

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1969 года №4

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1969 года №4 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 64 с.

ISBN 978-5-458-64666-6

ISBN 978-5-458-64666-6

© 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.

Процессы сжатия и обратного расширения

в поршневом компрессоре

Б. Л. ЦЫРЛИН
ВНИИХолодмаш

621.512

В основу метода анализа влияния на энергетическую эффективность компрессора процессов сжатия, нагнетания, обратного расширения, теплообмена и других [1] был положен принцип независимости воздействия каждого из этих процессов. Влияние данного процесса оценивается соответствующим коэффициентом β_i , а произведение этих коэффициентов должно составить к.п.д. компрессора η_a .

В данной статье подробно рассмотрены процессы сжатия и обратного расширения, дан вывод формул для коэффициентов $\beta_{сж}$ и $\beta_{рш}$, оценивающих их влияние на энергетику компрессора, а также приведены некоторые сведения по экспериментальному исследованию процессов в компрессоре АУУ-90 при работе на фреоне-12.

В отличие от действительного в теоретическом компрессоре нет мертвого объема. Значительно меньшей идеализацией явился бы цикл работы компрессора, имеющего мертвый объем, равный действительному, и адиабатические линии сжатия и обратного расширения.

На рис. 1 сопоставлены индикаторные диаграммы циклов компрессоров: действительного $1-2-3-4$, теоретического без мертвого объема $1-2_t-3-4_t$ и идеализированного с мертвым объемом $1-2_m-3-4_m$.

Депрессии в клапанах действительного компрессора в работе цикла во внимание не принимаем, так как потери энергии от депрессий при всасывании и нагнетании учитываются коэффициентами $\beta_{вс}$ и $\beta_{н}$ [1].

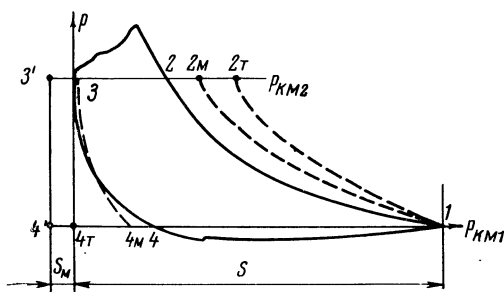


Рис. 1. Индикаторные диаграммы циклов компрессоров.

Работу, затрачиваемую на 1 кг пара в этих циклах, обозначим l , l_t , l_m .

Тогда эффективность действительного цикла определится коэффициентом $\beta_{ц} = \frac{l_t}{l} = \frac{l_m}{l}$, так как $l_t = l_m$ [2].

Среднеиндикаторное давление в цикле $1-2_m-3-4_m$ равно $p_a \lambda_{са}$, т. е. меньше, чем в теоретическом p_a . Здесь $\lambda_{са}$ — объемный коэффициент при адиабатическом расширении.

Коэффициент эффективности цикла

$$\beta_{ц} = \frac{p_a \lambda_{са} S \left(\frac{\lambda_c}{\lambda_{са}} \right)}{S (p_a \lambda_{са} \pm \Delta p'_{рш} \pm \Delta p'_{сж})} = \frac{p_a \lambda_c}{p_a \lambda_{са} \pm \Delta p'_{рш} \pm \Delta p'_{сж}}. \quad (1)$$

Отношение $\frac{\lambda_c}{\lambda_{са}}$ учитывает различие объемных коэффициентов в действительном процессе расширения и адиабатическом.

Величины $\Delta p'_{рш}$ и $\Delta p'_{сж}$ характеризуют различия среднеиндикаторных давлений, определяемые неодинаковым протеканием процессов расширения $3-4$ и $3-4_m$ и сжатия $1-2$ и $1-2_m$ в циклах действительного и идеализированного компрессоров.

Для последующего анализа требуется определить разность работы сжатия в циклах $1-2_t-3-4_t$ и $1-2_m-3-4_m$, которую назовем ΔL_m . На индикаторных диаграммах (см. рис. 1) эта работа выражена площадью $1-2_t-2_m$.

Несовпадение линий сжатия идеализированных циклов без мертвого и с мертвым объемом вызвано тем, что при сжатии в основной части цилиндра (объем, соответствующий ходу поршня S) одновременно происходит сжатие и в мертвом пространстве — участок S_m .

Рассмотрим работу сжатия в двух таких компрессорах с ходами поршня S и $S+S_m$ (см. рис. 1). Разность работы в них, отнесенная к одинаковой площади поршня, равна

$$l_{1-2м-3'-4'} - l_{1-2т-3-4т} = p_a(S + S_m) - p_a S = p_a S_m. \quad (2)$$

В индикаторных диаграммах обоих циклов площадь 1—2м—3—4т — общая. С учетом уравнения (2)

$$p_a S_m = \text{пл. } 3-3'-4'-4т - \text{пл. } 1-2т-2м-1, \\ \text{а пл. } 1-2т-2м-1 = \Delta l_m = (p_{км2} - p_{км1}) S_m - p_a S_m = (p_{км2} - p_{км1} - p_a) S_m.$$

После деления на S

$$\Delta p_m (p_{км2} - p_{км1} - p_a) c, \quad (3)$$

где $c = \frac{S_m}{S}$ — относительное мертвое пространство.

Среднеиндикаторное давление в цикле 1—2м—3—4м можно представить как

$$p_a \lambda_{ca} = p_a - \Delta p_m - \Delta p_{рш-а}, \quad (4)$$

где $\Delta p_{рш-а}$ — уменьшение среднеиндикаторного давления при адиабатическом расширении — пл. 3—4т—4м.

