

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1969 года №8

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1969 года №8 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 63 с.

ISBN 978-5-458-64670-3

ISBN 978-5-458-64670-3

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

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

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

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

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

скоростях вращения выше, чем у «сухого» (в среднем на 20%).

В табл. 2 приведены значения температуры нагнетания «маслозаполненного» и «сухого» компрессоров, работающих в одинаковых режимах на фреоне-12 ($n=7000$ об/мин).

Таблица 2

Винтовой компрессор	Температура нагнетания, °С при σ_n				
	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
«Маслозаполненный»	45	54	58	62	64
«Сухой»	48	61	72	82	94

В табл. 3 дано сравнение действительной температуры нагнетания и температуры конца адиабатного процесса сжатия «маслозаполненных» винтовых компрессоров, работающих на разных рабочих веществах (окружные скорости оптимальны).

Таблица 3

Наружная степень сжатия σ_n	Температура, °С			
	нагнетания	конца адиабатного процесса сжатия	нагнетания	конца адиабатного процесса сжатия
			фреон-12	аммиак
2	54	50	57	65
3	62	67	65	90
4	67	77	70	120
5	71	88	74	141
6	74	94	78	155

Как видно из табл. 2 и 3, температура нагнетания «маслозаполненного» винтового компрессора невысока, значительно ниже, чем у «сухого». Это позволяет уменьшить зазоры в компрессоре, что, в свою очередь, может повысить объемный и эффективный к.п.д. компрессора.

Кроме определения основных рабочих характеристик «маслозаполненного» компрессора, было выявлено оптимальное количество масла, необходимое для впрыскивания в компрессор при различных наружных степенях сжатия σ_n . Определялся оптимальный удельный расход масла q_m (1 кг масла на 1 кг холодильного агента) из зависимостей

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v \max}} = f(q_m); \quad \frac{\eta_e}{\eta_{e \max}} = f(q_m) \quad (\text{рис. 2}).$$

Как видно из рис. 2, с увеличением удельного расхода масла при работе компрессора на фреоне-12 относительное повышение η_e и η_v замедляется и при достижении некоторого значения q_m коэффициенты η_e и η_v стабилизируются.

Зависимости η_e и η_v от q_m для компрессоров, работающих на фреоне-22 и аммиаке, имеют такой же характер.

Значения удельного расхода масла, представленные на рис. 3, получены при окружных скоростях, близких к оптимальным, и могут быть рекомендованы для холодильных винтовых «маслозаполненных» компрессоров.

В заключение надо сказать, что «маслозаполненные» винтовые компрессоры имеют несомненные преимущества перед поршневыми.

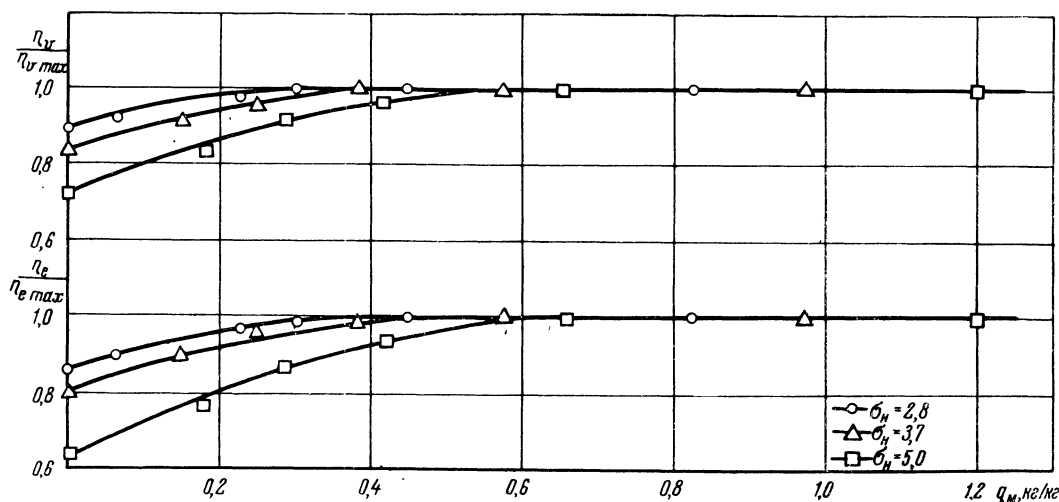


Рис. 2. Зависимость η_e и η_v «маслозаполненного» винтового компрессора, работающего на фреоне-12, от удельного расхода масла q_m .

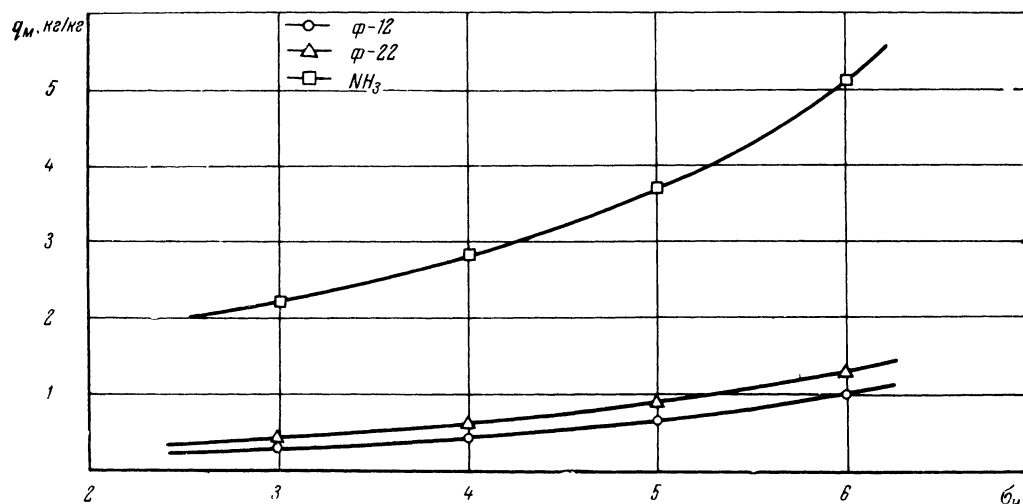


Рис. 3. Зависимость оптимального удельного расхода масла q_m от наружной степени сжатия σ_n .

