

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1962 года №3

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1962 года №3 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 67 с.

ISBN 978-5-458-64576-8

ISBN 978-5-458-64576-8

© 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.

О применении машин АМУР на холодильниках

Инж. В. А. СЕЛИВАНОВ— Росмясорыбторг,

инж. В. С. УЖАНСКИЙ— Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

В 1960 г. завод «Энергоприбор» совместно со Всесоюзным научно-исследовательским институтом холодильной промышленности и Гипрохолодом разработал многоточечный регулятор температуры — машину АМУР [1]. В 1961 г. организовано серийное производство этих машин.

Машина АМУР предназначена для автоматического двухпозиционного регулирования температуры в холодильных камерах, а также температуры кипения холодильного агента и рассола в испарителях. К машине можно присоединить до 80 точек регулирования. При этом обеспечивается возможность измерения температуры в любой точке по выбору оператора.

В качестве датчиков используют медные термометры сопротивления, которые подключают к входным клеммам машины при помощи трехпроводных линий.

Каждая точка снабжена задатчиком, позволяющим установить необходимую температуру в регулируемом объекте.

Мощность выходных контактов (300 *ва*) достаточна для непосредственного управления исполнительными органами, например, соленоидными вентилями.

В связи с передачей машин в серийное производство Министерство торговли РСФСР организовало их испытания, в проведении которых приняли участие ПКИ Пищепром, Гипрохолод, ВНИИХ и завод «Энергоприбор».

Испытания проходили на Московском холодильнике № 12 в декабре 1961 г. — январе 1962 г. [2]. На холодильнике были установлены три машины АМУР, в том числе головной образец.

При испытании проверялись:

— точность установки заданий регулятору (соответствие между работой выходных контактов регулятора и положением задатчиков);
— точность показаний измерительного прибора;

— влияние колебаний питающего сетевого напряжения на точность установки заданий регулятору и измерительной схемы;

— стабильность погрешностей и балансировки усилителей;

— влияние изменений сопротивления общего провода на точность измерений;

— работа контрольных цепей и сигнализации.

Во время испытаний внешние цепи были отключены. Датчики были заменены магазинами сопротивления, а о работе выходных контактов судили по зажиганию сигнальных ламп.

Результаты испытаний показали, что основные характеристики машины удовлетворяют предъявляемым техническим требованиям.

Так, абсолютная погрешность регулятора при дифференциале $0,3^\circ$ не превышает $\pm 0,22^\circ$, а погрешность измерений — $\pm 0,6^\circ$, при этом практически они не меняются (с точностью до $0,1^\circ$) при колебании напряжения в сети в пределах $-15\div+5\%$ и сопротивления общего провода в пределах $0\div 10$ *ом*.

Нестабильность погрешностей с течением времени не превышает допустимых значений. Была лишь отмечена недостаточная стабильность настроек в точках с повышенным дифференциалом.

При проверке работы сигнальных и контрольных цепей был выявлен ряд недостатков. В соответствии с этим заводу «Энергоприбор» было предложено исключить сигнализацию «Превышение допуска» в связи с ее нечеткой работой и, принимая во внимание, что она не имеет большого значения для эксплуатации. Комиссия рекомендовала в дальнейшем изменить сигнализацию перегорания предохранителей, обеспечив при повреждениях зажигания соответствующих красных ламп.

Комиссия отметила недостатки в качестве изготовления машин. Так, например, ряд блоков и узлов имеет механические дефекты и не обеспечивает взаимозаменяемости.

Однако анализ результатов испытаний позволяет сделать вывод, что машина АМУР после незначительных конструктивных и технологических доработок может стать основным прибором для централизованного регулирования и измерения температуры на крупных холодильниках.

В настоящее время на основании результатов испытаний завод «Энергоприбор» подготовил и согласовал с заинтересованными органи-

зациями технические условия на производство машин АМУР¹.