С учетом уравнения (4) выражение (1) можно преобразовать:

$$\beta_{ц} = \frac{p_a \lambda_c}{p_a - \Delta p_m - \Delta p_{рш-а} \pm \Delta p'_{рш} \pm \Delta p'_{сж}}. \quad (5)$$

Из рассмотрения площадей на рис. 1 видно, что

$$\Delta p_{сж} = \Delta p_m \pm \Delta p'_{сж}, \quad (6)$$

$$\Delta p_{рш} = \Delta p_{рш-а} \pm \Delta p'_{рш}, \quad (7)$$

$$\beta_{рш} \beta_{сж} = \frac{\lambda_c}{1 - \Delta p_m - \Delta p_{рш} + \Delta p_m - \Delta p_m^2 - \Delta p_m \Delta p_{рш} - \Delta p_{сж} + \Delta p_m \Delta p_{сж} + \Delta p_{сж} \Delta p_{рш}}. \quad (10а)$$

Члены Δp_m взаимно уничтожаются, а члены, содержащие попарные произведения и Δp_m^2 , можно отбросить как малые следующего порядка. Как показали расчеты по индикаторным диаграммам, при отбрасывании членов второго порядка величина знаменателя изменяется меньше чем на 1% при величинах мертвого пространства $c \leq 0,05$ и на 2% при $c \leq 0,1$.

Выполнив указанные действия, получим

$$\beta_{рш} \beta_{сж} = \frac{\lambda_c}{1 - \Delta p_{рш} - \Delta p_{сж}} = \beta_{ц}.$$

С учетом уравнения (3) коэффициенты $\beta_{рш}$ и $\beta_{сж}$ могут быть представлены в виде

где $\Delta p_{сж}$ и $\Delta p_{рш}$ — разности среднеиндикаторных давлений, обусловленные различием в процессах сжатия и расширения в действительном и теоретическом циклах.

Подставляем уравнения (6) и (7) в выражение (5)

$$\beta_{ц} = \frac{p_a \lambda_c}{p_a - \Delta p_{сж} - \Delta p_{рш}} = \frac{\lambda_c}{1 - \Delta p_{сж} - \Delta p_{рш}}. \quad (8)$$

Знак (—) перед величиной $\Delta p_{сж}$ означает, что она всегда отрицательна, так как в основном состоит из Δp_m (пл. 1—2т—2м—1).

Полученный коэффициент определяет отличие эффективности действительного цикла компрессора от теоретического, среднеиндикаторное давление в котором равно p_a кг/см².

При адиабатических сжатии и расширении

$$p_a - \Delta p_{рш} - \Delta p_{сж} = p_a \lambda_c \text{ и } \beta_{ц} = 1.$$

Коэффициент цикла $\beta_{ц}$ можно представить в виде произведения коэффициентов расширения и сжатия

$$\beta_{ц} = \beta_{рш} \beta_{сж},$$

$$\beta_{рш} = \frac{p_a \lambda_c}{p_a - \Delta p_m - \Delta p_{рш}} = \frac{\lambda_c}{1 - \Delta p_m - \Delta p_{рш}}, \quad (9)$$

$$\beta_{сж} = \frac{p_a}{p_a + \Delta p_m - \Delta p_{сж}} = \frac{1}{1 + \Delta p_m - \Delta p_{сж}}. \quad (10)$$

Перемножив $\beta_{рш}$ и $\beta_{сж}$, получим формулу (10а)

$$\beta_{рш} = \frac{\lambda_c}{1 - \left(\frac{p_{км2} - p_{км1}}{p_0} - 1 \right) c - \Delta p_{рш}}, \quad (11)$$

$$\beta_{сж} = \frac{1}{1 + \left(\frac{p_{км2} - p_{км1}}{p_a} - 1 \right) c - \Delta p_{сж}}. \quad (12)$$

Выражение в скобках в знаменателе является функцией лишь отношения давлений.

Для идеального газа

$$p_a = \frac{k}{k-1} p_{км1} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

тогда

$$\frac{p_{\text{км}2} - p_{\text{км}1}}{p_a} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(\pi-1)}{\left(\frac{k-1}{\pi^{\frac{k}{k-1}}} - 1\right)}. \quad (13)$$

Для реальных газов, особенно холодильных агентов, при работе в состоянии, близком к кривой насыщения, величина k значительно изменяется, что затрудняет пользование формулой (13). Проведенные расчеты показывают, что различия в величине p_a , получаемые по формуле (1) и с помощью диаграммы состояния, достигают 6—7%.

Коэффициент $\beta_{\text{сж}}$ во многих случаях удобно применять в виде

$$\beta_{\text{сж}} = \frac{p_a}{p_a \pm \Delta p'_{\text{сж}}} = \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta p'_{\text{сж}}}{p_a}}. \quad (14)$$

При обработке индикаторных диаграмм практически всегда приходится проводить адиабату $1-2\text{м}$. Поэтому величина $\Delta p'_{\text{сж}}$ может быть легко получена, а для определения p_a целесообразно пользоваться формулой

$$p_a = \frac{1}{A} \cdot \frac{\Delta i_a}{v_{\text{вс}}} 10^{-4} \text{ кгс/см}^2.$$

Следовательно, при анализе диаграмм не требуется строить линию $1-2\text{т}$.

Из-за депрессии при всасывании действительная точка начала сжатия $1'$ располагается несколько ниже точки 1 (рис. 2). Благодаря этому работа сжатия уменьшается на величину снижения среднеиндикаторного давления в цикле $1'-2\text{т}'-3-4\text{т}'$ по сравнению с циклом $1-2\text{т}-3-4\text{т}$, т. е. на величину отношения

$$\frac{p_a'}{p_a}.$$

Однако это уменьшение незначительно и может не приниматься во внимание, поскольку величина

$$\Delta p_{\text{н.м.т.}} = p_{\text{км}1} - p'_{\text{км}1}$$

мала и отношение $\frac{p_a'}{p_a}$ близко к единице, что видно из сопоставления площадей индикаторных диаграмм на рис. 2.