Так, при низких наружных степенях сжатия винтового компрессора его удельная холодопроизводительность выше, чем поршневого примерно на 20% (см. рис. 1). При высоких значениях σ_n удельная холодопроизводительность винтового и поршневого компрессоров почти одинакова. Экспериментальный винтовой компрессор спроектирован на внутреннюю степень сжатия $\sigma_v=2,6$, но можно с уверенностью сказать, что у винтового компрессора с $\sigma_v=5-6$ удельная холодопроизводительность будет также выше, чем у поршневого. Более высок у винтовых компрессоров и коэффициент подачи при высоких степенях сжатия.

Кроме того, вес экспериментального винто-

вого компрессора примерно в 4 раза меньше, чем поршневого; винтовой компрессор не имеет шатунно-поршневой группы и клапанов, поэтому является более надежной машиной.

Таким образом, есть все основания считать, что «маслозаполненные» винтовые компрессоры найдут широкое применение в холодильной технике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пекарев В. И. Испытания винтового компрессора в режимах паровых холодильных машин. «Холодильная техника», 1968, № 12.
2. Кошкин Н. Н., Пекарев В. И. Анализ процесса сжатия в винтовом холодильном компрессоре. «Холодильная техника», 1968, № 2.

О рациональном типе судовой холодильной машины

для кондиционирования воздуха

Канд. техн. наук Ю. В. ЗАХАРОВ, Л. М. АНДРЕЕВ, В. П. ШОСТАК
Николаевский кораблестроительный институт

621.572:628.84

На современных морских транспортных судах с главными двигателями внутреннего сгорания эффективной мощностью 10—30 тыс. л. с. вырабатывается большое количество отбросного тепла (примерно 10^7 ккал/ч на каждые 10 тыс. л. с. мощности двигателя), которое ча-

стично используется для общесудовых нужд, а на некоторых судах — и для выработки электроэнергии в утилизационных турбогенераторах УТГ, работающих на водяном паре, получаемом в утилизационных котлах.

Весьма перспективно использование отброс-

ного тепла на судах для получения холода в утилизационных теплоиспользующих холодильных машинах УТХМ, так как применение парокompрессионных фреоновых холодильных машин ПКФХМ, электродвигатели которых обеспечивались бы энергией от УТГ, менее целесообразно.

В случае применения УТГ и ПКФХМ при условии кондиционирования воздуха получается более низкий тепловой коэффициент (0,3—0,4), чем в УТХМ. Кроме того, холодильные машины с поршневыми или турбокомпрессорами сложнее теплоиспользующих машин, а вес установки в целом за счет УТГ существенно возрастает.

Произведем выбор машины типа УТХМ и рабочего вещества для нее на основе анализа их характеристик, свойств и эскизного проектирования машин для установки кондиционирования воздуха номинальной рабочей холодопроизводительностью 140000 ккал/ч (сухогрузные суда типа «Славянок» и др.).

Во всех УТХМ в качестве греющей среды используется сухой насыщенный водяной пар давлением 5 *ата*.

Температура заборной охлаждающей воды принята равной 28°C, кипения холодильного агента 5—7°C, конденсации 36—38°C, рабочего пара для абсорбционных машин 80—90°C, а для остальных 140°C.

Судовые холодильные машины должны быть автоматизированными, экономичными, небольшими по весу и габаритным размерам, простыми по конструкции, надежными в эксплуатации, эффективно и в течение продолжительного срока работать на переменных режимах.

Рассматриваемые ниже машины в разной степени удовлетворяют основным из этих требований.

Все большее внимание привлекают абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины АБЛХМ, широко применяемые за рубежом, например в США [1, 2]. Однако бромистый литий агрессивен по отношению к металлам и для обеспечения нормальной работы теплообменных аппаратов и насосов приходится применять дорогостоящие нержавеющие стали или присадки к раствору. Кроме того, в бромистолитиевых машинах необходимо иметь систему отсоса неконденсирующихся газов, обеспечивающую глубокий вакуум в аппаратах. Бромистолитиевые машины обычно снабжены аппаратами со свободным уровнем жидкости, что затрудняет эксплуатацию и снижает надежность работы машины в судовых условиях (качка, крен, дифферент, вибрация и т. п.). В спроектированной установке приняты трубчатые аппараты оросительного типа.

Абсорбционные фреоновые холодильные машины АФХМ выгодно отличаются от бромистолитиевых, так как холодильный агент (фреон-22) и абсорбент (дибутилфталат или дибутилсебацат [3]) неагрессивны.

В аппаратах отсутствует вакуум и можно получать отрицательные температуры. Однако тепловой коэффициент фреоновой абсорбционной машины ниже, чем бромистолитиевой.