Сравнивая устройство машины АМУР с другими приборами аналогичного назначения, можно утверждать, что главным ее преимуществом является «жесткая» конструкция измерительных мостов и независимость их работы от состояния контактов переключателя. В работах ВНИХИ [3] показано, что это значительно повышает надежность и долговечность регулятора, обеспечивает высокую стабильность настроек.

Другой важной особенностью конструкции машины АМУР являются работа ее измерительных мостов на постоянном токе и применение в связи с этим магнитного элемента в качестве входного усилительного устройства. В результате этого значительно снижается степень влияния помех промышленной частоты на измерительные цепи. Следовательно, в большинстве случаев можно отказаться от экранировки проводов стальными трубами.

В машине применен способ регулирования и измерения от одного датчика, причем показания прибора, включенного в неуравновешенный мост, не зависят от положения задатчика.

В настоящее время машину АМУР рассматривают в основном как регулятор температуры воздуха в камерах. В этом случае управление передается на соленоидные вентили, установленные на камерных охлаждающих приборах.

В ряде схем, например в насосно-циркуляционных, где можно измерить температуру кипения холодильного агента, машина может быть использована в качестве ступенчатого регулятора температуры кипения [5]. При этом количество необходимых точек должно быть равно числу компрессоров или агрегатов, работающих на данную систему камер.

В одноэтажных холодильниках, где применяется электрообогрев грунта, машина АМУР может быть использована для управления электронагревателями.

С помощью специальных датчиков, например, кинжальных термометров, машина может сигнализировать об окончании замораживания продуктов в морозильных камерах.

В дальнейшем, при проектировании помещений для хранения наиболее чувствительных к изменению температуры продуктов можно предусматривать «районирование» камер, при котором определенные ее зоны охлаждаются автономно от отдельных батарей или воздухоох-

¹ В связи с недостаточной стабильностью настройки в точках с повышенным дифференциалом завод обязался исправить этот недостаток. В 1962 г. будут выпускаться машины только с нормальным дифференциалом.

ладителей. В этом случае автоматизация холодильника также может быть осуществлена при помощи машины АМУР.

Большие удобства сулит применение этой машины на холодильниках с децентрализованным охлаждением камер [6]. Управление и контроль за работой отдельных установок такого холодильника могут осуществляться от одного центрального пункта.

Таким образом, машина АМУР может найти широкое применение при автоматизации действующих и вновь строящихся холодильников.

Внедрение в промышленность многоточечных регуляторов связано со значительными трудностями, одна из которых — недостаточное количество комплектующих изделий, главным образом, электрических проводов и кабелей. Разрешить эту проблему можно путем применения кабелей с алюминиевыми жилами.

Проектным организациям и холодильникам следует обратить внимание на места установки машин. Наиболее целесообразно размещать приборы автоматики (в том числе и многоточечные регуляторы) в отдельном помещении, смежном с компрессорным цехом, но имеющим изолированный выход наружу. Помещение должно быть оборудовано приточной вентиляцией. Кроме того, в нем следует предусмотреть место для дежурного оператора.

Одна из важных стадий автоматизации — наладка автоматических устройств, которую должны проводить лишь достаточно компетентные организации. В частности, основные работы по пуску машин АМУР поручены наладочному отделу Опытного холодильника ВНИХИ.

По окончании монтажных работ наладчики должны опробовать машины и в случае обнаружения неисправностей сообщить об этом заводу-изготовителю. Только после исправления недостатков к машине присоединяют внешние цепи и она сдается в эксплуатацию.

Практика показывает, что на большинстве холодильников необходимое число точек регулирования не превышает 40. В связи с этим в дальнейшем целесообразно перейти к производству машин в основном на 40 точек. Освободившееся в шкафу место может быть использовано для размещения реле, а также органов управления оборудованием компрессорного цеха: компрессорами, сосудами, насосами и пр.