Для компрессоров с интенсивным отводом тепла от цилиндров коэффициент $\beta_{\text{сж}} > 1$.

На рис. 3 приведены значения $\beta_{\text{сж}}$ компрессора АУУ-90 (фреоны-12 и 22) и для сравнения — компрессора АУ-30 с пристроенными в верхней части его блок-картера охлаждающими водяными рубашками. Лишь при малых отношениях давлений в компрессоре АУ-30 коэффициент $\beta_{\text{сж}}$ становится равным или немного меньше единицы. В компрессоре АУУ-90

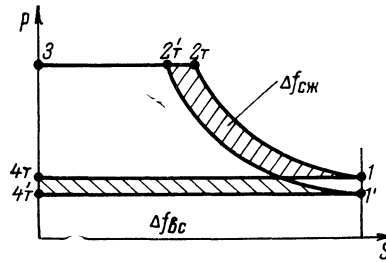


Рис. 2. Индикаторные диаграммы теоретических компрессоров с депрессией в н.м.т. и без нее.

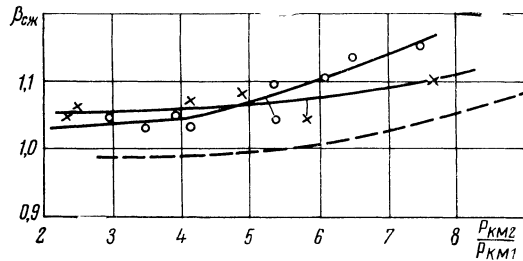


Рис. 3. Коэффициент $\beta_{\text{сж}}$ ($t_k = 30 \div 40^\circ\text{C}$): —○— фреон-12 (АУУ-90); —×— фреон-22 (АУУ-90); ——— аммиак (АУ-30).

$\beta_{\text{сж}} > 1$ при всех режимах, кроме режимов теплового насоса.

Даже в компрессорах с воздушным охлаждением, например ФУС-12, при больших отношениях давлений коэффициент $\beta_{\text{сж}}$ несколько выше единицы.

Возможность более эффективного сжатия по сравнению с адиабатическим обусловлена характером протекания этого процесса при интенсивном охлаждении.

На рис. 4, а показаны нанесенные в координатах $l, l_{\text{гр}}$ линии сжатия для компрессора АУУ-90 при работе на фреоне-12, определенные индицированием. Процесс сжатия, как видно на рис. 4, а, значительно отличается от адиабатического для большинства обычных режимов одноступенчатого сжатия и лишь при режимах с высокими t_0 (тепловые насосы) протекает близко к адиабате.

Из-за подогрева пара сначала в полости всасывания, а затем во всасывающем клапане и цилиндре процесс сжатия начинается от температуры, превышающей температуру при входе в компрессор на величину до $25-45^\circ\text{C}$. Первоначально процесс протекает с показателем политропы выше адиабатного. На этом участке скорость поршня мала и теплообмен направлен от окружающих стенок (цилиндра и клапанов) к пару. Затем процесс сжатия

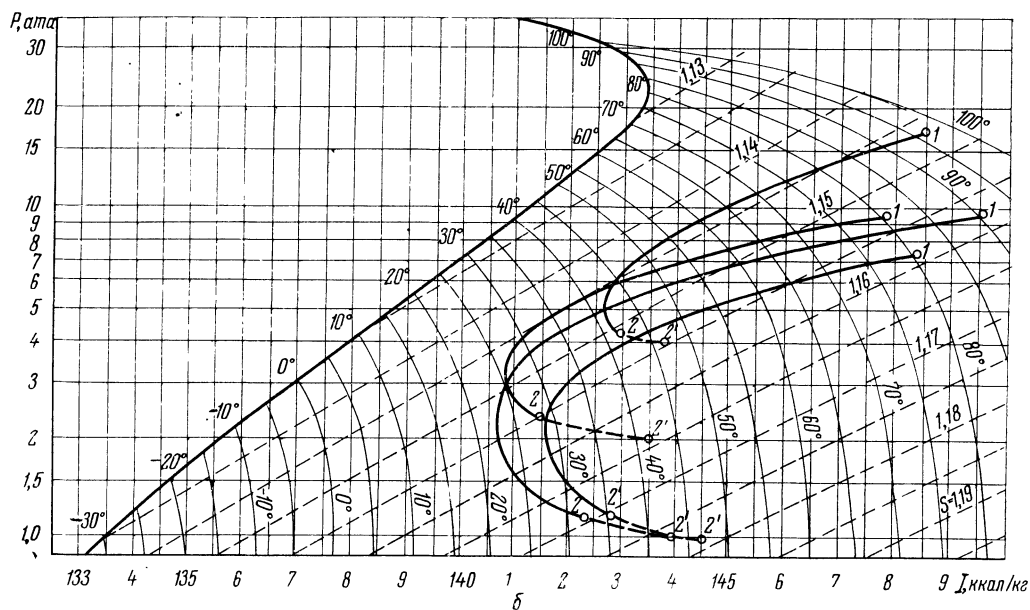
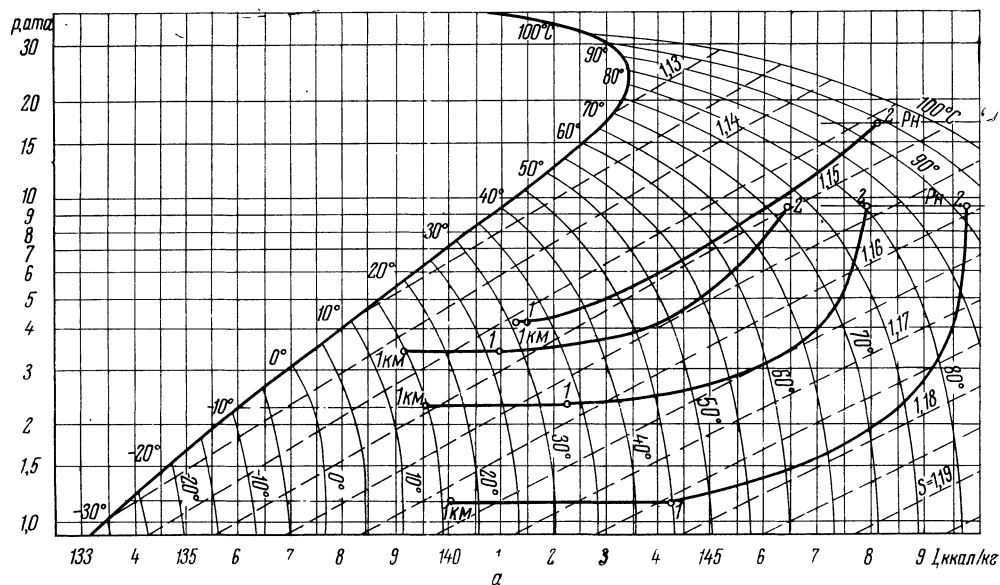


