

**А. И. Стрельцов**

(Белорусский политехнический институт)

## **АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ СХЕМ ДВУХКАМЕРНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ**

Возросшее применение в быту замороженных продуктов привело в последнее время к значительному увеличению морозильных отделений бытовых холодильников. Однокамерные холодильники с морозильным отделением при этом работают неудовлетворительно по следующим причинам. Для поддержания требуемой низкой температуры в морозильном отделении холодильника агрегат должен работать в режиме низких температур кипения хладагента. Однако при этом неизбежно понижается температура и в камере холодильника, что вызывает перерасход электроэнергии и может привести к порче продуктов, требующих небольшого охлаждения. Если агрегат работает в режиме высоких температур кипения хладагента, то не выдерживается требуемая низкая температура в морозильнике.

Вследствие этого оказывается весьма удобным выделение морозильного отделения в отдельную камеру, изолированную от холодильной камеры. При этом в морозильной камере постоянно поддерживается температура в пределах  $-15$ — $-20^{\circ}\text{C}$ , а в холодильной  $+1$ — $-4^{\circ}\text{C}$ . Раздельное исполнение камер позволяет надлежащим образом теплоизолировать как холодильную, так и морозильную камеры с таким расчетом, чтобы максимально уменьшить теплопритоки в холодильник.

Одним из достоинств двухкамерных холодильников является также меньшее образование снеговой шубы на испарителях, так как уменьшается контакт низкотемпературного испарителя с наружным воздухом.

Существует несколько схем исполнения двухкамерных холодильников [1]. В настоящее время чаще всего применяется схема с двумя дросселированиями хладагента. После первого дросселирования хладагент направляется в испаритель холодильной камеры, а после второго дросселирования — в испаритель морозильной камеры. Существенным недостатком этой схемы является сложность подбора дросселирующих устройств.

Настоящая статья посвящена анализу двух вариантов двухкамерного холодильника, использующих одноступенчатое дросселирование хладагента: схемы с последовательным пропуском хладагента через испарители холодильной и морозильной камер и схемы с тепловой трубкой.

Последовательная схема представлена на рис. 1. Она включает компрессор 1, конденсатор 2 и регулирующий дроссель 3. Хладагент после дросселя имеет температуру, несколько меньшую, чем требуемая температура в морозильной камере 6, последовательно проходит испаритель 4 холодильной камеры 7 и испаритель 5 морозильной камеры.

При осуществлении такой схемы испаритель холодильной камеры рассчитывается таким образом, чтобы в установившемся режиме работы

холодильника он забирал из холодильной камеры количество тепла, равное теплопритоку в эту камеру.

Конструктивно такой испаритель представляет собой металлический лист с прикрепленным к нему трубчатым змеевиком для прохода хладагента. Для обеспечения в холодильной камере требуемой температуры достаточно одной петли медной трубки общей длиной 1,6 м, расположенной на алюминиевом листе толщиной 0,8 мм и размерами 0,8 × 0,4 м.

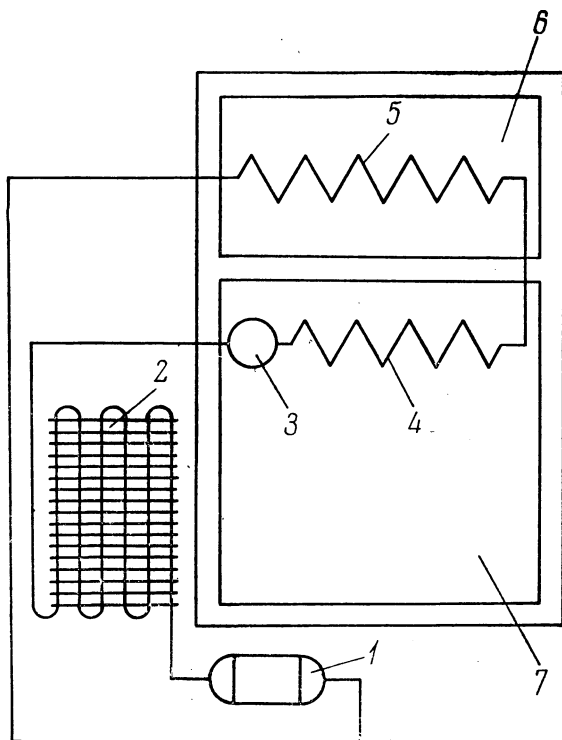


Рис. 1. Последовательная схема двухкамерного холодильника.

