кривых спада. Эти кривые свободной поверхности могут описываться дифференциальным уравнением для водотока с горизонтальным дном ($i=0$) в следующем виде:

$$\frac{dh}{dL} = \frac{G_B^2}{K^2 Fr - 1} \quad (5)$$

где dL — изменение длины шлангов батарей (м),
 dh — изменение уровня жидкости по длине шлангов (м),
 G_B — расход воды (м³/сек),
 K — модуль расхода или пропускная способность русла, равный $F \cdot C \sqrt{R}$ м³/сек, здесь: F — площадь

живого сечения потока (м²), C — коэффициент Шези, зависящий от шероховатости стенок русла, а также от его формы и размеров, R — гидравлический радиус русла (м),

Fr — критерий Фруда.

Кроме приведенного выше уравнения (5) свободной поверхности жидкости для определения изменения уровня по длине потолочных батарей может быть также использована формула Дарси (6), справедливая для любого режима движения:

$$\frac{dh}{dL} = \frac{\lambda}{4R} \cdot \frac{W^2}{2g} \quad (6)$$

здесь λ — коэффициент сопротивления.

Сравнивая полученные расчетные и опытные данные, устанавливаем их практически хорошую согласованность.

Таким образом, представляется возможным, пользуясь одной из формул (5 ÷ 6), построить для воды расчетную кривую изменения уровня при ее движении по той или иной шланговой потолочной батарее. Затем, пользуясь методом моделирования, рассмотренным выше, получаем зависимость изменения уровня жидкости по длине шлангов для соответствующих температур испарения хладагента.

Проведенные исследования по определению гидравлических характеристик батарей при нестационарном режиме работы установки показали, что продолжительность слива жидкости из пристенных однорядных батарей, при котором заполнение их снижается до 2% и ниже для всех расходов одинакова. Эта особенность данных батарей значительно облегчает оттайку и дает возможность автоматизировать систему охлаждения.

Процесс слива жидкости из потолочных батарей имеет те же особенности, однако, в сравнении с пристенными батареями, он более инерционный. Вместе с тем, как показали испытания, процесс оттайки потолочных батарей также не вызывает затруднений.

Теплопередача ребристых батарей с верхней подачей хладагента

При верхней подаче жидкого хладагента в шланговые батареи создаются весьма сложные условия теплообмена, при которых помимо температурного перепада по высоте ребра имеет место температурный перепад по периметру трубы с определяемым им тепловым потоком, поступающим из верхней паровой части в нижнюю, омываемую жидкостью. Если провести анализ теплопередачи частично заполненных ребристых труб и определить зависимость их полной тепловой на-

грузки от степени заполнения жидкостью, то оказывается, что она может быть определена как сумма:

1) тепловых потоков паровой и жидкостной частей трубы, рассчитанных без учета влияния теплопередачи теплового мостика стенки трубы и

2) дополнительного теплового потока $Q_{x=0}$, проходящего через сечение уровня жидкости в трубе, умноженного на разность коэффициентов ($\xi_2 - \xi_3$), зависящих от отношения коэффициентов теплоотдачи теплопередающих сред паровой и жидкостной частей трубы. При этом расчетная, определяющая теплопередачу, частично заполненной трубы, формула записывается в следующем виде:

$$Q_{тр} = 4 [K'_0 f_0 (t_0 - t_2) + K'_1 f_1 (t_1 - t_2) + (\xi_2 - \xi_3) Q_{x=0}] \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (7)$$

здесь: K'_0 ; K'_1 — коэффициенты теплопередачи от воздуха к жидкости и пару, определяемые по расчетным зависимостям теплопередачи ребристых труб полностью заполненных соответственно жидкостью и паром $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$.