Рис. 4. Линии сжатия в $I, \lg p$ -диаграмме (а) и линии расширения в $I, \lg p$ -диаграмме (б).

приближается к адиабатическому, а далее все более отклоняется от него в сторону изотермического по мере усиления теплоотвода охлаждающими рубашками.

Таким образом, действительный процесс значительно отличается от обычно принимаемой его расчетной схемы, когда температуру в начале сжатия считают равной температуре на патрубке, а сжатие — адиабатическим. Как видно из рис. 4, а, погрешность в определении

температуры конца сжатия при такой схематизации невелика. Однако энергетические характеристики в этом случае значительно различаются.

Возникает вопрос, является ли сжатие с учетом этих процессов более выгодным, чем сжатие пара по адиабате без перегрева в точке 1 (н.м.т.). Ответ на этот вопрос дает произведение коэффициентов подогрева β_w и сжатия $\beta_{сж}$. При режимах с высокими температурами

кипения это произведение близко к 1, что и следовало ожидать, так как при этом $\beta_{сж}$ и β_w близки к 1. Для режимов с низкими температурами кипения (отношение давлений $\pi = 5 \div 8$) это произведение меньше 1; при $\pi = 8$ оно снижается до $\sim 0,9$.

Влияние расширения пара на энергетику компрессора изучено сравнительно мало. Для возможности анализа воздействия расширения на работу компрессора требуется рассмотреть протекание этого процесса, который, как показывают исследования с индентированием параметров в цилиндрах, имеет сложный характер.

На рис. 4, б в координатах I, I_{gr} показаны характерные линии обратного расширения в компрессоре АУУ-90 при работе на фреоне-12 при движении поршня от в.м.т. до пересечения с изобарой давления всасывания $p_{км1}$ (точка 2).

На сравнительно небольшом протяжении хода поршня (7—30%) процесс обратного расширения претерпевает большие качественные изменения. Вначале движения поршня от в.м.т. происходит крутое снижение давления. Зависимость давления от занимаемого паром объема (в координатах p, v или p, s) здесь близка к линейной. Показатель политропы несколько превышает показатель адиабаты (для фреона-12 $k_r = 1,05$ —1,1, а у фреона-22 $k_r = 1,1$ —1,15). Показатели политропы расширения в начальных участках для компрессора АУУ-90 на фреоне-22 достигают величины $m = 1,19 \div 1,25$, а на фреоне-12 $m = 1,12 \div 1,15$.

По ходу поршня эти участки составляют 0,015—0,07S и возрастают по мере роста π . Начальные участки линии расширения соответствуют наиболее медленному движению поршня вблизи мертвой точки. По углу поворота кривошипа на них приходится секторы с углами 15—30°.

Хорошее охлаждение стенок цилиндров водяными рубашками способствует отводу тепла и от нагнетательного клапана, а всасывающий клапан, особенно при работе на фреонах, интенсивно охлаждается всасываемым паром. Все это приводит к тому, что ограничивающие поверхности имеют температуру в начале расширения более низкую, чем пар. Вблизи в.м.т. основную часть ограждающих поверхностей в прямооточном компрессоре составляют нагнетательный и всасывающий клапаны.

Начало расширения в компрессоре с эффективным охлаждением при показателе политропы выше адиабатного свидетельствует о теплоотдаче, направленной в этот период от пара к стенкам.

На последующих участках линий расширения, занимающих 0,05—0,25 хода поршня при

угле поворота кривошипа также 15—30°, показатель политропы уменьшается и в конце расширения он снижается для фреонов-12 и 22 до величин $m = 0,95 \div 0,75$. Направление теплового потока здесь меняется — пар получает тепло от окружающих поверхностей.

Аналогичные результаты получились при испытаниях непрямоточного компрессора ФУС-12 на фреоне-12 с уменьшенным объемом мертвого пространства ($c = 2,5\%$). Всасывающий и нагнетательный клапаны компрессора расположены в общей плите сверху цилиндров. Компрессор без водяного охлаждения. Процесс расширения в этом компрессоре сопровождался еще более резкими изменениями показателя политропы m — от 1,13—1,11 в начале до 0,85—0,68 в конце расширения.

При испытаниях компрессора АУУ-90 в режимах теплового насоса конечный участок линии обратного расширения характеризовался особенно низкими величинами показателя политропы $m = 0,8 \div 0,65$. В начале расширения показатель политропы повышался до 1,15—1,18.

Циклическая абсорбция фреона в масле на относительно холодной поверхности всасывающего клапана в прямооточном поршне и его последующая десорбция или циклическая конденсация и испарение усложняют процесс расширения пара из мертвого пространства. Эти явления наблюдались при испытании компрессора АУУ-90 в режимах теплового насоса.

