

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1964 года №2**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1964 года №2 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 78 с.

**ISBN 978-5-458-64585-0**

**ISBN 978-5-458-64585-0**

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

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

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

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

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



## Новая система охлаждения на холодильнике в г. Йошкар-Ола

*Докт. техн. наук, проф. И. С. БАДЫЛЬКЕС, канд. техн. наук Р. Л. ДАНИЛОВ—*  
Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

Увеличение числа поездов с машинным охлаждением, модернизация вагонов-ледников, а также повышение пропускной способности морозилок мясокомбинатов позволили обеспечить поступление на распределительные холодильники значительной части мороженных грузов с температурой около  $-8^{\circ}$ . Это дало возможность домораживать их непосредственно в камерах хранения.

Хотя доля пиковой тепловой нагрузки на домораживание в течение года мала, тем не менее, в связи с требованиями обеспечить домораживание в любой из камер при эпизодическом поступлении грузов, необходимо поддерживать наиболее низкую температуру кипения холодильного агента во всех остальных камерах хранения. При этом во избежание значительного увеличения охлаждающей поверхности батарей, используют двухступенчатые холодильные машины.

Одним из простых способов снятия пиковых нагрузок является применение на распределительных холодильниках пароструйных приборов, которые могут создавать требуемое увеличение перепада температур между воздухом и холодильным агентом [1]. При этом давление кипения в батареях данной камеры понижается до необходимого. Число одновременно работающих одноступенчатых компрессоров определяется в зависимости от общего теплового баланса холодильника [1—8].

В настоящее время пароструйные приборы устанавливают на пищевых предприятиях, где пиковые нагрузки кратковременны или потребность в низких температурах мала [9].

По предложению ВНИХИ, новая система охлаждения применена на одноэтажном холодильнике емкостью 1670 т (г. Йошкар-Ола), пущенном в эксплуатацию в 1963 г.

Холодильник, построенный по типовому проекту Гипрохолода, имеет две параллельные платформы, центральный коридор, три камеры хранения мороженных грузов ( $-18^{\circ}$ ), одну универсальную камеру ( $0^{\circ}$ — $-18^{\circ}$ ) и две камеры хранения охлажденных грузов ( $0^{\circ}$ — $-3^{\circ}$ ).

Предусмотренные в типовом проекте две мо-

розильные камеры используются как камеры хранения в связи с тем, что замораживание осуществляется на местном мясокомбинате. Из общей емкости холодильника на мороженные грузы (включая универсальную камеру) приходится 1540 т, т. е. около 90%.

В машинном отделении установлено пять одноступенчатых компрессоров московского завода «Компрессор». Камеры хранения мороженных грузов и универсальная камера оснащены пароструйными приборами холодопроизводительностью по 20000 ккал/час (с учетом домораживания грузов до  $t_b = -18^{\circ}$  в количестве 6% емкости камеры). На случай кратковременной работы морозилок предусмотрены два пароструйных прибора по 50000 ккал/час.

Поскольку пароструйные приборы включаются эпизодически, одноступенчатые компрессоры могут работать только при одной температуре кипения (по проекту  $-26^{\circ}$ ). При этом, на всасывающих линиях приборов охлаждения двух камер хранения охлажденного мяса были установлены бародросселирующие вентили.

На холодильнике предусмотрена безнасосная аммиачная схема. Жидкий аммиак под давлением конденсации поступает к распределительному устройству каждой камеры. На рисунке дана схема узла одной из камер хранения мороженных грузов.

Подача жидкого аммиака регулируется автоматически с помощью терморегулирующих вентилей ТРВ-40 (для камер хранения мороженных грузов) и ТРВ-80 (для морозилок).

Терморегулирующий вентиль предохраняет также пароструйный прибор от попадания жидкости, так как в этих условиях его холодопроизводительность заметно снижается и возможен срыв работы.

Для защиты компрессоров от попадания жидкого аммиака в случае неисправности ТРВ в машинном отделении установлен отделитель жидкости, соединенный с осушителем, в который смонтирован змеевик для переохлаждения жидкого аммиака. Осушитель соединяется переливной линией с дренажным ресивером.

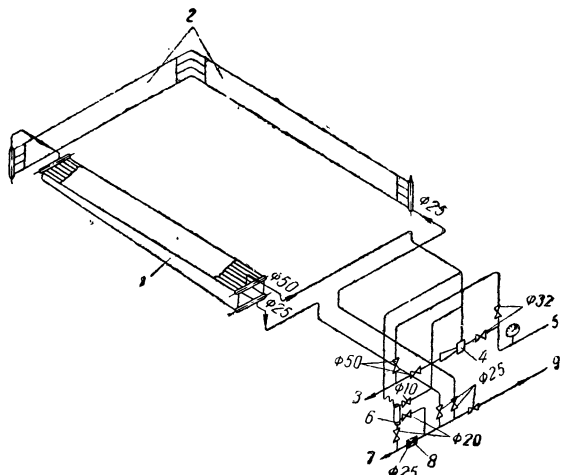


Схема аммиачных трубопроводов (камера № 8): 1 — потолочная батарея с самоциркулирующей аммиака; 2 — пристенные батареи, 3 — всасывающая линия к компрессорам, 4 — пароструйный прибор, 5 — линия оттаивания, 6 — терморегулирующий вентиль, 7 — линия жидкого аммиака, 8 — ручной регулирующий вентиль, 9 — дренажная линия.