Большой интерес представляют турбокомпрессорные фреоновые холодильные машины ТКФХМ с приводом от турбины [4]. Они эффективны, имеют небольшие вес и габаритные размеры. Однако существенный недостаток этих машин как судовых утилизирующих агрегатов — сложность конструкции и высокая первоначальная стоимость.

Пароэжекторные машины просты по конструкции, надежны в эксплуатации и имеют самую низкую, по сравнению с другими теплоиспользующими машинами, первоначальную стоимость [5].

Пароводяные эжекторные холодильные машины ПВЭХМ не получили широкого распространения на судах вследствие низкой эффективности (действительный тепловой коэффициент $\zeta = 0,25 \div 0,35$) и больших габаритных размеров. Однако для утилизационной ПВЭХМ, особенно на судах с большим процентом ходового времени, малая величина ζ не имеет особого значения, и решающую роль могут сыграть такие факторы, как простота конструкции машины, небольшие эксплуатационные расходы, высокая надежность при эксплуатации и относительно низкая первоначальная стоимость.

На судах могут применяться фреоновые эжекторные холодильные машины ФЭХМ [6, 7], которые обладают всеми достоинствами ПВЭХМ и, кроме того, выгодно отличаются от водяных (отсутствие вакуума, возможность получения отрицательных температур, работа с более высоким тепловым коэффициентом, компактность).

Эффективность работы ФЭХМ при данных температурных условиях зависит от свойств фреона, применяемого в качестве рабочего вещества. При этом целесообразной может оказаться работа ФЭХМ по простому или регенеративному циклам (рис. 1).

Выбирать фреон для ФЭХМ следует по двум энергетическим критериям: действительному тепловому коэффициенту и суммарной электрической мощности, потребляемой фреоновым насосом и водяным циркуляционным насосом конденсатора, хотя количество тепла, эквивалентное электрической мощности насосов, значительно меньше количества тепла

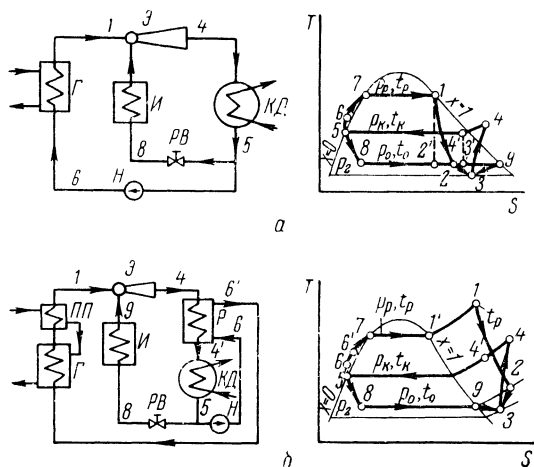


Рис. 1. Схемы и циклы парожеторной фреоновой холодильной машины без регенерации (а) и с регенерацией (б); Г — фреоновый генератор; Э — эжектор; И — испаритель; КД — конденсатор; РВ — регулирующий вентиль; Н — фреоновый насос; ПП — пароперегреватель; Р — регенеративный теплообменник.

подводимого в парогенераторе машины ($\sim 3-5\%$).

Тепловой коэффициент ФЭХМ, представляющий собой отношение количества полученного холода к количеству тепла, затраченного в генераторе на получение этого холода, может быть выражен

$$\zeta = \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{u}\right) \frac{r_k + \Delta i_k}{r_0(1-x)} - 1}, \quad (1)$$

где u — коэффициент эжекции;
 r_k, r_0 — теплота парообразования фреона соответственно при давлениях конденсации p_k и кипения p_0 , ккал/кг;
 Δi_k — теплота перегрева паров, поступающих в конденсатор, ккал/кг;
 x — паросодержание фреона, поступающего в испаритель.

Рассчитать коэффициент эжекции u для различных фреонов не представляется возможным из-за отсутствия значений их свойств при относительно высоких параметрах, характерных для работы ФЭХМ. Поэтому его рассчитывали для фреона-12 при различных степенях понижения и повышения давления в эжекторе $\frac{p_p}{p_0}$ и $\frac{p_k}{p_0}$ [8]. Если учесть небольшое различие показателей адиабаты, а следовательно, одинаковые значения газодинамических функций для фреонов и практически равные потери энергии

в эжекторе (критические скорости фреонов умеренные и составляют 120—220 м/сек), то, вычисляя u с учетом поправки на температуру кипения по формуле

$$u = u' \sqrt{\frac{T'_0}{T_0}}, \quad (2)$$

можно построить график зависимости

$$u = f\left(\frac{p_p}{p_0}, \frac{p_k}{p_0}\right),$$

по которому легко найти значения u для различных фреонов.

В формуле (2)

T'_0 — температура кипения фреона-12, соответствующая расчетному значению коэффициента эжекции u' при заданном $\frac{p_p}{p_0}$ для данного фреона;

T_0 — температура кипения фреонов, равная 280°K.

На основе этих расчетов был построен график для определения u (рис. 2).

Зависимость теплового коэффициента ФЭХМ от давления рабочего пара для различных фреонов представлена на рис. 3, а.