Многократное увеличение ресовой производительности при этих режимах приводит к интенсивному охлаждению головки поршня (всасывающего клапана). Несмотря на повышение температуры конденсации (до 65°C) общий температурный уровень стенок цилиндров и нагнетательного клапана остается практически на уровне обычных холодильных режимов. Наиболее низкую температуру (ниже стенок цилиндра) может иметь всасывающий клапан прямооточного поршня. При таких условиях возможна конденсация фреона на поверхности клапана. В то же время повышенное давление в цилиндре при теплонасосных режимах активизирует абсорбцию фреона в масле. В режиме с $t_k = 65^\circ\text{C}$ при равных температурах масла может раствориться вдвое большее количество фреона-12, чем при давлении в цилиндре, соответствующем $t_k = 40^\circ\text{C}$. Этому также содействует и холодная поверхность всасывающего клапана.

В настоящее время неясно, какой процесс — абсорбция или конденсация — происходит в действительности и играет основную роль. Принципиально возможны и тот и другой и не исключено их одновременное влияние.

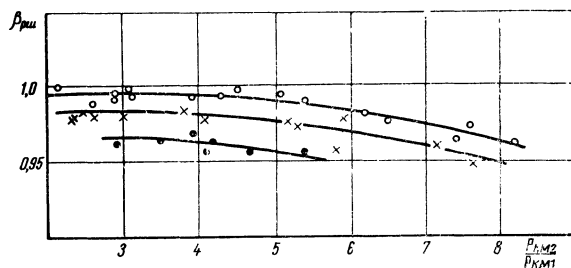


Рис. 5. Коэффициент $\beta_{рш}$ АУУ-90:

○ — фреон-12 ($t_k = 30 \div 40^\circ\text{C}$; $t_0 \leq 5^\circ\text{C}$); × — фреон-22, те же условия, ● — фреон-12 ($t_k = 60 \div 65^\circ\text{C}$; $t_0 \geq 5^\circ\text{C}$).

На рис. 5 показаны величины $\beta_{рш}(\pi)$ для компрессора АУУ-90 с фреонами-12 и 22. Энергетические потери от расширения сравнительно невелики; наибольшие они у компрессора АУУ-90 при работе в режимах теплового насоса на фреоне-12.

Значения $\beta_{рш}$ могут быть больше 1. Однако характер процесса расширения с уменьшением показателя политропы в конце процесса приводит к уменьшению работы расширения пара и вызывает энергетические потери.

Наличие циклических процессов (конденсации или абсорбции) в режимах теплового насоса обусловило возрастание объемных (уменьшение λ_c) и энергетических потерь (см. рис. 5).

Менее благоприятное протекание линий расширения в компрессоре ФУС-12, чем в компрессоре АУУ-90, не позволило полностью реа-

лизовать в нем преимущества малого мертвого объема (2,5%) для повышения объемного коэффициента λ_c . Это свидетельствует о целесообразности эффективного охлаждения не только для улучшения процессов сжатия, но и обратного расширения.

Влияние величины мертвого объема на энергетику компрессора выражено слабо. Так, например, при испытаниях во ВНИИХИ [3] компрессора АУ-150 (4АУ-15) значительному (в среднем на 16%) росту производительности при уменьшении мертвого объема от 7,63 до 5,35% сопутствовало порывшение K_e лишь от 2900 до 2940 ккал/(квт·ч), т. е. менее чем на 1,5%.

При увеличении мертвого объема возрастает содержание в нем пара. Тепловой поток от стенок к пару в конце расширения нагревает пар тем меньше, чем большее его весовое количество находится в мертвом объеме.

Небольшое увеличение K_e , установленное при испытаниях компрессора АУ-150, по-видимому, связано с уменьшением удельных потерь трения и других энергетических потерь при росте производительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цырлин Б. Л. Методика анализа энергетических характеристик процессов в поршневом компрессоре. «Холодильная техника», 1967, № 11.
2. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Гуревич Е. С., Лаврова В. В. Повышение холодопроизводительности компрессоров 4АУ-15 и 2АВ-15. «Холодильная техника», 1950, № 2.

Термодинамическое исследование холодильной машины, — работающей на неазеотропных смесях фреонов —

Доктор техн. наук В. Ф. ЧАЙКОВСКИЙ, В. С. МАЙСОЦЕНКО, Ч. Б. ГРАНИК
Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

621 572:536 7

Оценка термодинамического совершенства цикла холодильной машины, работающей на неазеотропной смеси фреонов-12 и 13, проводилась по результатам экспериментального исследования холодильной машины и графоаналитического анализа цикла с помощью i , ξ - и s , T -диаграмм (энтальпия — концентрация и энтропия — температура).

Экспериментальное исследование проводили на стенде «газовое кольцо» (рис. 1), который отличается малой тепловой инерционностью [1], что позволяет быстро достигать установившийся тепловой режим. Наличие охладителей, электроподогревателя и системы вентилей обеспечивает возможность получения требуемых состояний рабочего вещества на всасыва-

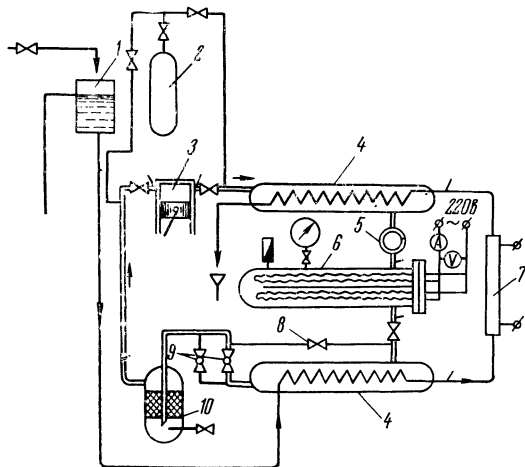


Рис. 1. Схема стенда «газовое кольцо»:

1 — напорный стабилизирующий бачок; 2 — запасная емкость для агента; 3 — компрессор; 4 — охладители; 5 — смотровое стекло; 6 — электронагреватель; 7 — электроподогреватель воды; 8 — обводная линия; 9 — дроссельные вентили; 10 — ресивер-смеситель.