Пароструйный прибор понижает давление кипения в батареях камер хранения мороженных грузов и одновременно нагнетает пары аммиака в общую всасывающую линию. Для этой цели рабочий пар с давлением конденсации направляют в пароструйный прибор через линию оттаивания снеговой шубы.

Камеры хранения мороженных грузов оборудованы пристенными и потолочными батареями. При этом осуществлено предложение Ш. Н. Кобулашвили, в соответствии с которым неиспарившийся в пристенной батарее аммиак подают в коллектор потолочной батареи с самоциркулирующей жидкого аммиака [10]. Каждая две верхние трубы батарей работают за счет перебрасывания жидкости из нижней трубы. Неиспарившийся в верхних трубах аммиак через соединительные штуцеры возвращается в нижний коллектор для питания нижних труб. Батареи изготовлены из бесшовных стальных труб (диаметр 57×3,5 мм) со спирально-витыми ребрами из полосовой стали 46×1 мм с шагом оребрения 35,8 мм.

На основании данных, полученных Р. Л. Даниловым при испытании системы охлаждения холодильника спустя 1,5 месяца после пуска его в эксплуатацию, можно сделать следующие выводы.

Новая система охлаждения обеспечивает поддержание заданного температурного режима в холодильных камерах. Оборудование удобно в обслуживании. Пароструйные прибо-

ры легко вписываются в размеры диаметров труб, просты по своей конструкции, надежны в эксплуатации, не нуждаются в регулировании и ремонте, обеспечивают полную герметичность в условиях работы под вакуумом и быстрое охлаждение при любом заданном режиме.

При испытании пароструйных приборов их производительность совпала с расчетной. Дополнительный часовой объем компрессоров при включении пароструйных приборов определялся количеством рабочего пара  $m$ , поступающего из нагнетательной линии в конденсатор, на 1 кг полезного пара, отсасываемого из батарей холодильных камер, по уравнению [10]

$$m = \frac{1}{a \sqrt{\frac{\Delta i_1}{\Delta i_2} - 1}}, \quad (1)$$

где:  $a$  — суммарный коэффициент, учитывающий потери скорости рабочего пара по длине сопла и потери скорости смешанного пара в приемной камере, камере смешения и диффузоре;

$\Delta i_1$  и  $\Delta i_2$  — адиабатические перепады рабочего пара (при расширении) и эжектируемого пара (при сжатии в диффузоре).

Испытания Р. Л. Данилова показали, что при значительных отклонениях от расчетного режима коэффициент  $a$  изменялся всего лишь в пределах 3% (0,805 вместо 0,84).

После пуска холодильника ТРВ были отрегулированы на перегрев 3°. Однако в дальнейшем он повышался до 10°, что существенно снижало теплосъем батарей и приводило к значительному понижению температуры кипения. Для поддержания нормальной настройки ТРВ за ним необходимо периодически наблюдать.

На основании полученных данных, а также правил по проектированию холодильных установок и имеющихся сведений об объемных и энергетических коэффициентах холодильных машин И. С. Бадилькесом были разработаны следующие обобщенные показатели.

При поступлении в камеру хранения продуктов с температурой  $t'$  в доле  $\alpha$  от ее грузовой емкости  $e$  (в  $t$ ) расход холода составит

$$q_2 = \frac{\alpha q' e}{n} \text{ ккал/час}, \quad (2)$$

где:  $q'$  — расход холода на домораживание продукта, ккал/т;

$n$  — продолжительность домораживания, часы.

Тогда максимальная пиковая нагрузка на камеру хранения будет равна

$$q_{\max} = q_1 + q_2 + q_3 = q_1 + \frac{\alpha q' e}{n} + q_3 \text{ ккал/час.} \quad (3)$$

Здесь:  $q_1$  — расход холода через ограждения (внешние теплопритоки);

$q_3$  — расход холода на эксплуатационные потери (освещение, пребывание людей, открывание дверей).

Принимая  $q_3 = 0,25 q_1$ , находим

$$\frac{q_{\max}}{q_1} = 1,25 + \frac{\alpha q'}{n \rho} = \frac{k_{\max} \Delta t_{\max}}{k \Delta t}, \quad (4)$$

где:

$$\rho = \frac{q_1}{e}; \Delta t_{\max} = t_b - t_{0\min}; \Delta t = t_b - t_0.$$

Так как при «тихом» батарейном охлаждении [10],

$$\frac{k_{\max}}{k} = \left( \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t} \right)^{0,22}, \quad (5)$$

то получаем критериальное уравнение

$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t} = \left( 1,25 + \frac{\alpha q'}{n \rho} \right)^{0,82}. \quad (6)$$

В системе с двухступенчатыми холодильными машинами температура  $t_{0\min}$  должна поддерживаться постоянной, причем в камерах, где нет эпизодической пиковой нагрузки, температура воздуха  $t_b$  регулируется путем соответствующего автоматического включения и выключения батарей.

При использовании пароструйных приборов и одноступенчатых машин понижение температуры кипения от  $t_0$  до  $t_{0\min}$  происходит эпизодически. В камерах, где нет пиковой нагрузки, температура воздуха  $t_b$  поддерживается одноступенчатыми машинами при температуре кипения  $t_0$ .

На распределительных холодильниках мороженые грузы хранятся, как правило, не более полугода. В этих условиях, на основании данных холодильной технологии, для большинства продуктов может быть принята температура  $t_b = -20^\circ$ . Кроме того, рекомендуется незначительный перепад температур между воздухом и холодильным агентом:  $\Delta t = 4 \div 5^\circ$ .