f_0 ; f_1 — теплопередающие поверхности труб батареи, омываемые соответственно жидкостью и паром, равные $f_0 = h \cdot l_1$; $f_1 = l \cdot l_1$, в которых h и l периметр жидкостного и парового участков трубы по окружности среднего радиуса, а l_1 — половина расстояния между ребрами м^2 ;

t_0 ; t_1 — температура испарения жидкости и температура пара ($^\circ$);

t_2 — температура воздуха камеры ($^\circ$);
 ξ_2 ; ξ_3 — коэффициенты равные.

$$\xi_2 = \frac{\alpha_{тр.1}}{\alpha_1 \cdot K_1 + \alpha_{тр.1} \cdot K_2}; \quad \xi_3 = \frac{\alpha_{тр.0}}{\alpha_0 \cdot K_1 + \alpha_{тр.0} \cdot K_2};$$

$$K_1 = \frac{d_{вн}}{d_m}; \quad K_2 = \frac{d_n}{d_m}.$$

Количество тепла ($Q_{x=0}$) теплового мостика определяем из следующего выражения

$$Q_{x=0} = \frac{\left(\frac{b'_1}{a_1} - \frac{b_1}{a_1}\right) \lambda_{тр.} F}{\frac{1}{\sqrt{a_1 \cdot th(\sqrt{a_1} l)}} + \frac{1}{\sqrt{a'_1 \cdot th(\sqrt{a'_1} h)}}} \text{ ккал/час.} \quad (8)$$

$$\text{здесь: } a_1 = a + \Phi_{\kappa} \quad \frac{1}{\text{м}^2};$$

$$a = \frac{\alpha_1 K_1 + \alpha_{тр.1} \cdot K_2}{\lambda_{тр.} \cdot \delta_{тр.}} \quad \frac{1}{\text{м}^2};$$

$$b_1 = b + \Phi_{\kappa} \cdot t_2; \quad \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}^2};$$

$$b = \frac{\alpha_1 K_1 t_1 + \alpha_{тр.1} \cdot K_2 t_2}{\lambda_{тр.} \cdot \delta_{тр.}} \quad \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}^2};$$

$$a'_1 = a' + \Phi_{\kappa} \quad \frac{1}{\text{м}^2};$$

$$a' = \frac{\alpha_0 K_2 + \alpha_{тр.0} \cdot K_2 \cdot t_2}{\lambda_{тр.} \cdot \delta_{тр.}} \quad \frac{1}{\text{м}^2};$$

$$b'_1 = b' + \Phi_{\kappa} \cdot t_2 \quad \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}^2};$$

$$b' = \frac{\alpha_0 \cdot K_1 \cdot t_0 + \alpha_{тр.0} \cdot K_2 \cdot t_2}{\lambda_{тр.} \cdot \delta_{тр.}} \quad \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}^2}.$$

$$\Phi_{\kappa} = \frac{\sqrt{(\pi D_p)^2 + l_1^2} \sqrt{2\alpha_p \lambda_p \delta_p} \cdot th \left(\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \cdot \delta_p}} h_p \right)}{4\pi r_a l_1 \lambda_{тр.} \cdot \delta_{тр.}} \quad \frac{1}{\text{м}^2}.$$

$\alpha_{р.0}$; $\alpha_{тр.0}$ — коэффициенты теплоотдачи от воздуха к ребру и трубе в части поверхности, омываемой жидкостью $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;

α_0 — коэффициент теплоотдачи от трубы к жидкому аммиаку $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;

$\alpha_{р.1}$; $\alpha_{тр.1}$ — коэффициенты теплоотдачи от воздуха к ребру и трубе в части поверхности, омываемой паром $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от трубы к парам аммиака $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;

r_a — наружный радиус трубы м ;

r_l — внутренний радиус трубы м ;

$F = \delta_{тр.} \cdot l_1 \text{ м}^2$;

$l = \frac{\pi d_m}{2} - h \text{ м}$;

$h = \frac{\pi d_m}{360 \cdot 2} \psi \text{ м}$;

ψ — центральный угол град;

D_p — наружный диаметр ребра м .