Мощность фреонового насоса, приходящаяся на 1000 ккал/ч холодопроизводительности машины, может быть подсчитана по формуле

$$N_{эф} = \frac{1}{36,7} \cdot \frac{\Delta p}{q_v v_0'' \gamma'_k u \eta_{эф}} \text{ кВт}, \quad (3)$$

где $\Delta p = p_p - p_k$ — разность давлений в генераторе и конденсаторе, кгс/см²;

q_v — удельная объемная холодопроизводительность фреона при $t_k = 37^\circ\text{C}$ и $t_0 = 7^\circ\text{C}$, ккал/м³;

v_0'' — удельный объем всасываемых эжектором паров, м³/кг;

γ'_k — удельный вес жидкости при давлении в конденсаторе, кг/л;

$\eta_{эф}$ — к. п. д. электропривода и насоса (принят равным 0,5).

Мощность водяного циркуляционного насоса конденсатора, приходящаяся на 1000 ккал/ч холодопроизводительности ФЭХМ,

$$N_{ew} = \frac{1}{36,7 \cdot 10^4} \cdot \frac{Q_0 \Delta H \left(1 + \frac{1}{\zeta}\right)}{\eta_{нв} \Delta t_w c_w} =$$

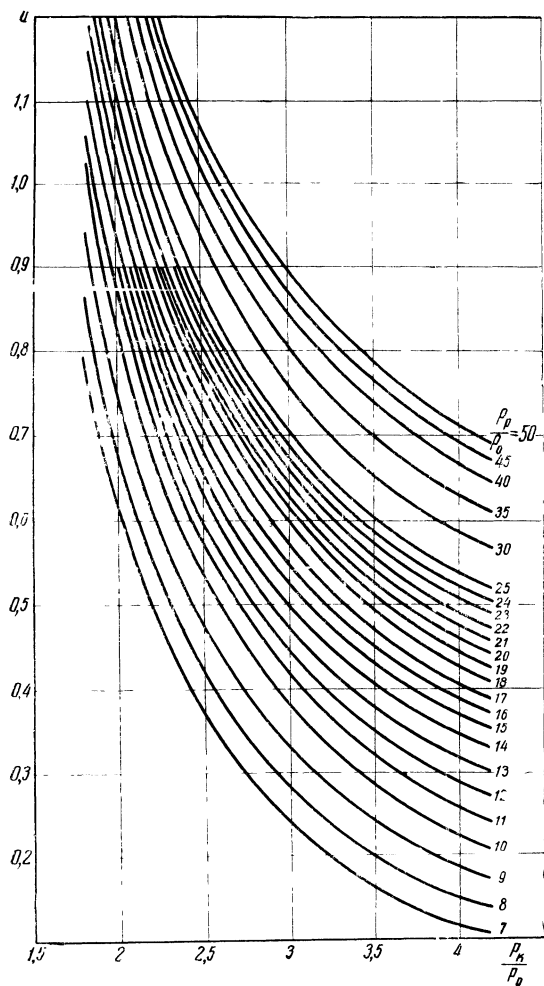


Рис. 2. Зависимость коэффициента эжекции u при $t_p=140^\circ\text{C}$, $t_0=7^\circ\text{C}$, $t_k=37^\circ\text{C}$ для различных фреонов от отношений $\frac{p_r}{p_0}$ и $\frac{p_k}{p_0}$.

$$= 0,026 \left(1 + \frac{1}{\xi} \right) \text{ кВт}, \quad (4)$$

где ΔH — потеря давления в конденсаторе и подводящих трубопроводах (20 м вод. ст.);

$\eta_{нв}$ — к. п. д. электропривода и насоса (0,7);

Δt_w — подогрев воды в конденсаторе (3°C);

c_w — теплоемкость морской воды [$\sim 0,94 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$].

Суммарная мощность насосов ФЭХМ $N_e = N_{ef} + N_{ew}$ зависит от рабочего давления p_r (рис. 3, б). При некотором давлении p_r (различном для разных фреонов) она становится минимальной.

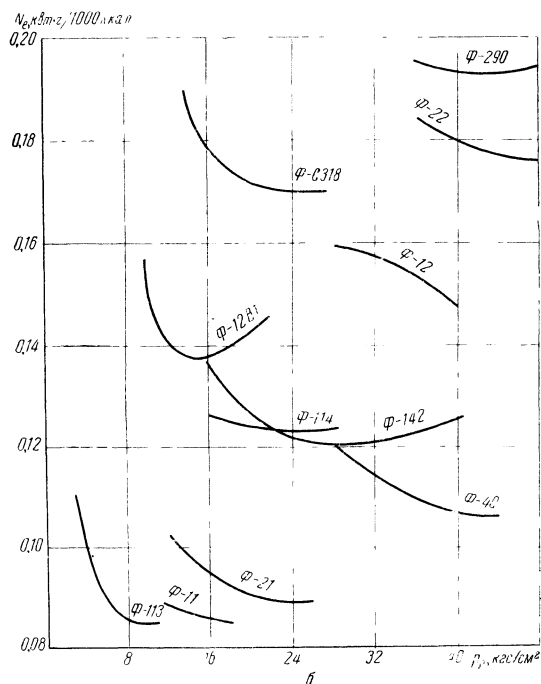
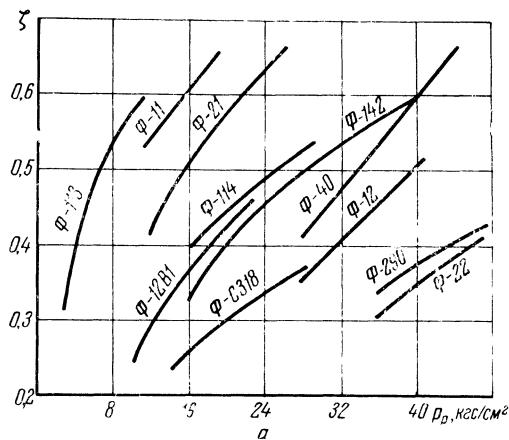


Рис. 3. Зависимость теплового коэффициента ФЭХМ (а) и мощности насосов (б) от давления рабочего пара p_r при $t_p=140^\circ\text{C}$, $t_0=7^\circ\text{C}$ и $t_k=37^\circ\text{C}$ для различных фреонов.