При  $e = 400 \text{ г}$ ,  $t' = -8^\circ$ ,  $\alpha = 0,06$  [10],  $q' = 9400$ ,  $n = 24$ ,  $t_0 = -24,5^\circ$  и  $\rho = 20$  (для одноэтажных холодильников) находим по уравнению (6)  $t_{0\min} = -30^\circ$ .

Объемные и энергетические показатели при использовании пароструйных приборов для ка-

мер хранения мороженых грузов определяются следующими соотношениями.

Часовой объем, описанный поршнями одноступенчатых машин,

$$V_c = \frac{Q_0 v_c}{q_{0c} \lambda_c} (1 - \mu_{\max}) + \mu_{\max} \frac{Q_0 v_c (1 + m)}{q_{0c} \lambda_c} = \frac{Q_0 v_c}{q_{0c} \lambda_c} (1 + \mu_{\max} m) \text{ м}^3/\text{час}, \quad (7)$$

где:  $\mu_{\max}$  — часть камер, где производится до-мороживание в период максимального грузооборота;

$v_c$  и  $\lambda_c$  — удельный объем пара ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) и коэффициент подачи при  $t_0 = -24,5^\circ$ .

При использовании двухступенчатых машин

$$V_k = V_n + V_b = 1,33 V_n, \quad (8)$$

где:  $V_n$  — часовой объем, описываемый поршнями цилиндров низкой ступени;

$V_b$  — то же, высокой ступени.

Так как

$$V_n = \frac{Q_0 v_n}{q_{0n} \lambda_n},$$

то

$$V_k = 1,33 \frac{Q_0 v_n}{q_{0n} \lambda_n}. \quad (9)$$

С учетом, что  $q_{0c} \approx q_{0n}$  и из сравнения формул (7) и (9) находим

$$z = \frac{V_k}{V_c} = 1,33 \frac{v_n \lambda_c}{v_c \lambda_n} \frac{1}{1 + \mu_{\max} m}. \quad (10)$$

Имеющиеся значения [10] коэффициентов подачи отечественных одноступенчатых компрессоров (типа АУ-200) хорошо описываются уравнением

$$\lambda_c = 0,995 - 0,0444 \frac{p_k}{p_c}, \quad (11)$$

где:  $p_k$  — давление конденсации,

$p_c$  — давление кипения.

При  $t_k = 30^\circ$  и  $t_0 = -24,5^\circ$  получаем  $\lambda_c = 0,66$ .

Соответственно для нижней ступени двухступенчатых компрессоров (типа ДАУ-50), на основании работы [11], можно установить, что

$$\lambda_n = 1,064 - 0,0937 \frac{p_m}{p_0}. \quad (12)$$

Здесь  $p_m$  — промежуточное давление (давление конца сжатия в цилиндрах нижней ступени).

При  $t_k=30^\circ$  и  $t_{0\min}=-30^\circ$  находим по графику [10]  $p_m=4,8 \text{ ата}$ , следовательно  $\lambda_n=0,7$ . Значение  $\mu_{\max}$  определяется следующим образом.

Максимальное суточное поступление грузов

$$G = \frac{y \sigma \varphi E}{365} = \alpha z e \quad (13)$$

или при  $\alpha=0,06$

$$\mu_{\max} = \frac{z}{e} = 0,045 y \sigma \varphi. \quad (14)$$

Здесь:  $y$  — кратность грузооборота мороженных грузов в год;

$\sigma$  — коэффициент неравномерности поступления грузов;

$E$  — емкость всех камер хранения мороженных грузов;

$e$  — емкость камеры (усредненная);

$z$  — число камер, в которые грузы поступают на домораживание;

$\varphi$  — часть продуктов (с температурой не выше  $-8^\circ$ ), поступающих непосредственно в камеры хранения (минуя морозилки).

При  $y=3,5$ ,  $\sigma=2,5$  и  $\varphi=0,85$  [10] находим  $\mu_{\max}=0,33$ . При  $m=0,685$  ( $t_k=30^\circ$ ) получаем  $\xi=1,30$  или часовой объем двухступенчатых машин оказывается на 30% больше по сравнению с системой одноступенчатых машин с применением пароструйных приборов.

Для определения эффективной удельной холодопроизводительности  $K_e$  ккал/квт-ч необходимо исходить из среднегодовых условий работы.

При  $t_k=23^\circ$  и  $t_0=-24,5^\circ$  эффективная удельная холодопроизводительность одноступенчатых компрессоров (типа АУ-200) составляет 2850 ккал/квт-ч [11]. При  $\mu_{\text{ср}} \approx 0,15$  получим для системы с пароструйными приборами ( $m=0,735$  при  $t_k=23^\circ$ ):

$$K_{e\text{ср}} \approx 0,85 \cdot 2850 + \frac{0,15 \cdot 2850}{1 + 0,735} \approx 2650.$$

При  $t_k=23^\circ$  и  $t_0=-30^\circ$  эффективная удельная холодопроизводительность лучших образцов двухступенчатых компрессоров не превышает 2600 ккал/квт-ч [12].