В приведенных выше основных расчетных зависимостях теплопередачи ребристых батарей с верхней подачей жидкости входят коэффициенты теплоотдачи со стороны жидкого хладагента и его паров, а также со стороны воздуха у поверхности труб и ребер.

Определение этих параметров для условий камер холодильников требовало постановки специальных экспериментальных исследований, проведенных в настоящей работе.

Кроме того, при выводе расчетных формул (7 ÷ 8) были приняты упрощающие задачу предпосылки, которые требовали своего опытного подтверждения путем сопоставления расчетных данных с опытными применительно к основным типам батарей камер холодильников и условий их эксплуатации.

Исходя из этих задач была разработана методика экспериментального исследования батарей с верхней подачей жидкости в опытной камере института.

Опытное исследование теплопередачи ребристых батарей

Объектом исследования служили ребристые пристенные одно- и двухрядные и потолочные одно-, двух- и трехрядные батареи из труб $d=57 \times 3,5$ мм оребренных стальной лентой 46×1 мм с шагом ребер 35,6 мм.

Батареи были смонтированы и испытаны в опытной камере.

Принципиальная схема опытной установки приведена на рис. 3. Она допускает верхнюю подачу жидкого аммиака в потолочные и пристенные батареи и возможность работы батарей по затопленному варианту с нижней подачей жидкости. Кроме того, пристенные батареи могут работать с затоплением нижних труб.

При работе по режиму верхней подачи жидкий аммиак насосом забирается из ресивера и подается на распределительный сосуд и из него на опытные батареи со сливом в ресивер.

При режиме верхней подачи с затоплением нижних труб пристенных батарей жидкий аммиак подается из распределительного сосуда в батареи и сливается в ресивер по дополнительным трубопроводам, подключенным к их паровым коллекторам на 0,4—0,6 высоты батарей.

При работе по затопленному варианту производится нижняя подача жидкого аммиака в батареи.

При испытании батарей необходимо было установить следующее:

а) При режимах верхней подачи жидкости определить при различных заполнениях батарей следующие их тепловые и гидравлические характеристики:

- тепловую нагрузку и коэффициент теплопередачи;
- коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха, жидкого аммиака и паров;
- температурное распределение по наружной поверхности батарей;
- заполнение батарей жидким аммиаком.