вающей и нагнетательной сторонах компрессора.

Для снятия диаграмм пользовались индикатором, состоящим из тензометрического датчика давления с усилителем ТА-5 и осциллографом Н-102, пьезоэлектрического датчика с катодным повторителем, электронным осциллографом ЭО-7 и прерывателем.

В основном применяли тензометрический способ, а пьезометрический использовали для визуального контроля. Индикаторные диаграммы снимали совместно с диаграммами измерения температуры в цилиндре и диаграммами, отражающими пульсацию давления во всасывающей и нагнетательной полостях компрессора, а также с циклограммами движения пластинки нагнетательного клапана.

Осциллограммы снимали три раза с интервалами в 5 мин при установившемся режиме работы компрессора. Одновременно записывали потребляемую компрессором мощность, показания отметчиков давления, температуру всасывания и нагнетания.

Запись на пленку диаграммы изменения давления в цилиндре и диаграммы изменения температуры позволяет определить действительное состояние рабочего вещества в любой момент времени в течение всего цикла работы компрессора.

Исследование проводили на прямоточном компрессоре ФВ-12 ($D=100$ мм, $S=80$ мм)

при работе на фреоне-12, а также на смеси фреонов-12 и 13 с концентрацией ξ низкокипящего компонента (фреона-13) 15 и 30%.

Анализ результатов испытаний позволяет сделать следующие выводы.

— Увеличение концентрации низкокипящего компонента в смеси фреонов приводит к росту давления конденсации и понижению температуры кипения при том же давлении в испарителе. При сопоставимых температурах кипения в испарителе холодопроизводительность установки с ростом концентрации фреона-13 резко возрастает. Например, при $\xi=15\%$ и $t_0^n=-33^\circ\text{C}$ холодопроизводительность составляет 23800 ккал/ч, в то время как при $\xi=30\%$ и $t_0^n=-33^\circ\text{C}$ она равна 36000 ккал/ч. При одинаковых давлениях в испарителе ($p_0=1,5$ кгс/см²) при работе на фреоне-12 $t_0=-21^\circ\text{C}$, на смеси при $\xi=15\%$ $t_0^n=-40,5^\circ\text{C}$, а при $\xi=30\%$ $t_0^n=-52^\circ\text{C}$.

— Дроссельные потери во всасывающих и в нагнетательных клапанах при замене фреона-12 смесью возрастают. Потери увеличиваются при повышении концентрации низкокипящего компонента, что объясняется увеличением плотности смеси.

— При заданных температурах конденсации и давлениях кипения смеси коэффициент подогрева по сравнению с фреоном-12 несколько падает.

— При замене фреона-12 смесью температура конца сжатия возрастает, что вполне закономерно. Однако при концентрации фреона-13 до 30% она не превышает допустимых значений. Если же рассматривать все потери в зависимости от температур кипения, то их значения для смеси будут значительно ниже, чем для фреона-12.

— Степень сжатия при одинаковых температурах в испарителе и в конденсаторе для смеси более низкая, чем для фреона-12. С ростом концентрации фреона-13 в смеси степень сжатия уменьшается.

Пример осциллограммы, снятой на смеси фреонов-12 и 13 при концентрации фреона-13 $\xi=15\%$, приведен на рис. 2.

В s, T -диаграмме (рис. 3) изображен цикл компрессионной холодильной машины, позволяющей получать на данной смеси температуру кипения порядка -30°C .

Давление и температура этого цикла взяты из результатов экспериментального исследования, а энтальпия и энтропия определены графоаналитическим методом по i, ξ - и s, ξ -диаграммам [2]. Результаты сведены в таблицу.

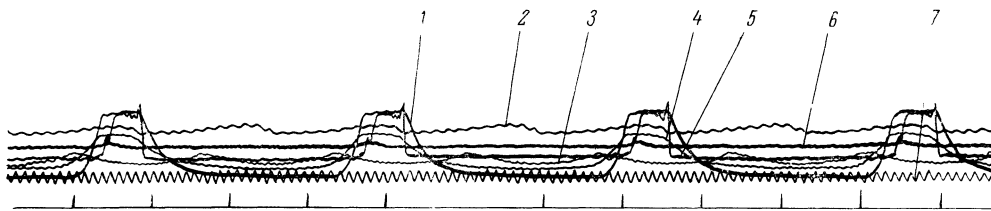


Рис. 2. Осциллограмма смеси фреонов-12 и 13 ($\xi=15\%$):
1 — диаграмма изменения давления в цилиндре; 2 — давление в нагнетательной полости;
3 — давление во всасывающей полости; 4 — температура агента в цилиндре; 5 — циклограмма движения пластинки нагнетательного клапана; 6 — отметка мертвой точки; 7 — отметка времени.

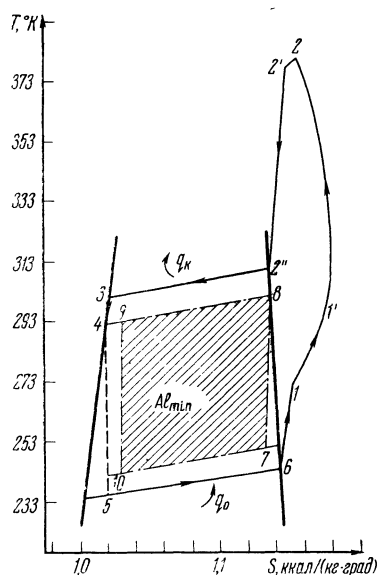


Рис. 3. Цикл в s, T -диаграмме:
1—1' — подогрев в цилиндре компрессора; 1'—2 — сжатие; 2—2' — нагнетание; 2'—2'' — снятие перегрева в конденсаторе; 2''—3 — конденсация; 3—4 — переохлаждение в регенеративном теплообменнике; 4—5 — дросселирование; 5—6 — испарение; 6—1 — подогрев в регенеративном теплообменнике; 7—10 — сравнительный цикл.