Таким образом, по энергетическим расходам теоретически системы почти равноценны, однако предпочтение следует отдать более простой системе с пароструйными приборами, которая хорошо реагирует на резкие колебания тепловых нагрузок и обеспечивает полное использование часового объема машин в соответствии с оптимальным температурным режимом их работы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. И. С. Бадилькес, «Холодильная техника», 1956, № 1.
2. И. С. Бадилькес, Р. Л. Данилов, «Холодильная техника», 1958, № 4.
3. Л. П. Сысоев, «Холодильная техника», 1959, № 6.
4. И. С. Бадилькес, Доклад от СССР научной конференции комиссий 3, 4, 5 Международного института холода, М., ВНИХИ, 1958.
5. И. С. Бадилькес. Новое в технике производства искусственного холода, сб. 1, Издание Московского дома научно-технической пропаганды им. Ф. Э. Дзержинского, М. 1960.
6. И. С. Бадилькес, Ш. Н. Кобулашвили, «Холодильная техника», 1960, № 3.
7. Д. Л. Данилов, Л. П. Сысоев. Доклад от СССР конференции Международного института холода в г. Марселе, 1960.
8. И. С. Бадилькес, Р. Л. Данилов, Системы охлаждения с применением пароструйных приборов в качестве бустер-компрессоров. Госторгиздат, 1961.
9. Р. Л. Данилов, «Холодильная техника», 1963, № 3.
10. И. С. Бадилькес, Рекомендации по проектированию холодильных установок, ВНИХИ, 1962.
11. В. В. Лаврова, Отчет ВНИХИ, 1959.
12. В. В. Лаврова, Отчет ВНИХИ, 1962.



## Непосредственное охлаждение с использованием холодильного агента в качестве холодоносителя

Канд. техн. наук А. А. ГОГОЛИН—Всесоюзный научно-исследовательский институт  
холодильной промышленности

Применявшиеся ранее системы непосредственного охлаждения с затопленными батареями и верхним расположением отделителя жидкости имели два существенных недостатка: влияние столба жидкости на температуру кипения, которое особенно сказывалось при низких температурах, и выброс жидкого аммиака при переменных тепловых нагрузках вследствие изменения консистенции парожидкостной смеси в батареях.

Поэтому ВНИХИ, Гипромясом и Гипрохолодом были предложены насосно-циркуляционные системы непосредственного охлаждения с незатопленными батареями, которые получили широкое распространение.

В этих системах были устранены указанные недостатки: высота столба жидкости не превышала напора, создаваемого уровнемдержателем, а теплопередающая поверхность неполностью затоплялась жидким аммиаком, что при переменных нагрузках давало возможность увеличения объема парожидкостной смеси в пределах самой батареи.

Заполнение батарей жидким аммиаком в системе ВНИХИ составляло 30%, а в первоначальной системе Гипромяса—10—20%. После исследования этих систем проф. С. Г. Чулкиным было предложено для улучшения теплопередачи затоплять каскадные батареи жидким аммиаком на 50—60% [1].

Главным недостатком незатопленных батарей являются сравнительно небольшие коэффициенты теплоотдачи на их внутренней поверхности.

По опытным данным проф. С. Г. Чулкина, при заполнении ребристых батарей (степень оребрения 6,4) жидким аммиаком на 20% внутренние коэффициенты теплоотдачи для пристенных батарей длиной 2,6 м примерно равны 200, а для потолочных 70—150 ккал/м<sup>2</sup>час град. При заполнении на 40—47% эти коэффициенты соответственно составляют 300—400 и 110—190 ккал/м<sup>2</sup>час град. При этом удельная тепловая нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности,  $q_{Fa} = 250$  ккал/м<sup>2</sup>час

В камерных батареях при естественной конвекции воздуха тепловое сопротивление на

внутренней поверхности не имеет большого значения, так как общее тепловое сопротивление их в значительной степени определяется повышенным наружным тепловым сопротивлением. Однако при использовании более интенсивных теплообменных аппаратов (ребристые воздухоохладители и др.) значительное внутреннее тепловое сопротивление, даже если учесть уменьшение его с ростом удельной тепловой нагрузки, приводит к большому снижению общего коэффициента теплопередачи (в 1,5—3 раза), а следовательно, и к увеличению расхода металла.

В интенсивных теплообменных аппаратах для получения высоких значений внутреннего коэффициента теплоотдачи необходимо, чтобы их поверхность полностью омывалась жидким холодильным агентом.

Одним из возможных решений этой проблемы является предложенная автором<sup>1</sup> схема непосредственного охлаждения с использованием холодильного агента в качестве холодоносителя.

Принципиальная схема установки, построенной по новому принципу, показана на рис. 1.

Жидкий холодильный агент из конденсатора подается в отделитель жидкости ОЖ с помощью обычного регулирующего вентиля (например, поплавкового). Из этого же отделителя компрессор отсасывает пары холодильного агента.

При температуре кипения  $t_0$  жидкий холодильный агент опускается по вертикальному стояку к насосу НС, который подает его к охлаждаемым объектам. При этом температура холодильного агента остается практически постоянной, а давление увеличивается вследствие влияния столба жидкости (линии 0—1 и 0—1' на рис. 2).

После насоса температура холодильного агента несколько повышается за счет тепла, эквивалентного части работы насоса (линия 1—2). Значительно возрастает давление жидкости, а вместе с ним и температура насыщения (1'—2'). Жидкий холодильный агент при

<sup>1</sup> Авторское свидетельство № 110403, зарегистрированное 13 ноября 1957 г.