Таким образом, появится возможность существенно упростить комплектацию автоматизируемых предприятий и в ряде случаев отка-

заться от установки дополнительных щитов и пультов.

Для этого необходимо, чтобы заинтересованные организации подготовили типовые схемы, из которых можно было бы собрать любую схему управления и защиты.

При дальнейшем совершенствовании машины целесообразно было бы подготовить предложения по расширению номенклатуры задатчиков. В настоящее время машина комплектуется однотипными задатчиками, имеющими 18 фиксированных уставок в диапазоне $-42 \div +4^\circ$. При том же количестве уставок надо иметь задатчики нескольких типов, чтобы при заказе машины можно было бы выбрать наиболее удобный вариант.

Расширению использования машины АМУР способствовала бы разработка вариантов блоков с трехпозиционными выходами. Это позво-

лит применять ее для плавного регулирования при помощи электромоторных исполнительных механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. М. Касаткина, В. К. Новик, А. В. Карпов, В. С. Ужанский, Машина типа АМУР для многоточечного автоматического регулирования температуры, «Холодильная техника», 1961, № 1.
2. В. П. Быков, Многоточечные регуляторы АМУР, Отчет ВНИХИ, 1962.
3. В. С. Ужанский, Многоточечный двухпозиционный регулятор температуры МРД-1, «Холодильная техника», 1959, № 3.
4. В. С. Мацкин, Ю. В. Тульчинский, Б. И. Антмахер, Ю. Б. Кругляк, Многоточечный двухпозиционный регулятор температуры на базе электронного моста, «Холодильная техника», 1961, № 6.
5. В. С. Ужанский, О статическом ступенчатом регулировании, «Холодильная техника», 1961, № 6.
6. С. Л. Гимпелевич, Децентрализованное охлаждение камер холодильника, «Холодильная техника», 1955, № 4.

Испытания абсорбционной бромисто-литиевой холодильной установки

Канд. техн. наук **Н. М. ЗИНГЕР**, инж. **К. С. АНДРЕЕВА** — Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского

Метод построения расчетных характеристик абсорбционных бромисто-литиевых холодильных установок при переменных режимах работы был описан ранее [1]. С целью экспериментального исследования этих установок во Всесоюзном теплотехническом институте им. Ф. Э. Дзержинского был сооружен специальный стенд.

Основные аппараты опытной установки характеризуются данными, приведенными в таблице.

Испаритель расположен над абсорбером и соединен с ним вертикальным щелевым каналом шириной 100 и длиной 2400 мм. Канал проходит внутри испарителя, оканчиваясь на 100 мм ниже его верхней образующей.

Такой же щелевой канал шириной 40 мм соединяет генератор с расположенным над ним конденсатором. Канал проходит внутри конденсатора, оканчиваясь на 50 мм ниже его верхней образующей.

Схема установки обычная, аналогичная изображенной в работе [1].

Рабочая вода подводится в испаритель по двум трубам и разбрызгивается через просверленные в них отверстия диаметром 3 мм. В испарителе установлены отбойные щитки для сепарации капель воды, уносимых паром.

В трубки генератора подается греющая вода. Образующийся при кипении раствора в генераторе пар поступает через щелевой канал в расположенный над генератором конденсатор. Конденсат из конденсатора через гидравлический затвор удаляется в испаритель.

Показатели	Генера- тор	Конден- сатор*	Абсор- бер	Испа- ритель	Тепло обмен- ник**
Поверхность, м ²	30	10,8	50	—	12
Диаметр корпуса, мм	500	300	700	700	70×14
Длина корпуса (ме- жду трубными досками), мм	2800	2600	2700	2840	2650
Диаметр трубок, мм	16/14	16/14	16/14	—	16/14
Число трубок, шт.	224	89	402	—	7/14
Материал трубок	Мель- хиор	Ла- тунь	Мель- хиор	—	Мель- хиор
Число ходов	4	2	6	—	—

* Конденсатор двухпоточный.