б) Провести сравнительные испытания и определить теп-

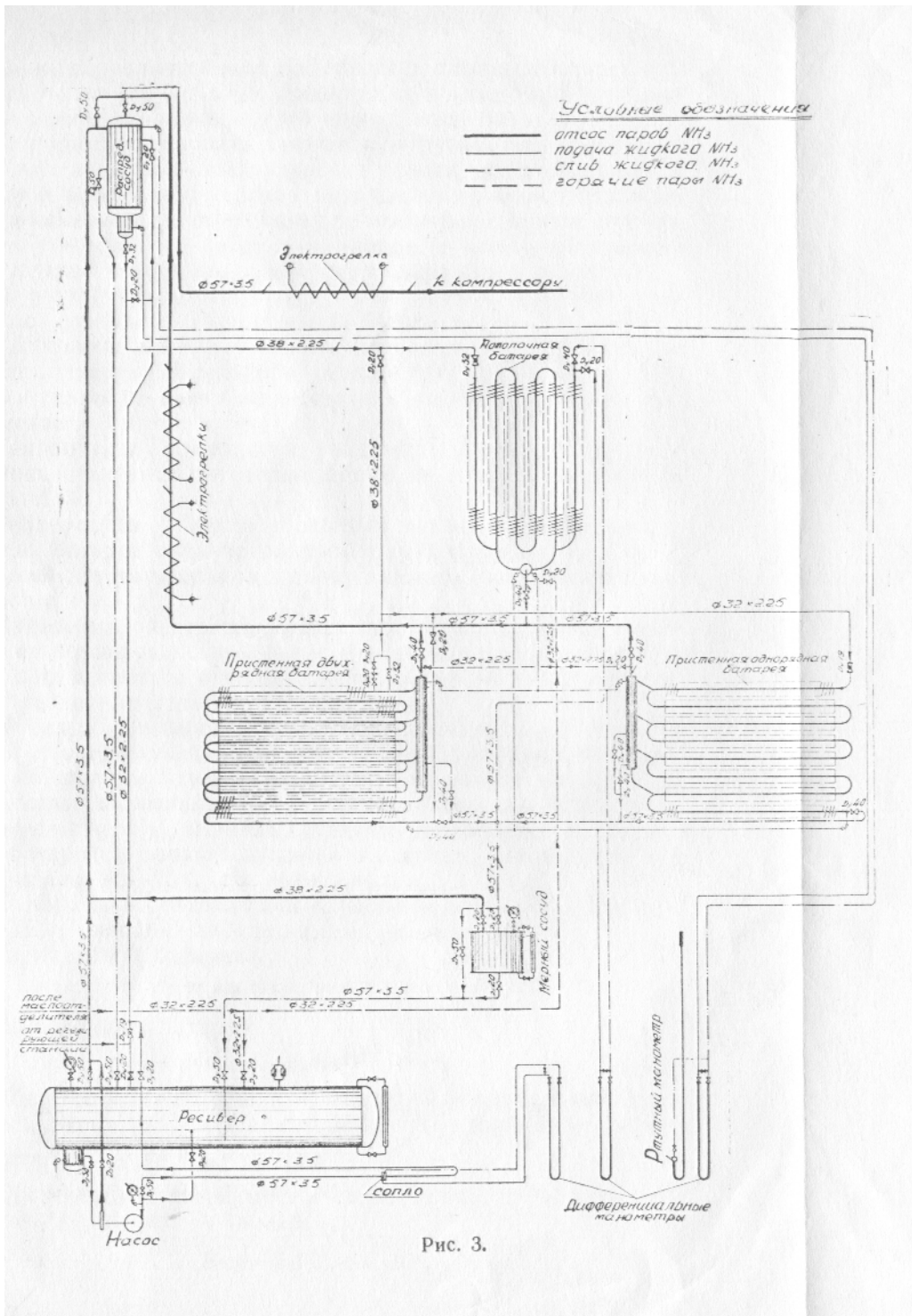


Рис. 3.

ловые и гидравлические характеристики опытных батарей при верхней и нижней подаче хладагента, а также при режимах с затоплением нижних труб пристенных батарей.

В процессе испытаний тепловая нагрузка батарей определялась с помощью электрических грелок, установленных в опытной камере при условии приведения приборов охлаждения и камеры к стационарному тепловому состоянию, при котором температура воздуха в камере и всей строительной конструкции равнялась температуре наружного воздуха.

В результате, тепло, выделяемое электрогрелками, полностью отводилось испытуемой батареей.

Заполнение батарей жидким аммиаком определялось при помощи дифференциального манометра, подключенного к ним, а также по сливу жидкости из батарей в мерный сосуд и ресивер (см. рис. 3).

Температура поверхности опытных батарей измерялась медноконстантановыми термопарами в точках, показанных на рис. 4.

Температура воздуха в опытной камере замерялась у каждой батареи экранированными термопарами.

Температура жидкости и паров аммиака также замерялась термопарами.

Измерение электродвижущих сил термопар осуществлялось по компенсационной схеме с использованием прецизионного потенциометра первого класса типа ППТН-1 с зеркальным гальванометром М-21.

В результате проведенных экспериментальных исследований были получены зависимости коэффициентов теплоотдачи со стороны холодильного агента от заполнения батарей жидкостью и установлена достаточно хорошая согласованность опытных и расчетных данных теплопередачи ребристых батарей с верхней подачей жидкости. Расхождение не превышало 10—20% по всем опытам.

Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкого хладагента (α_0) находим из следующих выражений: для пристенной батареи

$$Nu = 0,09 \cdot Re^{0,57} \cdot Pr^{0,4} \quad (9)$$

для потолочных батарей

$$Nu = 0,06 \cdot Re^{0,57} \cdot Pr^{0,4}, \quad (10)$$

здесь за определяющую температуру принята температура испарения, за определяющий геометрический размер — $d_{экр.} = \frac{4F}{l}$.

Приведенные зависимости справедливы в промежутке значений критерия Рейнольдса,

$$Re = 4 \cdot 10^3 \div 6 \cdot 10^4.$$

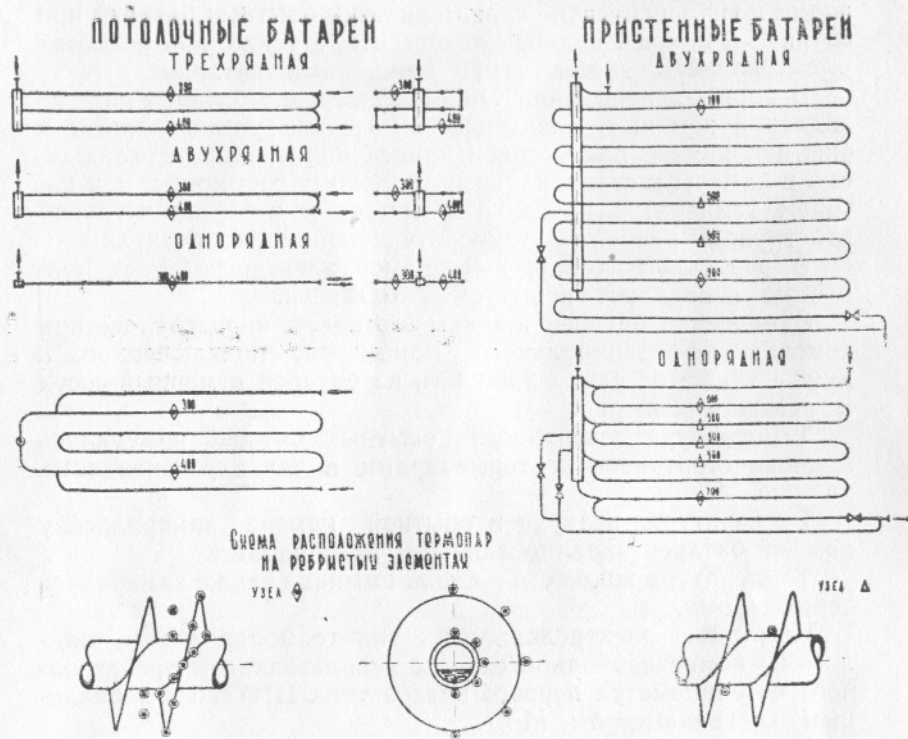


Рис. 4.

и удельных тепловых потоках для смоченной поверхности равных 450—750 ккал/м²час, которые отвечают условиям эксплуатации ребристых батарей с верхней подачей жидкости в камерах холодильников.

Коэффициент теплоотдачи со стороны паров аммиака (α_1) определяем по следующим зависимостям: пристенная батарея

$$\alpha_1 = 26,6 v^{0,45} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}, \quad (11)$$

потолочная батарея

$$\alpha_1 = 23,5 v^{0,42} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}. \quad (12)$$

здесь: v — заполнение батарей в %.

Эти выражения справедливы в пределах заполнения батарей 8 ÷ 47% и удельных тепловых потоках со стороны пара $q_1 = 106 \div 317 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха для ребра и трубы находим по известной зависимости температурного распределения в прямом стержне.