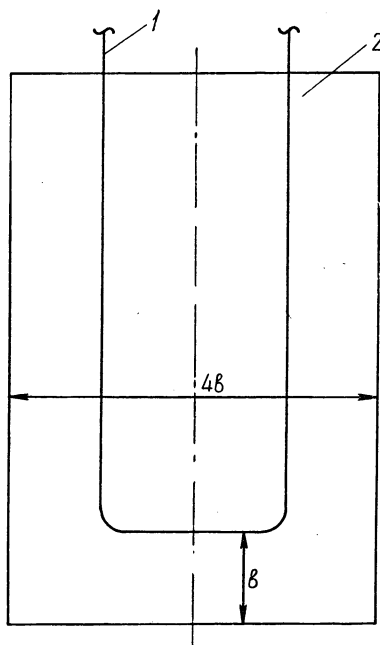


Рис. 2. Расчетная схема испарителя холодильной камеры:

1 — трубка для пропуска хладагента; 2 — металлическая пластина.

Выведем уравнение для расчета испарителя холодильной камеры, изготовляемого по принятой схеме (рис. 2). Искомой величиной в данном случае является площадь испарителя. Примем, что тепло подводится только к одной (лицевой) поверхности листа, температура листа равна температуре трубки в месте их контакта, теплообменом на торце пластины пренебрегаем.

Общее решение дифференциального уравнения для принятой конструкции испарителя имеет вид [2]

$$\vartheta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}, \quad (1)$$

где  $\vartheta = t - t_b$  — разность между температурой поверхности в точке  $x$  и температурой окружающей среды;  $m = + \sqrt{\frac{\alpha_p}{\lambda \delta}}$ ;  $\alpha_p$  — коэффициент теплообмена пластины с окружающей средой;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала пластины;  $\delta$  — толщина пластины.

В соответствии с принятыми допущениями выбираем граничные условия:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x = 0 \\ \text{при } x = b \end{array} \right\} \begin{array}{l} \vartheta = \vartheta_1 = t_b - t_1; \\ \left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=b} = 0, \end{array} \quad (2)$$

где  $t_1$  — температура пластины в сечении  $x=0$ ;  $b$  — ширина пластины. Решение уравнений (1) и (2) дает

$$\vartheta = \vartheta_1 \frac{\text{ch}[m(b-x)]}{\text{ch}(mb)}. \quad (3)$$

Количество тепла, подводимого к поверхности пластины из окружающей среды, равно количеству тепла, отводимого от основания пластины:

$$Q_{\text{ср}} = -\lambda l \delta \left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0}, \quad (4)$$

где  $l$  — длина пластины.

Из формул (3) и (4) находим

$$Q_{\text{ср}} = \lambda l \delta \vartheta_1 m \text{th}(mb). \quad (5)$$

С другой стороны, количество тепла, отводимого от основания пластины к хладагенту,

$$Q_{\text{хл}} = \frac{1}{2} \alpha_{\text{хл}} \pi d l (t_1 - t_{\text{хл}}), \quad (6)$$

где  $\alpha_{\text{хл}}$  — коэффициент теплообмена внутренней поверхности трубки с хладагентом;  $d$  — внутренний диаметр этой трубки;  $t_{\text{хл}}$  — температура хладагента.