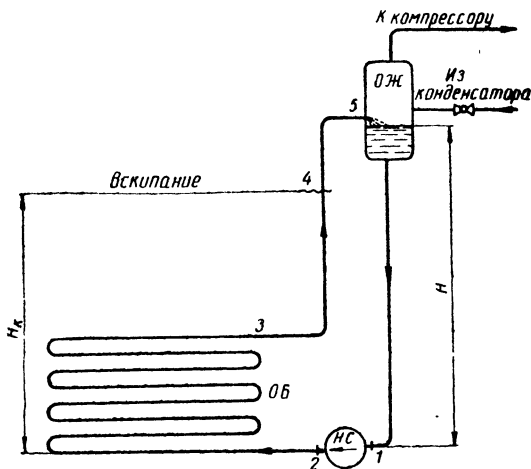


Рис. 1. Принципиальная схема установки с использованием холодильного агента в качестве холодоносителя (цифры 1—5 соответствуют точкам на рис. 2).

этом находится в переохлажденном состоянии, как это видно из рис. 2.

Если пренебречь небольшим изменением температуры и давления в горизонтальных трубопроводах, то можно считать, что подаваемая по ним жидкость поступает в охлаждающие батареи ОБ с состоянием 2. В батареях температура жидкости повышается, а давление несколько понижается, что приводит к уменьшению переохлаждения (линии 2—3 и 2'—3').

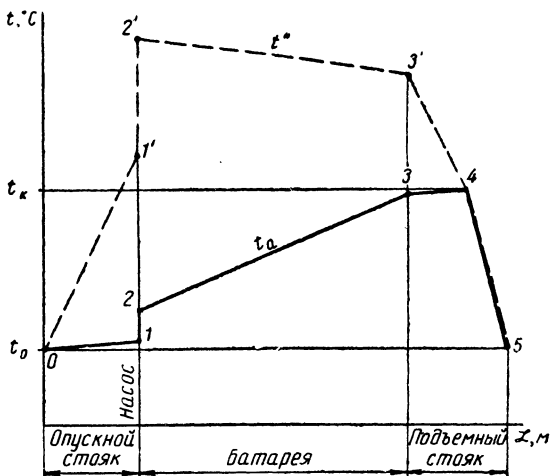


Рис. 2. Изменение температуры насыщения  $t''$ , соответствующей давлению, и температуры  $t_a$  жидкого холодильного агента по длине  $L$  трубопровода циркуляционного контура.

При подъеме жидкости по стояку ее давление (соответственно и температура насыщения) падает вследствие уменьшающегося влияния столба (3'—4), а температура немного повышается в связи с притоком наружного тепла (3—4). В точке 4 холодильный агент вскипает, а затем происходит дальнейшее понижение его температуры и давления до величин  $t_0$  и  $p_0$  (4—5).

В отделителе жидкости парожидкостная смесь разделяется на пар, который поступает к компрессору, и жидкость, опускающуюся по стояку к насосу.

На рис. 3 приведены величины переохлаждения  $\Delta t$  жидкого аммиака в зависимости от высоты его столба перед насосом.

Для обеспечения хорошей работы насоса желательно, чтобы скорость жидкого холо-

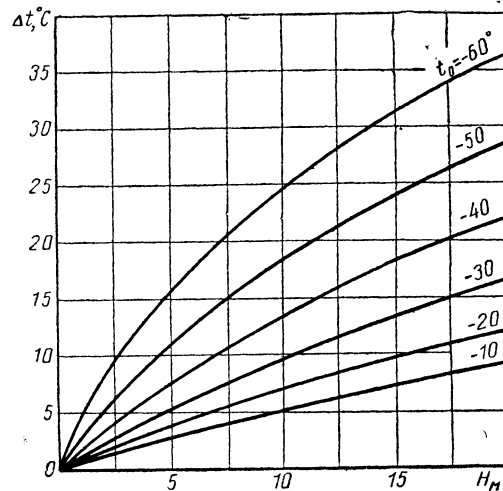


Рис. 3. Зависимость переохлаждения  $\Delta t$  жидкого аммиака перед насосом от высоты столба  $H$  при различных температурах кипения  $t_0$ .

дильного агента в опускном стояке не превышала 0,5—0,6 м/сек.

При небольшом гидравлическом сопротивлении трубопроводов и батарей циркуляция переохлажденного холодильного агента в них может совершаться без насоса за счет разности удельных весов в опускном и подъемном стояках. Однако в большинстве случаев безнасосная схема не перспективна.

Высота  $H_k$ , на которой происходит вскипание жидкости (см. рис. 1), может быть определена из следующего уравнения:

$$H_k = H - \frac{p_k - p_0 - p_{нс} + \Delta p_6 + \Delta p_{тр}}{\gamma} \text{ м.} \quad (1)$$

Здесь:  $p_{нс}$  — напор, создаваемый насосом,  $\text{кг/м}^2$ ;

$\Delta p_6$  и  $\Delta p_{тр}$  — гидравлические потери в батареях и трубопроводах,  $\text{кг/м}^2$ ;

$\gamma$  — удельный вес жидкости, принимаемый постоянным по всей длине циркуляционного кольца,  $\text{кг/м}^3$ ;

$p_k$  — давление вскипания в точке 4, определяемое по температуре насыщения  $t_k$ ,  $\text{кг/м}^2$ , равной

$$t_k = t_0 + \frac{(kF)_0(t_b - t_0) + 860 N + Q_0 + (kF)_n(t_b - t_3)}{G_a c} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (2)$$

Здесь:  $(kF)_0$  и  $(kF)_n$  — произведения коэффициентов теплопередачи на наружную поверхность опускного и подъемного стояков,  $\text{ккал/час град}$ ;

$t_b$  — температура воздуха около стояков,  $^\circ\text{C}$ ;

$N$  — мощность, потребляемая насосом,  $\text{квт}$ ;

$Q_0$  — холодопроизводительность батарей,  $\text{ккал/час}$ ;

$t_3$  — температура холодильного агента в точке 3 (см. рис. 2),  $^\circ\text{C}$ ;

$G_a$  — количество подаваемого насосом холодильного агента,  $\text{кг/час}$ ;

$c$  — теплоемкость жидкого холодильного агента,  $\text{ккал/кг град}$ .