Оказывается, что фреонам, обеспечивающим наибольшее значение тепловых коэффициентов ФЭХМ, соответствуют минимальные электрические мощности, потребляемые насосами.

При использовании фреонов-113 и 11 давление в испарителе ниже атмосферного, хотя машины, работающие на этих фреонах, имеют высокие энергетические показатели. Более подходящими можно считать фреоны-21 и 142. для работы на которых и были спроектирова-

ны ФЭХМ при рабочем давлении p_p , равном 27 ата (фреон-21) и 35 ата (фреон-142).

Фреон-12 может обеспечить $\xi=0,5$ и $N_e=0,148$ квт/1000 ккал/ч при $p_p=40$ ата, т. е. имеет средние показатели. Потребляемая электроэнергия ФЭХМ на фреоне-12 сокращается приблизительно в 3 раза по сравнению с парокомпрессионной машиной.

В таблице приведены результаты сравнения различных УТХМ и ПКФХМ для установки кондиционирования воздуха холодопроизводительностью 140000 ккал/ч на судах типа «Славянск». Тепловой коэффициент ПКФХМ определяли при действительном холодильном коэффициенте 3,5, к. п. д. генератора и электродвигателя 0,86, эффективном к. п. д. дизеля 0,4.

Как видно из таблицы, по совокупности основных показателей (габаритный объем, вес, тепловой коэффициент и потребляемая мощность) наилучшие холодильные машины — турбокомпрессионные и парожекторные фреоновые, а наиболее экономичное рабочее вещество для них — фреон-21. Учитывая, что в ФЭХМ вместо сложного агрегата турбина—компрессор применяется эжектор, предпочтение следует отдать не турбокомпрессионным, а парожекторным машинам.

Экономическая эффективность применения УТХМ вместо парокомпрессионной машины может быть оценена по величине их экономического потенциала

$$\mathcal{E}П = \mathcal{E}_э + \frac{K}{T}, \quad (5)$$

где $\mathcal{E}_э$ — эксплуатационные расходы, руб/год;

K — капиталовложения, руб;

T — нормативный срок окупаемости.

Эксплуатационные расходы складываются из заработной платы обслуживающего холодильную машину персонала, амортизационных отчислений, стоимости энергии и затрат на текущий ремонт.

Капиталовложения включают в себя первоначальную стоимость, стоимость монтажа и перевозки оборудования.

Поскольку нет данных для определения капиталовложений при применении различных УТХМ, то, принимая все остальные составляющие эксплуатационных расходов неизменными, эффективность машин различного типа можно оценить по стоимости затрачиваемой энергии $\mathcal{E}$. Для УТХМ она будет зависеть от отношения ходового времени судна T_x ко времени нахождения его в эксплуатации T_n . Применительно к судовой установке кондициони-

Показатели	Тип холодильной машины							
	ПКФХМ (питание от дизель- генератора)	АБЛХМ	АФХМ	ПВЭХМ	ФЭХМ			ТКФХМ (фреон-21)
					фреон-21	фреон-142	фреон-12	
Габаритный объем холодильной машины с обслуживающими ее насосами, м ³	3,46	9,6	25,5	6,2	2,0	2,2	2,09	2,07
Вес холодильной машины с обслуживающими ее насосами, кг:								
сухой	2400	4750	10400	3830	1125	1650	2220	955
мокрый	2520	4850	12700	4230	1250	1820	2195	1060
Тепловой коэффициент холодильной машины	0,945	0,765	0,432	0,304	0,695	0,59	0,51	1,22
Электрическая мощность, потребляемая холодильной машиной с обслуживающими ее насосами, квт	51,6	8,0	19,0	20,0	10,2	14,3	21,6	9,1
Сухой удельный вес машины, кг/1000 ккал/ч	17,1	33,9	74,3	27,4	8,0	11,8	15,2	6,8
Удельный объем машины, л/1000 ккал/ч	24,7	68,5	182,0	44,3	14,3	15,7	14,9	14,8
Мощность*	1,0	0,155	0,368	0,387	0,195	0,277	0,418	0,176
Вес*	1,0	1,98	4,33	1,6	0,47	0,69	0,88	0,4
Габаритный объем*	1,0	2,78	7,4	1,8	0,58	0,63	0,61	0,6

* Показатель для ПКФХМ принят за единицу.

Примечания: 1. Габаритный объем ПКФХМ определяется по габаритным размерам компрессор-конденсаторного агрегата в целом, а остальных машин — как сумма объемов отдельных элементов.
2. Габаритные размеры и вес АФХМ чрезмерно велики из-за плохой теплопередачи в абсорбере (поверхность теплообмена 197 м²).