Из выражений (5) и (6) исключим температуру  $t_1$  и, принимая во внимание равенство  $Q_{\text{ср}} = Q_{\text{хл}} = Q$ , получим

$$Q = \frac{\alpha_{\text{хл}} \pi d l \delta m \text{th}(mb)}{\alpha_{\text{хл}} \pi d + 2\lambda \delta m \text{th}(mb)} (t_b - t_{\text{хл}}). \quad (7)$$

Из выражения (7) будем иметь

$$l = \frac{Q}{t_b - t_{\text{хл}}} \left[ \frac{\text{cth}(mb)}{\lambda \delta m} + \frac{2}{\pi d \alpha_{\text{хл}}} \right]. \quad (8)$$

Все величины, входящие в формулу (8), задаются конструктивно или определяются из условий теплопередачи.

В результате требуемая поверхность испарителя холодильной камеры определится по формуле

$$F_{\text{и. х. к}} = bl = \frac{Qb}{t_b - t_{\text{хл}}} \left[ \frac{\text{cth}(mb)}{\lambda \delta m} + \frac{2}{\pi d \alpha_{\text{хл}}} \right]. \quad (9)$$

Схема двухкамерного холодильника с тепловой трубкой представлена на рис. 3. Схема включает компрессор 1, конденсатор 2, дроссель 3. Хладагент дросселируется до температуры морозильной камеры 6 и подается сначала на теплообменник 4 тепловой трубки 8, а затем на-

правляется в испаритель 5 морозильной камеры 6. Тепло забирается из холодильной камеры 7 охлаждающей поверхностью 9 и с помощью тепловой трубки 8 передается хладагенту. В такой схеме хладагент не входит в холодильную камеру, что значительно упрощает конструкцию двухкамерного холодильника.

Тепловая трубка представляет собой замкнутый объем, предварительно откакумированный и заправленный некоторым количеством рабочей жидкости.

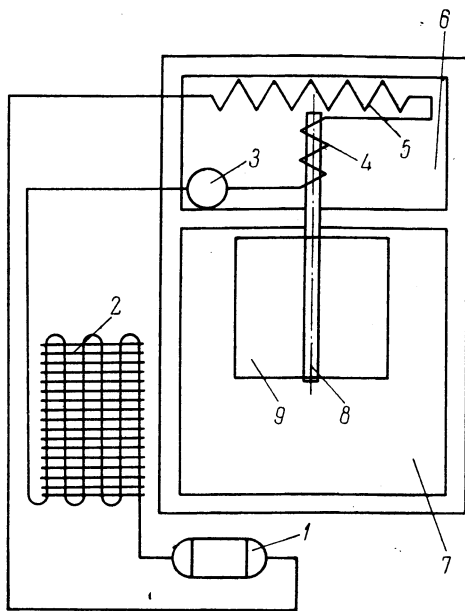


Рис. 3. Схема двухкамерного холодильника с тепловой трубкой.

В качестве рабочей жидкости может быть использовано любое вещество, лишь бы его температура заморозки была ниже, а критическая точка выше рабочего интервала температур. Рабочая жидкость испаряется в зоне испарения, отбирая тепло от охлаждаемого объекта. Образовавшиеся пары поступают в зону конденсации и там конденсируются, отдавая холодильнику скрытую теплоту парообразования. Возврат конденсата в зону испарения осуществляется по пористым структурам за счет сил капиллярного впитывания или под действием сил тяжести (в испарительных термосифонах). В зоне испарения конденсат вновь испаряется, и, таким образом, цикл замыкается.

Можно показать, что в двухкамерных холодильниках, когда морозильная камера расположена над холодильной, испарительный термосифон обладает преимуществами перед капиллярными тепловыми трубками. Кроме того, он значительно проще конструктивно.

Тепловой поток, передаваемый испарительным термосифоном, можно рассчитать по выражению (приводится без вывода)

$$Q = \frac{\pi}{3} d \sqrt[4]{\frac{r \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3 (t_3 - t_1) (l_1 + l_3)^3}{\mu_{ж}}}, \quad (10)$$

где  $d$  — внутренний диаметр испарительного термосифона;  $r$  — скрытая теплота парообразования рабочей жидкости;  $\rho_{ж}$ ,  $\lambda_{ж}$ ,  $\mu_{ж}$  — соответственно плотность, коэффициент теплопроводности и коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости;  $t_3$ ,  $t_1$  — температуры стенок зон испарения и конденсации;  $l_1$ ,  $l_3$  — длины зон конденсации и испарения.