Коэффициенты теплопередачи батарей в зависимости от степени заполнения жидким аммиаком верхних незатопленных труб представлены на рис. 5. Из этого рисунка видно, что значение коэффициентов теплопередачи всех испытанных батарей падало с уменьшением заполнения их. Так для однорядной потолочной батареи при режиме верхней подачи сни-

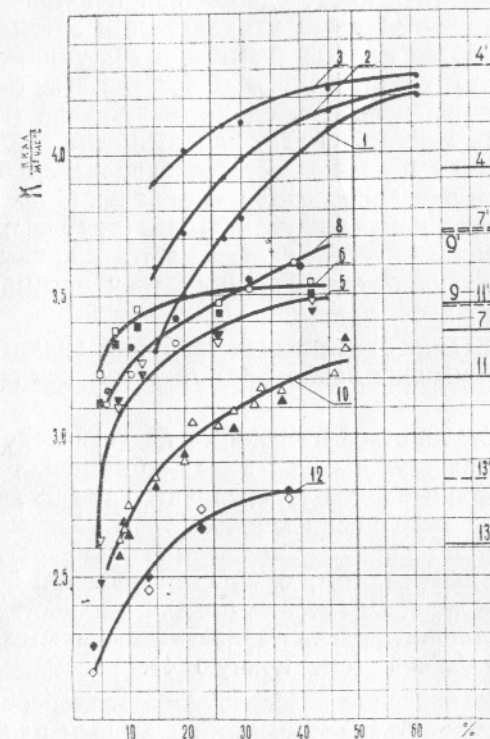


Рис. 5.

жение заполнения с 40 до 10% вызывает ухудшение теплопередачи на 10,5%.

Для других батарей при режиме верхней подачи также наблюдалась явно выраженная зависимость их тепловой нагрузки от заполнения.

Приведенный график (рис. 5) может выражать зависимость коэффициента теплопередачи батарей от расхода подаваемой жидкости, т. к. между расходом и заполнением при верхней подаче существует однозначная зависимость, как это показано выше.

Если сравнивать значения коэффициентов теплопередачи пристенных батарей для режимов с верхней подачей и затоплением нижних труб при их одинаковом общем заполнении жидким аммиаком, то необходимо его определять как

сумму заполнения верхних частично заполненных труб и нижних — затопленных.

При этом заполнение нижней затопленной части батарей находим как для случая затопленных батарей, т. е. по их удельной тепловой нагрузке. Из рассмотрения кривых рис. 5 можно установить, что наиболее высокие значения коэффициента теплопередачи имеет однорядная пристенная батарея при верхней подаче жидкого хладагента и затоплении нижних труб на 0,63 ее высоты (кривая 3). С уменьшением заполнения нижней части батарей до 0,37 ее высоты величина « K_n » падает до значений, определяемых кривой (2). Для режимов «чистой» верхней подачи коэффициент теплопередачи « K_n » определяется в зависимости от заполнения батарей по кривой (1), которая расположена еще ниже. С ростом заполнения батарей эта кривая круто поднимается вверх и при заполнении, равном 45 ÷ 50%, приближается к кривым (2 — 3), т. е. теплопередача батарей на всех трех рассматриваемых режимах становится примерно одинаковой.

Однако при таких заполнениях требуется значительная подача жидкого аммиака около 1300 *литр/час*, что практически неприемлемо.

Если же остановиться на режиме верхней подачи при затоплении нижних труб на 0,63 высоты батареи, то такое же значение коэффициента теплопередачи $K_n = 4,08$ *ккал/м²час⁰С* достигается при заполнении верхних труб равном 25%. При этом потребуются расход подаваемой жидкости равный 500 *литр/час*. Заметим, что для рассматриваемой батареи при полном ее заполнении (нижняя подача жидкости) значение коэффициента теплопередачи по опытным данным было равно $K_n = 3,94$ *ккал/м²час* (см. кривую 4).

Пониженное значение коэффициента теплопередачи батареи в этом случае объясняется отрицательным влиянием гидростатического столба жидкости, который для данной батареи в условиях проведенных испытаний составлял $H = 2,85$ м. Это значение K_n отнесено как и для всех опытных батарей и режимов их испытания к температурной разности между температурой воздуха камеры и температурой испарения, определяемой по давлению в отделителе жидкости. Действительное значение K_n данной батареи, определяемое по фактическому температурному напору в ней находим по кривой 4', которая дает предельно высокое значение K_n батареи.