рования воздуха холодопроизводительностью 140000 ккал/ч эта зависимость показана на рис. 4, а, из которого видно, что для судов с $\frac{T_x}{T_n} \geq 0,7 \div 0,8$ УТХМ любого типа имеет меньшие затраты на энергию, чем ПКФХМ. Бромистолитиевая машина превосходит ПКФХМ по этому показателю уже при

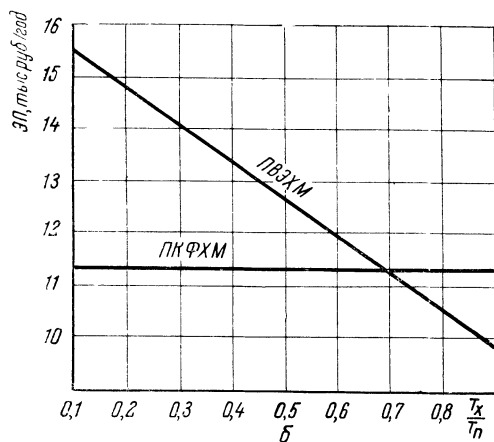
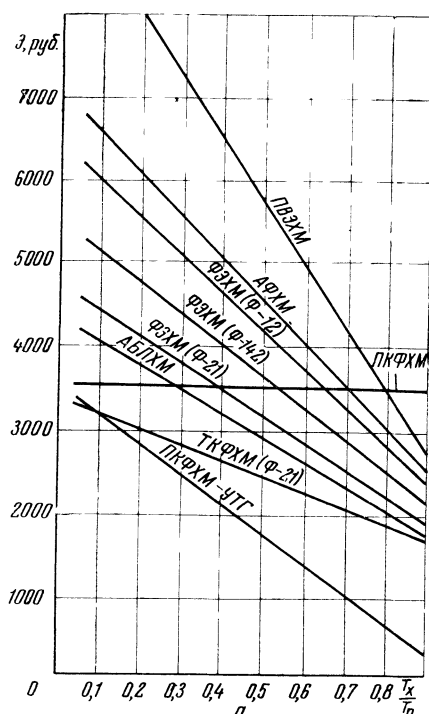


Рис. 4. Зависимость затрат на энергию для различных УТХМ (а), а также экономического потенциала ПВЭХМ и ПКФХМ (б) от относительного ходового времени судна.

$\frac{T_x}{T_n} > 0,3$, а пароежекторная на фреоне-21 — при $\frac{T_x}{T_n} > 0,4$.

Варианты ПКФХМ—УТГ и ТКФХМ даже с питанием насосов от дизель-генератора по затратам на энергию наиболее выгодные, поскольку УТГ обеспечивает электроэнергией, полученной за счет утилизации отбросного тепла, не только компрессор ПКФХМ, но и насосы, а тепловой коэффициент ТКФХМ самый высокий.

Учет же капиталовложений и остальных составляющих эксплуатационных расходов резко изменит картину не в пользу более сложных, громоздких и дорогих установок ПКФХМ—УТГ, ТКФХМ и АБЛХМ по сравнению с простой и дешевой ФЭХМ. Об этом, в частности, свидетельствует график на рис. 4, б, где представлена зависимость $ЭП = f\left(\frac{T_x}{T_n}\right)$ для ПВЭХМ и ПКФХМ.

Первоначальная стоимость этих машин была определена ориентировочно согласно данным [9], нормативный срок окупаемости был принят равным 8 годам, амортизационные отчисления — 8% от капиталовложений, стоимость монтажа — 20% от первоначальной стоимости установки, стоимость энергии — по графику на рис. 4, а. Остальные составляющие экономического потенциала не учитывали.

Значение $\frac{T_x}{T_n}$, при котором применение ПВЭХМ выгоднее ПКФХМ, уменьшилось с 0,82 при оценке целесообразности только по затратам на энергию (рис. 4 а) до 0,69 при оценке по ЭП (рис. 4, б). Такое же уменьшение значений ходового времени будет и у ФЭХМ, тогда как для ПКФХМ—УТГ, ТКФХМ и АБЛХМ эти значения увеличатся.

Эффективность применения ПЭФХМ в случае использования на судах УТГ еще более возрастает, так как в ходовом режиме ее насосы будут питаться относительно дешевой электроэнергией от УТГ.

Выводы

На морских транспортных судах с дизельными силовыми установками целесообразна утилизация тепла отходящих газов с целью получения холода для систем кондиционирования воздуха и других потребителей.

Более приемлемы для судов утилизационные пароежекторные фреоновые холодильные машины.

Наиболее эффективное рабочее вещество фреон-21.

Применение на судах утилизационных турбогенераторов не исключает возможности применения утилизационных холодильных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоголин А. А., Барулин Н. Я. Кондиционирование воздуха (обзор зарубежной холодильной техники). Госторгиздат, 1963.
2. Волков В. Ф., Чиченев А. И. Судовые холодильные машины и установки. Судпромгиз, 1961.
3. Селиверстов В. М. Использование для получения холода отходов тепла главных двигателей на судах речного флота. Докторская диссертация. Л., 1966.
4. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. Изд-во «Машиностроение», 1967.
5. Бадилькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. Изд-во «Пищевая промышленность», 1966.
6. Мартыновский В. С. Использование низкопотенциального тепла для получения холода. «Холодильная техника», 1953, № 1.
7. Жадан С. З. Использование низкопотенциального тепла для получения холода во фреоновой эжекторной машине. Кандидатская диссертация. Одесса, 1954.
8. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. Госэнергоиздат, 1960.
9. Оптовые цены на оборудование холодильное и компрессорное, вакуум-насосы, аппараты для производства кислорода и продуктов разделения воздуха, оборудование для хранения газов. Прейскурант № 23—02. Прейскурантгиз, 1967.