** Теплообменник состоит из 14 секций.

Крепкий раствор бромистого лития из генератора подается насосом через теплообменник в абсорбер. Слабый раствор из абсорбера насосом направляется через теплообменник в генератор. Часть слабого раствора возвращается в абсорбер (рециркуляция раствора), что улучшает орошение трубок в абсорбере.

Крепкий раствор вместе со слабым рециркулирующим раствором поступает через отверстия в трубках (5 шт. $\varnothing 23/18$) в абсорбер, где отражается от отбойного щитка и разбрызгивается на охлаждаемые трубки.

Рабочие процессы в установке протекают под глубоким вакуумом, который создается водоструйным эжектором, отсасывающим паровоздушную смесь из конденсатора.

Величина вакуума в системе испарителя и абсорбера зависит от температуры кипения рабочей воды (обычно $3-6^\circ$) и составляет примерно $0,0077-0,0095$ атм. Для создания такого разрежения перед водоструйным эжектором были установлены последовательно еще два пароструйных эжектора, а за ними — холодильники для конденсации пара. Давление пара, поступающего в пароструйные эжекторы, поддерживалось порядка $0,3$ атм. Пар такого давления может быть получен из воды с температурой 70° .

Испытания бромисто-литиевой абсорбцион-

ной холодильной установки проводились при следующих условиях:

— расход охлаждающей воды (на абсорбер и конденсатор) $G_{ва} = G_{вк} = 30 - 35$ т/час, температура $t'_{ва} = 22 - 24^\circ$;

— расход греющей воды $G_{вг} = 35 - 40$ т/час, температура при входе в генератор $t_{вг} = 40 - 80^\circ$;

— расход рабочей воды (на испаритель) $G_0 = 15 - 17$ т/час, температура кипения $t_0 = 2 - 10^\circ$;

— расход крепкого раствора (из генератора) $G_{кр} = 2 - 4$ т/час;

— расход слабого раствора на рециркуляцию $G_{рец} = 4 - 6$ т/час.

При работе установки в этих условиях были определены ее холодопроизводительность и коэффициенты теплопередачи аппаратов. Холодопроизводительность установки достигала 130000 ккал/час.

Для условий опытов по методике, изложенной в работе [1], построены расчетные характеристики.

На рис. 1 дана зависимость холодопроизводительности от температуры греющей воды. При температуре $t_0 = 10^\circ$ снижение температуры греющей воды от 80 до 55° привело к уменьшению Q_0 от 130000 до 40000 ккал/час.

На рис. 2 представлена зависимость холодопроизводительности от температуры кипения

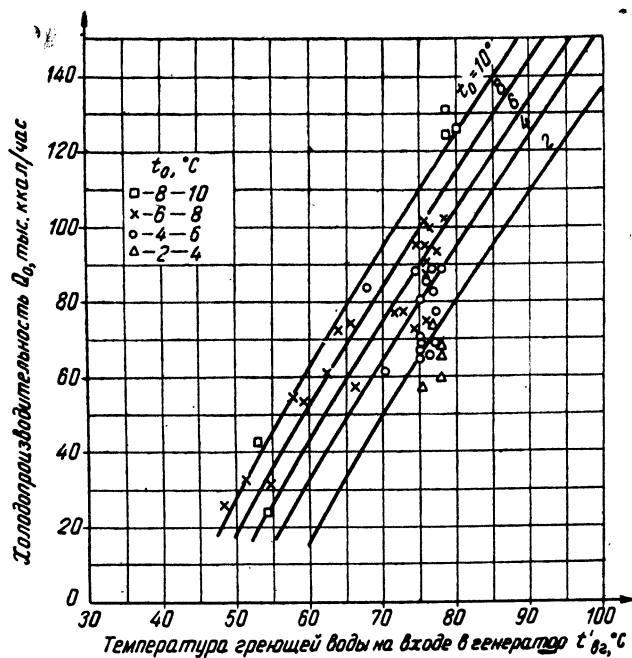


Рис. 1. Сравнение расчетных характеристик установки (сплошные линии) с результатами испытаний.