Однако, во всех тепловых расчетах тепловую нагрузку определяют по температурному напору в них относительно давления испарения в отделителе жидкости, исходя из чего, рассматриваемые нами значения коэффициента теплопередачи батарей для всех батарей и режимов будем также относить к этому температурному напору.

Кроме основных — стационарных режимов были проведены дополнительные испытания при резкопеременных тепловых нагрузках с целью выяснения возможности возникновения влажного хода и гидравлических ударов в компрессоре. Наблюдения показали, что при верхней подаче жидкости и затоплении нижних труб батареи на 0,63 ее высоты путем подключения на этой высоте патрубка перелива жидкости компрессор работал без влажного хода.

Таким образом с верхней подачей и затоплением нижних ее труб до 2/3 ее полного объема сохраняется основное достоинство батарей с верхней подачей — безопасность работы установки и простота подачи жидкого аммиака в них при достижении повышенных значений коэффициента теплопередачи.

На основании данных испытаний и их дополнительной обработки получены значения коэффициентов теплопередачи пристенных и потолочных ребристых батарей с верхней подачей жидкости, изготовленных из труб $d = 57 \times 3,5$ мм оребренных стальной лентой 46×1 мм для условий эксплуатации их в камерах холодильников (при температурах воздуха 0; —18°; —23° и температурной разности 5°; 10°; 15°).

Заключение

В настоящей работе установлен метод моделирования гидравлических процессов, протекающих в шланговых батареях с верхней подачей жидкого холодильного агента.

Проведены испытания моделей основных типов батарей и полученные результаты с помощью разработанных критериальных зависимостей перенесены на различные холодильные агенты.

Для определения изменения уровня жидкости по длине шлангов батарей могут быть использованы известные зависимости по движению воды в открытых руслах, и полученные результаты с помощью моделирования перенесены на холодильные агенты.

Проведенные опытные исследования показали возможность применения этого метода для расчета гидравлических характеристик батарей.

В работе исследована теплопередача частично затопленных ребристых батарей. За основу расчета таких батарей приняты зависимости (7 ÷ 8).

Опытное исследование пристенных и потолочных ребристых батарей показало приемлемую для практики сходимость расчетных и опытных данных (максимальная погрешность составляла 10 ÷ 20%). При этом на основании опытных данных получены путем обобщения методом теории подобия критериальные зависимости, позволяющие определять значение коэффициента теплопередачи со стороны жидкого холодильного

агента. Также установлено эмпирическое выражение для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны паров аммиака.

Обобщение опытных данных, проведенное в работе, позволило рекомендовать для рассматриваемых батарей и типовых условий эксплуатации камер холодильников значения коэффициентов теплопередачи. Для других типов батарей и условий эксплуатации необходимо произвести расчет по основным формулам теплопередачи с подстановкой значений коэффициентов теплоотдачи со стороны холодильного агента и воздуха, а также геометрических параметров батарей.

Таким образом, представляется возможным установить рациональную конструкцию и режим эксплуатации батарей.

Во время испытаний выяснена эффективность различной подачи жидкого холодильного агента в ребристые батареи при стационарных и нестационарных режимах работы батарей.

Установлено, что наиболее рациональным для пристенных шланговых батарей является режим верхней подачи с затоплением нижней ее части, который наряду с повышением коэффициента теплопередачи обеспечивает безопасную работу системы (без гидравлических ударов в компрессоре). При этом сокращается потребная емкость циркуляционных ресиверов и снижается расход жидкости, подаваемой на батареи.

Подобные охлаждающие системы, разработанные институтом, получили распространение на холодильниках.

Причем, представляется возможным перевод существующих затопленных систем охлаждения на режим верхней подачи с затоплением нижней части батарей.

Такая реконструкция проведена институтом на ряде холодильников мясокомбинатов (Одесский, Карагандинский и другие).