Температуры стенки в зонах испарения и конденсации определяются внешним теплообменом трубки с охлаждаемым воздухом и хладагентом. Так, при достаточно развитой поверхности теплообмена в холодильной камере, но при недостаточном контакте с хладагентом эти температуры приближаются к температуре холодильной камеры, и тепловой поток значительно снижается.

После испытания различных способов отвода тепла от зоны конденсации трубки было установлено, что наилучшим вариантом является охлаждение зоны конденсации непосредственно влажным паром хладагента. При этом температура стенки зоны испарения приближается к темпе-

ратуре хладагента, что позволяет отвести из холодильной камеры требуемое количество тепла для поддержания в ней температуры  $+1-4^{\circ}\text{C}$ .

Описываемые двухкамерные холодильники экспериментально исследовались на установке, которая представляла собой теплоизоляционный шкаф, в который помещался испытываемый холодильник. С помощью нагревательных и охлаждающих панелей в шкафу поддерживалась требуемая температура с точностью  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ .

Температура внутри холодильника замерялась с помощью медь-константановых термопар. При этом контролировалась температура воздуха в разных точках морозильной и холодильной камер. При испытаниях последовательной схемы измерялась температура в разных точках испарителя холодильной камеры. При испытаниях схемы с тепловой трубкой замерялась температура на поверхности трубки.

Испытания холодильников проводились при температуре  $32 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$  и при комнатных температурах. Во время испытаний принудительно задавался коэффициент рабочего времени (КРВ) компрессора. В холодильниках использовался компрессор мощностью  $1/5$  л.с., а в некоторых опытах —  $1/6$  л.с.

Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры	Схемы							
	последовательная				с тепловой трубкой			
$t_{\text{окр}}, ^{\circ}\text{C}$	32	23,8	23	32	22	22,5		
КРВ	1	0,7	1	0,7	1	0,71	1	0,7
Средняя температура в морозильной камере, $^{\circ}\text{C}$	-20,0	-15,2	-24,6	-19,7	-23,5	-18,35	-29,5	-23,4
Средняя температура в холодильной камере, $^{\circ}\text{C}$	-6,16	-2,1	-8,8	-7,4	+0,1	+4,46	-5,7	-1,88

Во время испытаний холодильника с последовательной схемой отмечено, что образования снеговой шубы на испарителе холодильной камеры не происходило. Это объясняется тем, что при остановке компрессора температура поверхности испарителя быстро достигала температуры воздуха, и образовавшийся на ней иней таял. Это происходило при достаточно большой поверхности испарителя, который в испытанных холодильниках занимал практически всю заднюю стенку холодильной камеры.

Таким образом, последовательная схема двухкамерного холодильника с необмерзающим испарителем представляется весьма удобной для домашних холодильников.

При использовании последовательной схемы возникает необходимость отдельного регулирования температур в холодильной и морозильной камерах, так как распределение температур по камерам меняется с изменением температуры наружного воздуха и коэффициента рабочего времени компрессора. При испытании двухкамерных холодильников с тепловой трубкой отмечено, что температура в холодильной камере практически не зависит от мощности установленного компрессора. Она влияет в основном на температуру морозильной камеры. Это создает возможность выполнения двухкамерных холодильников разной комфортности (определяемой температурой в морозильной камере) при установке в них компрессоров разной мощности.

Представляется интересным использование в двухкамерном холодильнике регулируемой тепловой трубки. В этом случае температура в холодильной камере может поддерживаться автоматически.

Необходимо отметить значительное упрощение процесса сборки двухкамерных холодильников с тепловой трубкой, что очень важно при серийном выпуске.

#### Литература

1. *Кругляк И. Н., Фильченков Н. А., Головченко К. С.* Домашние компрессионные холодильники. М., 1964.
2. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. М., 1969.