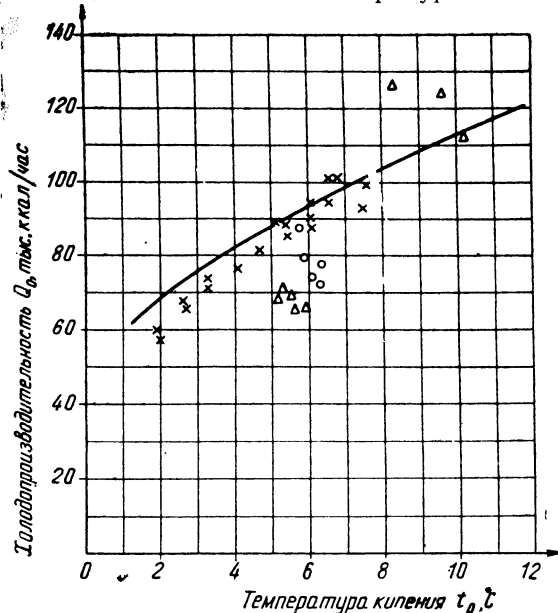


Рис. 2. Сравнение расчетной характеристики установки (сплошная линия) с результатами испытаний (температура греющей воды $t'_{вг} = 76^\circ$, охлаждающей $t'_{ва} = t'_{вк} = 25^\circ$).

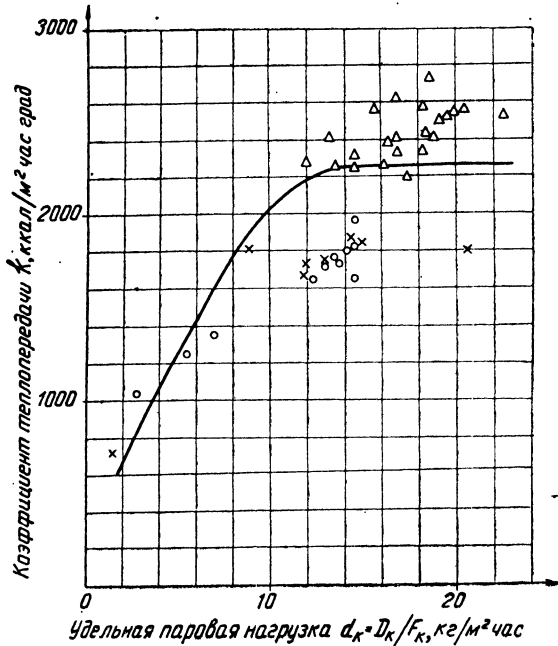


Рис. 3. Коэффициенты теплопередачи конденсатора. Сплошная линия — расчетные значения для условий опытов при коэффициенте чистоты конденсатора 0,8.

при температуре греющей воды 76° и охлаждающей 25° . Снижение температуры кипения от 7 до 2° привело к уменьшению холодопроизводительности от 100000 до 60000 $\text{kcal}/\text{час}$. Приведенные на рис. 1 и 2 данные показывают удовлетворительное совпадение расчетных характеристик с результатами опытов.

Значения коэффициентов теплопередачи в зависимости от удельной паровой нагрузки конденсатора представлены на рис. 3. Опытные значения коэффициентов теплопередачи близки к рассчитанным (для условий опытов) по формуле ВТИ для конденсаторов паровых турбин [2]. При проведении опытов скорость воды в трубках конденсатора составляла $1,2$ $\text{м}/\text{сек}$, температура охлаждающей воды 25° , давление $0,04$ — $0,05$ атм .