Конвейерный морозильный аппарат рефрижератора «Рембрандт»

В. Ф. ДИДЕНКО
Гипрорыбфлот

621.565.912:629.123.44

Институт Гипрорыбфлот провел испытания конвейерного морозильного аппарата проектной производительностью 25 т рыбы за 22 ч работы с поперечной циркуляцией воздуха по замкнутому циклу: вентиляторы — верхняя часть воздухоохладителей — верхняя часть конвейера — нижняя часть конвейера — нижняя часть воздухоохладителей — вентиляторы и т. д.¹

В результате испытаний установлена зависимость температуры воздуха и продолжительности замораживания рыбы от скорости движения воздуха в аппарате, а также определена фактическая производительность морозильных аппаратов.

Скорость воздуха измеряли в различных сечениях конвейера (рис. 1), ограничиваемых стойками каркаса и горизонтальной перегородкой (например, сечение 3 находится в контуре *cdeb*, сечение 3' в контуре *rlmn* и т. д.). Средние скорости воздуха в нижних и верхних сечениях определяли по результатам измерения в 12 и 16 точках каждого сечения.

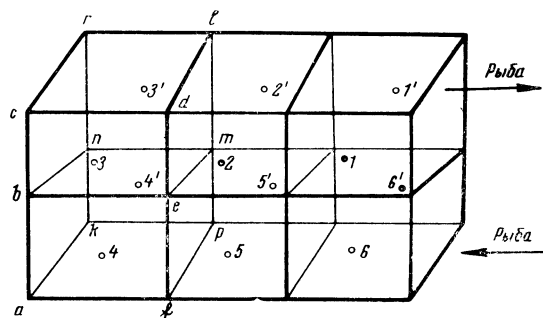


Рис. 1. Сечения конвейера со стороны вентиляторов (1—6) и борта (1'—6').

Скорости измеряли через 30, 54, 78 и 102 ч работы аппарата после оттаивания при непрерывном поступлении рыбы (хек) на замораживание.

Результаты расчетов средней скорости воздуха в аппарате по данным замеров представлены в табл. 1.

Средняя скорость воздуха в аппарате за период между оттаиваниями была 3,95 м/сек.

Зависимость продолжительности замораживания рыбы, средней скорости и температуры воздуха от времени работы аппарата представлена на рис. 2.

¹ Описание аппарата приведено в статье Н. С. Горюнова и А. В. Кана «Производственно-транспортный рефрижератор-траулер «Рембрандт». «Рыбное хозяйство», 1967, № 10, 11.

Таблица 1

Место замера	Номер сечения конвейера	Средняя скорость воздуха в аппарате, м/сек				
		в неохлажденном аппарате	после работы аппарата в течение			
			30 ч	54 ч	78 ч	102 ч
Со стороны вентиляторов	1	4,9	4,5	4,2	4,0	3,7
	2	4,4	4,3	4,3	4,2	4,0
	3	4,5	4,3	4,0	3,9	3,7
	4	4,7	5,0	5,1	5,2	5,5
	5	4,1	4,4	4,6	4,6	4,6
	6	4,6	4,1	3,6	3,3	3,1
Со стороны борта	1'	4,2	4,1	4,0	3,8	3,6
	2'	4,7	4,6	4,5	4,3	4,1
	3'	4,5	4,3	4,2	4,1	4,0
	4'	3,6	3,3	3,2	3,1	3,0
	5'	4,0	3,7	3,6	3,5	3,3
	6'	3,6	3,1	2,9	2,8	2,7

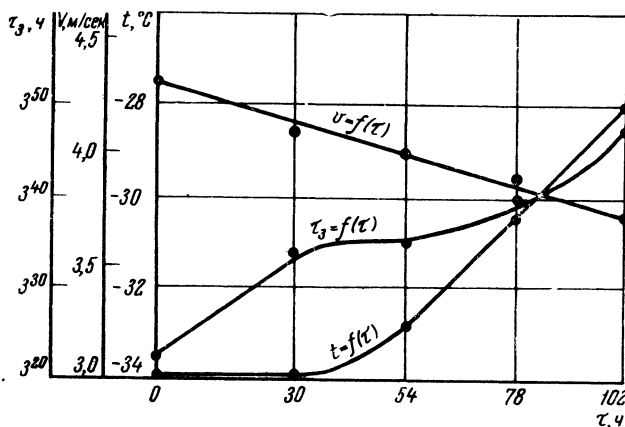


Рис. 2. Зависимость продолжительности замораживания рыбы, средней скорости и температуры воздуха от времени работы аппарата.

Производительность морозильного аппарата определяли в соответствии с замерах продолжительности замораживания рыбы от $+10$ до -5 – -20°C . Замеры проводили после оттаивания воздухоохладителей с момента введения аппарата в режим и до очередного оттаивания. Продолжительность замораживания регулировали изменением скорости движения конвейера. Результаты определения производительности аппарата представлены в табл. 2.

Температуру измеряли в центре блока и по краям, при этом температура в центре блока по сравнению с температурой по краям в среднем была выше всего на $0,6^\circ\text{C}$.

Зависимость температуры замороженной рыбы от времени нахождения ее в аппарате представлена на рис. 3.