При тепловом и гидравлическом расчете установки надо обеспечить положение точки начала вскипания выше охлаждающих батарей при самой большой нагрузке. Тогда колебание тепловой нагрузки не будет сопровождаться изменением заполнения батарей холодильным агентом, а приведет лишь к колебанию температуры жидкого холодильного агента на выходе из батарей так же, как это происходит в батареях с холодоносителем.

Представляет интерес сравнение различных холодильных агентов и холодоносителей по величине удельной мощности, потребляемой насосом, на единицу холодопроизводительности

$N_Q = \frac{N}{Q_0}$ , а также по интенсивности теплообмена при протекании жидкости по трубопроводу.

Величину  $\frac{N}{Q_0}$  можно определить по уравнению

$$N_Q = \frac{N}{Q_0} = \frac{G_a p_{нс}}{Q_0 \gamma 3600 \cdot 102 \cdot \eta} = \frac{\left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{\omega^2}{2g}}{3,67 \cdot 10^5 c \Delta t_6 \eta} \quad (3)$$

Здесь:  $\eta$  — к.п.д. насоса;

$\lambda$  — коэффициент трения;

$\frac{l}{d}$  — отношение длины участка к его диаметру;

$\zeta$  — коэффициент местного сопротивления;

$\omega$  — скорость движения жидкости по трубопроводу,  $\text{м/сек}$ ;

$\Delta t_6$  — подогрев жидкости в батареях,  $^\circ\text{C}$ .

Отношение удельных мощностей, потребляемых насосами при перекачке разных жидкостей, равно

$$\frac{N_{Q_1}}{N_{Q_2}} = \frac{\left(\sum \lambda_1 \frac{l}{d_1} + \sum \zeta\right) c_2}{\left(\sum \lambda_2 \frac{l}{d_2} + \sum \zeta\right) c_1} \quad (4)$$

Здесь приняты для всех случаев одинаковыми: скорость жидкости, подогрев ее и к. п. д. насоса. При этих условиях диаметр трубопроводов будет пропорционален квадратному корню из объемных теплоемкостей

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt{\frac{c_2 \gamma_2}{c_1 \gamma_1}} \quad (5)$$

Однако диаметр трубки  $d$  в теплообменных аппаратах может быть для различных жидкостей одинаковым, так как одну и ту же их скорость можно поддерживать путем изменения числа параллельно включенных трубок одного диаметра.

Поэтому вычислим отношения  $\frac{N_{Q_1}}{N_{Q_2}}$  по уравнению (4) для двух случаев. В первом случае ( $d_1 = d_2$ ) все гидравлическое сопротивление условно будем считать сосредоточенным в теплообменных аппаратах, а во втором (уравнение 5) — в коммуникационных трубопрово-

Техническая характеристика различных холодоносителей ( $t_0 = -50^\circ$ )

Х а р а к т е р и с т и к и	Х о л о д о н о с и т е л ь					
	аммиак	фреон-22	фреон-30	фреон-12	раствор днэтиленгликоля	раствор CaCl
Температура замерзания $t_g, ^\circ\text{C}$ . . . . .	-77,7	-160	-96,7	-155	-67	-55
Теплоемкость $c, \text{ккал/кг град}$ . . . . .	1,04	0,256	0,259	0,193	~0,70	0,654
Удельный вес $\gamma, \text{кг/м}^3$ . . . . .	702	1439	1405	1546	1090	1320
Объемная теплоемкость $c_v, \text{ккал/л град}$ . . . . .	0,732	0,368	0,364	0,299	0,760	0,865
Теплопроводность $\lambda, \text{ккал/м час град}$	0,56	0,10	0,14	0,09	~0,32	0,398
Вязкость $\mu \cdot 10^6, \text{кг сек/м}^2$ . . . . .	32,2	43,0	99,8	50,2	~4000	~4400
Трубки диаметром 25 мм						
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_a$ (при $w=1 \text{ м/сек}$ ), $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$ . .	3320	1060	950	895	123	149
Число Рейнольдса при $w=1 \text{ м/сек}$ . .	55500	85500	36000	78600	695	765
Коэффициент трения $\lambda$ . . . . .	0,0206	0,0185	0,023	0,0189	0,092	0,0836
Отношение удельных мощностей, потребляемых насосом (аммиак принят за единицу), $\frac{N_Q}{N_{Q_{ам}}}$ . . . . .	1	3,77	4,33	5,09	4,95	4,87
Трубки различного диаметра						
Диаметр трубок, мм . . . . .	25	35,2	35,5	39	24,5	23
Число Рейнольдса при $w=1 \text{ м/сек}$ . .	55500	12000	51000	122500	680	704
Коэффициент трения $\lambda$ . . . . .	0,0206	0,017	0,0211	0,017	0,094	0,091
Отношение удельных мощностей, потребляемых насосом (аммиак принят за единицу), $\frac{N_Q}{N_{Q_{ам}}}$ . . . . .	1	3,57	4,07	4,75	5,05	5,25

дах. Влиянием неполностью уравновешиваемого статического напора можно пренебречь.