Точка на диаграмме	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{атм}$	$i, \text{ккал/кг}$	$S, \text{ккал/(кг·град)}$
1	-1,2	1,35	135,8	1,1470
1'	+32,8	1,10	138,8	1,1780
2	+109,4	14,7	152,9	1,1564
2'	+107,5	13,6	152,2	1,1549
2''	+40,0	13,0	139,8	1,1352
3	+30,0	13,0	107,7	1,0200
4	+16,5	13,0	104,1	1,0180
5	-36,0	1,5	104,1	1,0210
6	-26,0	1,5	132,2	1,1425

Необратимые потери проанализированы энтропийным методом [3, 4].

Определим составляющие энергетического баланса.

Работа рассматриваемого необратимого цикла Al является суммой $Al_{\min}$ и энергетических потерь, которые определяются по формуле Клаузиуса

$$P = T_0 \Delta S_c,$$

где T_0 — температура окружающей среды;

ΔS_c — увеличение энтропии системы вследствие протекания в ней необратимых процессов.

Так как энтропия величина аддитивная, то изменение энтропии системы, обусловленное необратимостью отдельных процессов, равно алгебраической сумме изменений энтропии составляющих систему тел

$$\Delta S_c = \sum_{i=1}^n \Delta S_i.$$

Для рассматриваемого цикла

$$\Delta S_c = \Delta S_{\Delta t, k} + \Delta S_{\Delta t, n} + \Delta S_{др} + \Delta S_{p, to} + \Delta S_{км}.$$

Здесь $\Delta S_{\Delta t, k}$ — теплообмен при наличии конечной разности температур в конденсаторе (включая снятие перегрева);

$\Delta S_{\Delta t, n}$ — то же, в испарителе;

$\Delta S_{p, to}$ — то же, в регенеративном теплообменнике;

$\Delta S_{др}$ — дросселирование;

$\Delta S_{км}$ — неизоэнтропичность сжатия в компрессоре.

Изменение энтропии смеси в рабочем процессе компрессора можно разделить на следующие составляющие:

$$\Delta S_{км} = \Delta S_{вс} + \Delta S_{сж} + \Delta S_{наг},$$

где $\Delta S_{вс}$ — увеличение энтропии смеси в процессе всасывания;

$\Delta S_{\text{сж}}$ — изменение энтропии в процессе сжатия;

$\Delta S_{\text{наг}}$ — понижение энтропии смеси в рабочей полости компрессора при нагревании.

Изменение энтропии в отдельных процессах рассматриваемого цикла определено по известной методике [3] на основе данных таблицы. Результаты расчета (в $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$) приведены ниже.

$\Delta S_{\Delta t, \text{к}}$	0,0141
$\Delta S_{\Delta t, \text{и}}$	0,0095
$\Delta S_{\text{р, то}}$	0,0050
$\Delta S_{\text{др}}$	0,0030
$\Delta S_{\text{вс}}$	0,0310
$\Delta S_{\text{сж}}$	-0,0216
$\Delta S_{\text{наг}}$	-0,0015

Принято, что температура охлаждающей воды меняется от 293,15 до 303,15°K ($T_0^{\text{ср}} = 298,15^\circ\text{K}$), а температура охлаждаемого объекта от 243,15 до 253,15°K ($T_{\text{и}}^{\text{ср}} = 248,15^\circ\text{K}$).

Суммируя, находим

$$\Delta S_c = 0,0395 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град}).$$

Если принять температуру охлаждающей среды 298,15°K, то

$$I = 298,15 \cdot 0,0395 = 11,78 \text{ ккал}/\text{кг}.$$

Для вычисления минимальной затраченной работы в цикле Al_{min} возьмем в качестве сравнительного цикл 7—8—9—10 с той же холодопроизводительностью и без необратимых потерь.

Тогда

$$Al_{\text{min}} = 5,7 \text{ ккал}/\text{кг},$$

$$Al = 11,78 + 5,7 = 17,48 \text{ ккал}/\text{кг},$$

$$\eta_s = 0,326.$$

Из энергобаланса установки, работающей на смеси фреонов-12 и 13, видно, что распределение потерь от необратимости такое же, как в обычных холодильных установках, работающих на чистых агентах. Основная потеря — из-за конечной разности температур в конденсаторе. Суммарная потеря в компрессоре соизмерима с потерей в испарителе.

В результате проведенной работы оценены потери от необратимости в реальном цикле биагентной холодильной машины, включая потерю в компрессоре. Их анализ позволит выявить те узлы установки, которые необходимо совершенствовать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А., Водяницкая Н. И. Техника исследования рабочего процесса компрессора. Труды конференции по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР. Госторгиздат, 1963.
2. Чайковский В. Ф., Граник Ч. Б. Диаграммы концентрация—энтропия для смесей фреонов. «Холодильная техника», 1967, № 1.
3. Гохштейн Д. П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь. Госэнергоиздат, 1951.
4. Чайковский В. Ф., Майсоценко В. С. Исследование рабочего процесса холодильного компрессора на смеси фреон-12 и фреон-13. «Холодильная техника и технологии». Киев, Изд-во «Техника», 1968, № 7.