Установлена единовременная вместимость аппарата по фактическому весу рыбы в замороженном блоке — 4870 кг . Выборочным взвешиванием 98 блоков определяли фактический средний вес замороженного блока — $10\text{ кг } 310\text{ г}$. После дефростации контрольных блоков в течение 24 ч при температуре окружающего воздуха 18°C вес оттаявшей в блоке воды составил в среднем 130 г и вес рыбы в блоке $10\text{ кг } 180\text{ г}$.

Расход холода на замораживание 1 т/ч рыбы без учета теплотерь в трубопроводах холодильной установки определяли по результатам расчета теплового баланса аппарата. Установлено, что потребность в холоде составляет около 130900 ккал/т .

При испытаниях аппаратов устанавливали периодичность и продолжительность оттаивания воздухоохладителей, а также время введения аппарата в режим. При стабильной и непрерывной работе морозильный аппарат следует оттаивать через четверо суток. В первые и вторые сутки нижний воздухоохладитель покрывается инеем толщиной соответственно $1,5$ и $2,5\text{ мм}$; по истечении 3 суток его межреберное пространство частично, а на четвертые сутки почти полностью забивается снеговой шубой. Верхний воздухоохладитель покрывается инеем менее интенсивно. На пятые сутки работы резко снижается теплопередающая способность воздухоохладителей аппарата; температура воздуха в нем повышается до -30°C , увеличивается продолжительность замораживания рыбы.

Большая интенсивность покрытия инеем нижнего воздухоохладителя обуславливается

Таблица 2

Время работы аппарата после оттаивания, сутки	Температура воздуха в морозильном аппарате, °С	Производительность аппарата, т/сутки, при замораживании рыбы до температуры в центре блока, °С						
		-5	-10	-12	-14	-16	-18	-20
I	-34,0	41,5	36,5	34,8	33,1	31,6	30,1	28,7
		41,0	36,0	34,3	32,6	31,2	29,7	28,3
II	-34,0	41,4	36,0	34,5	32,6	31,1	30,0	28,7
		40,7	35,5	34,0	32,1	30,7	29,6	28,3
III	-33,0	41,4	36,0	34,5	32,6	31,1	29,9	28,2
		40,7	35,5	34,0	32,1	30,7	29,5	27,8
IV	-30,5	39,8	35,5	33,5	32,1	30,6	29,2	28,0
		39,3	35,0	33,0	31,6	30,2	28,8	27,6
V	-28,0	37,9	33,5	32,0	30,6	29,2	28,2	26,7
		37,4	33,0	31,7	30,2	28,8	27,8	26,4

Примечание. В числителе указана производительность, рассчитанная по фактическому весу рыбы в блоке, в знаменателе — по заданному расчетному весу блока (10 кг).

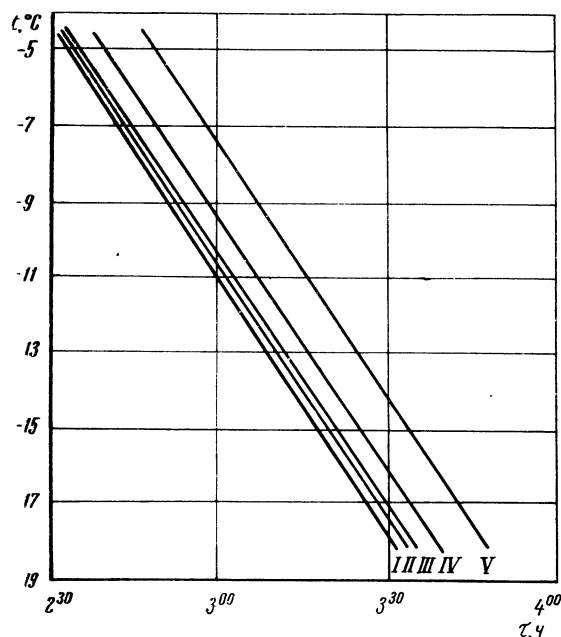


Рис. 3. Зависимость температуры замороженной рыбы от времени нахождения ее в аппарате.

рата и нарушает нормальную работу конвейера (наблюдались случаи заклинивания блок-форм).

Минимальное время оттаивания морозильного аппарата при работе двух компрессоров TSMC-8-180 ($n=720$ об/мин) 1 ч 15 мин, при этом температура воздуха в аппарате повышается от -32 до $+12^{\circ}\text{C}$. Время естественного оттаивания при включенных вентиляторах 4 ч 20 мин (температура воздуха в смежных помещениях 20°C).

Минимальное время введения морозильного аппарата в режим после оттаивания при работе двух компрессоров TSMC-8-180 ($n=980$ об/мин) 40 мин. При этом температура воздуха понижалась от $+17$ до -35°C .

В процессе испытаний обращалось внимание на надежность и ритмичность работы конвейерного устройства.

За промысловый рейс морозильные аппараты правого и левого бортов соответственно проработали 1705 и 1325 ч. При условии 22-часовой работы аппарата в сутки коэффициенты использования аппаратов левого и правого бортов составили 66 и 85 %.

Морозильные конвейеры в течение промысла работали неритмично в связи с техническими неполадками (заклинивание конвейера) и неравномерным выловом рыбы.

Наблюдались поломки блок-форм в аппаратах обоих бортов. Причиной заклинивания блок-форм, кроме указанной выше, была так-

недостаточной плотностью лабиринтовых уплотнений аппаратов и плохим удалением влаги из входящих в аппарат блок-форм.

Влага, оседая на воздухоохладителях и направляющих на входе в морозильную камеру, снижает теплопередающую способность аппа-