Для примерного расчета в первом случае примем  $\frac{l}{d} = 1000$  и  $\Sigma \zeta = 10$ . Во втором случае в величину  $\frac{l}{d}$  вносим коррективы по уравнению (5). Коэффициент трения для турбулентного потока подсчитываем по уравнению Блазиуса

$$\lambda_{турб} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (6)$$

а для ламинарного потока — по известному уравнению

$$\lambda_{лам} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (7)$$

Результаты подсчета представлены в таблице.

Из таблицы видно, что аммиак имеет большие преимущества перед другими холодоносителями и холодильными агентами, так как при его применении расходуется меньше энергии на привод насосов, а теплообмен происходит более интенсивно. Это обусловлено его высокой теплоемкостью и теплопроводностью, а также малой вязкостью.

Фактическая экономия электроэнергии на привод насосов в предлагаемой схеме, по сравнению с обычной закрытой рассольной схемой, будет еще больше благодаря уменьшению напора за счет разности средних удельных весов аммиака в опускном и подъемном стояках.

Предложенная схема с применением аммиа-

ка в качестве холодоносителя имеет следующие положительные свойства:

- а) отсутствие изменения заполнения батарей жидким аммиаком при колебаниях тепловой нагрузки,
- б) независимость температуры переохлажденной жидкости от ее гидростатического столба,
- в) высокие значения внутренних коэффициентов теплоотдачи, позволяющие применять предложенную схему при наличии интенсивных теплообменных аппаратов,
- г) лучшее распределение по отдельным змеевикам и аппаратам переохлажденной жидкости по сравнению с парожидкостной смесью,
- д) отсутствие испарителей, необходимых в обычных схемах с холодоносителем,
- е) пониженный расход электроэнергии на насосы по сравнению с обычно применяемыми холодоносителями.

Предлагаемая схема использования аммиака имеет преимущества по пунктам *в*, *д*, и *е* перед обычной рассольной схемой и схемой с фреоном-30, рекомендуемым в нашей технической литературе в качестве наиболее эффективного низкотемпературного холодоносителя [2].

По сравнению с применяемыми у нас насосно-циркуляционными схемами непосредственного охлаждения предлагаемая схема имеет преимущества по пунктам *в* и *г*.

Что касается пункта *е*, то на первый взгляд кажется, что предлагаемая схема является недостаточно выгодной из-за большого количества перекачиваемой жидкости. Действительно, в ней отношение количества подаваемого насосом аммиака к количеству аммиака, испарившегося в подъемном стояке (кратность циркуляции), равно 100—110.

В схеме ВНИХИ теоретически это отношение может быть близко к единице. Практически для равномерной раздачи аммиака по батареям принимают 5—6-кратную циркуляцию. В схемах с верхней подачей аммиака (Гипромясо, Гипрохолод) для обеспечения надлежащего заполнения батарей жидкостью кратность циркуляции должна быть равна примерно 30.

Однако насос в предлагаемой схеме должен преодолевать лишь гидравлическое сопротивление сети. Статический напор, как уже говорилось, является отрицательным и в первом приближении им можно пренебречь. В схемах же с неполным заполнением батарей жидкостью статический напор является главной частью общего напора, создаваемого насосом.

В одноэтажных холодильниках, где статический напор невелик, мощности, потребляемые насосами, в предложенной схеме, а также в схеме с верхней подачей аммиака примерно одинаковы. В многоэтажных холодильниках при использовании предлагаемой схемы расход электроэнергии на насосы будет меньше, по сравнению со схемой с верхней подачей жидкости.

В схеме ВНИХИ при прочих равных условиях расход энергии на насосы значительно меньше, чем в других схемах, в том числе и в предлагаемой. Это объясняется значительно меньшей кратностью циркуляции в схеме ВНИХИ.

Отношение мощности насосов к мощности компрессоров при правильном подборе насосов равно в предлагаемой схеме 1—3%. Однако в связи с недостаточной номенклатурой аммиачных насосов возникает необходимость применять насосы повышенной производительности и мощности. Это приводит к увеличению потребляемой насосами мощности в 2—3 раза.

Высокие термо- и гидродинамические свойства аммиака, а также его небольшая стоимость послужили причиной применения его за рубежом в качестве холодоносителя.

Известна установка на рыбном холодильнике в Бергене [3], холодопроизводительностью 3,2 млн. ккал/час. В ней применены турбокомпрессорные холодильные машины на фреоне-12. Испарители этих машин являются конденсаторами аммиака, циркулирующего с помощью насосов по кольцу: конденсатор, насос, испарительные змеевики.

В этой установке, в отличие от предлагаемой автором, аммиак в змеевиках кипит, а не находится в состоянии переохлажденной жидкости. Кроме того, наличие теплообменного аппарата (конденсатора-испарителя) усложняет установку, а также уменьшает ее экономичность из-за снижения температуры кипения холодильного агента.