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Чуклин С. Г., Никульшина Д. Г., Чепурненко В. П., «Исследование новых охлаждающих систем холодильников». Доклад от СССР на X Международном конгрессе по холоду, 1959.
2. Чуклин С. Г., Чепурненко В. П., «Теплопередача оребренных батарей камер холодильников», Труды ОТИПХП, т. X, 1961.
3. Чуклин С. Г., Чепурненко В. П., «Рациональні конструкції камерних батарей охолодних систем», «Харчова промисловість», № 2, 1961.
4. Чепурненко В. П., «Влияние подачи жидкости на степень заполнения батарей и режим работы установки», «Холодильные установки» под редакцией С. Г. Чулкина, Госторгиздат, 1961.
5. Chuklin S. G., Nikulchina D. G., Chepurnenko V. P., «Recherches sur les nouveaux system frigorifiques desentrepots», Revue Pratique du froid, 1960.

ОБЪЯСНЕНИЯ К РИСУНКАМ

Рис. 1. Зависимость заполнения батарей и их моделей от расхода подаваемой жидкости

Потолочная: на воде — 1, на аммиаке опытная — 1а, расчетная — 1б.
Пристенная однорядная: на воде — 2, на аммиаке опытная — 2а, расчетная — 2б.

Рис. 2. Зависимость заполнения батарей от расхода жидких холодильных агентов

Пристенные однорядные батареи: 1а — аммиак, 1б — фреон 22, 1в — фреон 12.

Потолочные батареи: 2а — аммиак, 2б — фреон 22, 2в — фреон 12.

Примечание: кривые для фреона 22 при $t_0 = -10^\circ$ и аммиака при $t_0 = -30^\circ$ — совпадают.

Рис. 3. Принципиальная схема охлаждающей системы опытной камеры с ребристыми батареями

Рис. 4. Схема расположения термопар на поверхности ребристых батарей

Рис. 5. Изменение коэффициента теплопередачи «К» ребристых батарей в зависимости от заполнения незатопленных шлангов жидким аммиаком

Пристенная однорядная батарея.

Режимы: 1 — верхней подачи, 2 — верхней подачи с затоплением нижних труб батареи на 0,37 ее высоты, 3 — верхней подачи с затоплением нижних труб батареи на 0,63 ее высоты, 4 — затопленный, отнесенный к температуре испарения в отделителе жидкости при гидростатическом столбе $H = 2,85$ м, 4' — затопленный, отнесенный к действительной температуре испарения в батарее.

Пристенная двухрядная батарея.

Режимы: 5 — верхней подачи, 6 — верхней подачи с затоплением нижних труб батареи на 0,46 ее высоты, 7 — затопленный, отнесенный к температуре испарения в отделителе жидкости при гидростатическом столбе $H = 3,2$ м; 7' — затопленный, отнесенный к действительной температуре испарения в батарее.

Потолочная однорядная батарея.

Режимы: 8 — верхней подачи, 9 — затопленный, отнесенный к температуре испарения в отделителе жидкости, 9' — затопленный, отнесенный к действительной температуре испарения в батарее.

Потолочная двухрядная батарея.

Режимы: 10 — верхней подачи, 11 — затопленный, отнесенный к температуре испарения в отделителе жидкости при гидростатическом столбе $H = 1,6$ м, 11' — затопленный, отнесенный к действительной температуре испарения в батарее.

Потолочная трехрядная батарея.

Режимы: 12 — верхней подачи, 13 — затопленный, отнесенный к температуре испарения в отделителе жидкости, 13' — затопленный, отнесенный к действительной температуре испарения в батарее.

БР 04191. Подписано к печати 2.VI-1962 г.

Зак. № 793. Тираж 220.
Формат бумаги $60 \times 92 \frac{1}{16}$. Печ. листов 1,25. Учетно-издат. листов 1,25.

Типография Одесского госуниверситета им. И. И. Мечникова, Щепкина, 12.