Холодильная установка с контактными аппаратами

Доктор техн. наук А. П. КЛИМЕНКО, канд. техн. наук А. Г. ЧЕГЛИКОВ

Институт газа АН УССР,

канд. техн. наук В. И. КОСТЮК, В. Н. КОПОСОВ

Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский нефтехимический институт,

доктор техн. наук М. Э. АЭРОВ

Научно-исследовательский институт синтетических спиртов и органических продуктов

621.565.59

В Институте газа АН УССР и Научно-исследовательском институте синтетических спиртов и органических продуктов была предложена схема холодильной установки [1], в аппаратах которой осуществляется прямой контакт потоков. Контактное охлаждение позволяет создать эффективные, малометал-

лоемкие, простые схемы осушки, компрессии и разделения углеводородных газов [2, 3].

Одной из основных областей применения таких установок должна стать промышленная переработка углеводородных газов, в частности, газов атмосферно-вакуумных установок и газов крекинга.

На основании результатов исследования процессов контактной конденсации и испарения, выполненных на лабораторных стендах [4, 5], была создана автоматизированная парокомпрессионная холодильная установка средней производительности ($Q_0=22$ кВт при $t_0=-30^\circ\text{C}$, $t_k=35^\circ\text{C}$), в испарителе которой происходит теплообмен между кипящими пропаном и водным раствором хлористого кальция, а в конденсаторе — между конденсирующимся паром пропана и охлаждающей водой.

Схема и общий вид установки приведены на рис. 1 и 2.

Сжатые в компрессоре пары холодильного агента поступали снизу через распределительную тарелку в полый цилиндр контактного конденсатора (внутренний диаметр конденсатора 370 мм). Сюда же насосом подавалась охлаждающая вода. Сконденсировавшийся пропан и вода, переливаясь через верх цилиндра, собирались в нижней части аппарата, где расслаивались благодаря разным удельным весам. Жидкий пропан из сборника жидкого холодильного агента через дроссельный вентиль подавался в контактный испаритель.

Образовавшиеся при кипении в испарителе пары пропана через емкость для рассола поступали во всасывающую магистраль компрессора, а охлажденный рассол к потребителю холода.

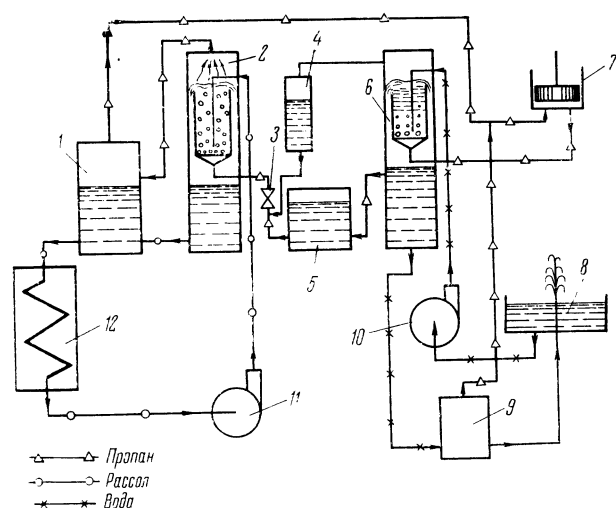


Рис. 1. Схема контактной холодильной установки:

1 — емкость для рассола; 2 — испаритель; 3 — дроссельный вентиль; 4 — емкость для ингибитора; 5 — сборник жидкого холодильного агента; 6 — контактный конденсатор; 7 — компрессор; 8 — градирня; 9 — расширительный сосуд; 10 — насос для подачи воды; 11 — насос для подачи рассола; 12 — потребитель холода.

Установка была оборудована регуляторами уровня, расхода и давления. Температуры измеряли ртутными термометрами и хромель-копелевыми термопарами.

На исследованных режимах работы основные технологические параметры изменялись в следующих пределах: массовые скорости пропана, рассола и воды, отнесенные к полному сечению аппаратов, соответственно 1,67—4,3; 8,5—13; 3—11,7 кг/(м²·сек), давления в испарителе 1,7—2,8 бар, в конденсаторе 12—16,5 бар.

Основные конструктивные характеристики испарителя и конденсатора:

Диаметр, мм	
зоны испарения	200
зоны конденсации	280
Высота зоны контакта, м	
в испарителе	0,5
в конденсаторе	0,157; 0,220; 0,314; 1,00
Доля свободного сечения распределительных тарелок, %	
в испарителе	50
в конденсаторе	57, 5; 6, 2; 0,5

На всех исследованных режимах установка работала надежно.

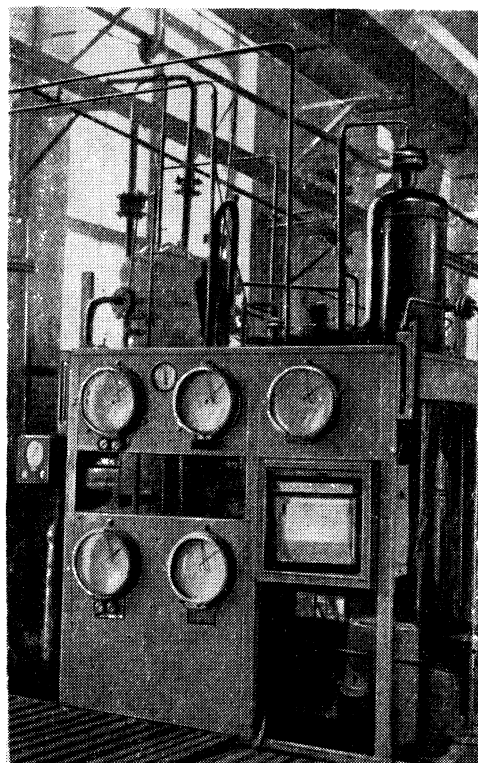


Рис. 2. Общий вид установки