Схема с переохлажденным аммиаком, аналогичная описанной в настоящей статье, была предложена в 1959 г. для охлаждения многоэтажных холодильников инж. А. Тхоржевским [4]. В этой работе отмечаются большие преимущества аммиака как холодоносителя.

Схема с использованием холодильного агента (фреона-12) в качестве холодоносителя была применена автором в лабораторной установке для исследования теплопередачи при охлаждении и осушении воздуха ребристыми поверхностями [5]. По этой схеме можно было

работать или с переохлажденным, или с кипящим фреоном.

ЦКБХМ в 1957 г. по предложению автора была запроектирована, а потом осуществлена на одном из нефтеперерабатывающих заводов более крупная холодильная установка (500 тыс. ккал/час) с циркуляцией в технологических аппаратах переохлажденного аммиака. Подробное описание этой установки дано в публикуемой ниже статье инженеров Т. В. Гоголиной и В. Н. Кроткова.

Предлагаемая схема может получить применение в установках с переменными тепловыми нагрузками и интенсивной теплообменной аппаратурой (морозилки, периодически дейст-

вующие аппараты различных химических производств).

### ЛИТЕРАТУРА

1. С. Г. Чуклин, Д. Г. Никульшина, В. П. Чепурненко. Новые охлаждающие системы холодильников, Госторгиздат, 1963.
2. «Холодильная техника», Энциклопедический справочник, т. I, Госторгиздат, 1960.
3. Рыбопромышленный холодильник в Бергене (Норвегия), «Рыбное хозяйство», 1956, № 11.
4. A. Tchorzewski, «An attempt to create a new ammonia refrigerating system for a multistory refrigerated warehouse», Proceedings of the X<sup>th</sup> International Congress of refrigeration, 1960, vol. 3.
5. А. А. Гоголин, Охлаждение и осушение воздуха ребристыми поверхностями, Отчет ВНИХИ, 1960.

УДК 621.565 : 66.013

## Установка с циркуляцией жидкого переохлажденного аммиака на нефтеперерабатывающем заводе

Инженеры Т. В. ГОГОЛИНА, В. Н. КРОТКОВ — Центральное конструкторское бюро холодильного машиностроения

В 1963 г. на одном из крупных нефтеперерабатывающих заводов была введена в эксплуатацию смонтированная по проекту ЦКБХМ аммиачная холодильная установка, представляющая интерес в связи с принци-

пиально новым решением проблемы непосредственного охлаждения.

Холодильная установка обеспечивает предварительное охлаждение продукта до температуры  $-40^{\circ}$ , поддерживая такую температуру

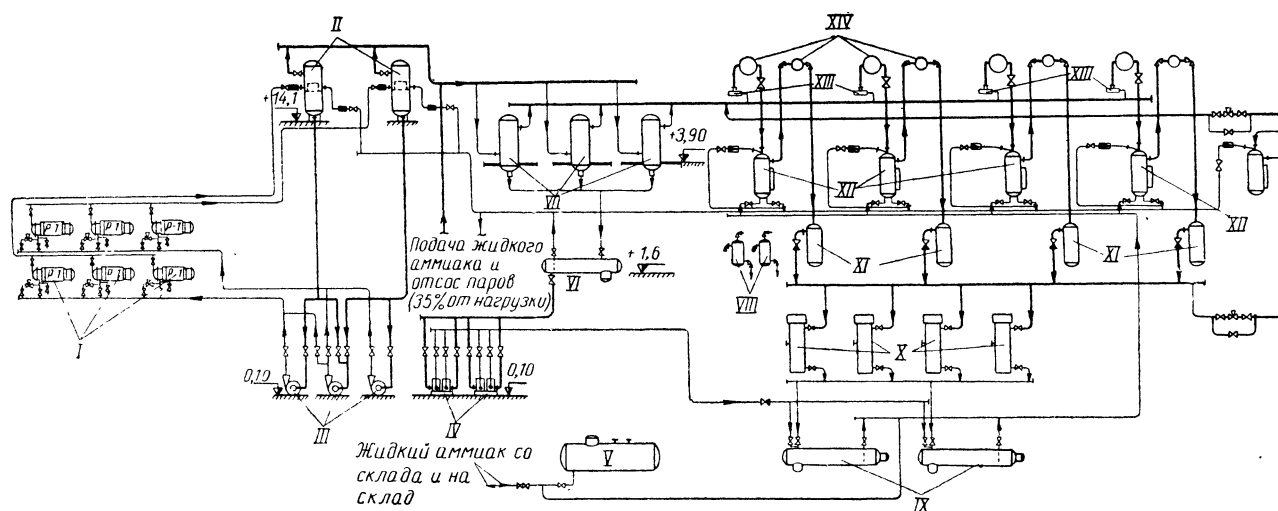


Рис. 1. Принципиальная схема холодильной установки:

I — реактор, II — сепаратор, III — насос 7X-9Д<sup>а</sup>, IV — насос РПНК-2-30, V — емкость для аммиака ( $V = 25 \text{ м}^3$ ), VI — ресивер 1,5 РД, VII — отделитель жидкости ОЖМ<sup>а</sup>-300, VIII — маслоотделитель 300 СМ, IX — линейный ресивер 5РВ, X — конденсатор 150 КТВ, XI — маслоотделитель 300 ОММ, XII — промежуточный сосуд 120 ПСз (один из промежуточных сосудов — регулирующий), XIII — грязеуловитель 300-Г, XIV — аммиачный горизонтальный двухступенчатый компрессор АДК-73/40.