Коэффициенты теплопередачи генератора определяли с учетом поверхности, фактически залитой раствором (14 — 16 м^2 при общей поверхности генератора 30 м^2). При обработке результатов опытов (рис. 4) значения коэффициентов теплопередачи и удельной тепловой нагрузки относили или к поверхности, фактически залитой раствором (крестики), или к полной поверхности конденсатора (кружки).

На рис. 4 нанесены также расчетные значения коэффициентов теплопередачи, которые близки к опытным значениям.

Коэффициент теплоотдачи со стороны во-

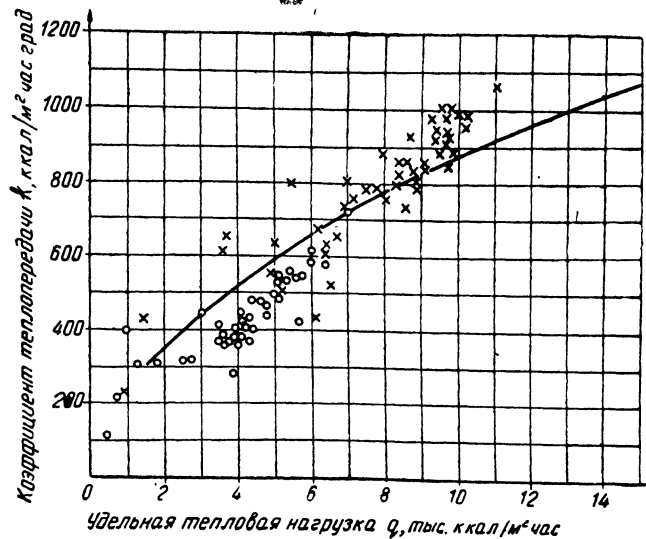


Рис. 4. Коэффициенты теплопередачи генератора. Сплошная линия — расчетные значения для условий опытов.

ды для условий опытов при $t_b^p = 74^\circ$, скорости воды в трубках $1,3$ $\text{м}/\text{сек}$ и среднем диаметре трубок $d = 0,015$ м составил 7220 $\text{kcal}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора бромистого лития (концентрация его около 55%) принимали по данным Института теплоэнергетики АН УССР [3, рис. 73].

Полученные в опытах коэффициенты теплопередачи абсорбера составляют 400 — 600 $\text{kcal}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования бромисто-литиевой установки, так же как и исследования парожеторной установки [4], практически подтвердили возможность создания для систем кондиционирования воздуха холодильных установок, использующих тепло горячей воды из тепловой сети с температурой порядка 60 — 70° .

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. М. Зингер, Характеристики абсорбционной бромисто-литиевой холодильной установки при переменных режимах, «Холодильная техника», 1962, № 2.
2. Л. Д. Берман, Коэффициент теплопередачи поверхностного конденсатора, «Известия ВТИ», 1951, № 3.
3. И. И. Чернобыльский, О. А. Кремнев, А. С. Чавдаров, Теплоиспользующие установки для кондиционирования воздуха, Изд. АН УССР, 1959.
4. Н. М. Зингер, К. С. Андреева, Испытания парожеторной холодильной машины, использующей тепло низкого потенциала, «Холодильная техника», 1960, № 6.

Электрические измерения при исследовании холодильных компрессоров

Инженеры **Е. М. АГАРЕВ, Л. Е. МЕДОВАР** — Всесоюзный научно-исследовательский институт
холодильной промышленности

Электрические измерения быстроменяющихся неэлектрических величин получили широкое распространение во всех областях машиностроения, в том числе и в холодильном. При исследовании компрессоров с помощью методов электрических измерений можно определять рабочие параметры процесса сжатия (давления, температуры, мощности), а также механические характеристики машин и их отдельных узлов (напряжения, перемещения).

В данной статье рассматриваются вопросы, относящиеся к процессу сжатия.

Индицирование. Процесс сжатия в компрессоре обычно анализируется с помощью индикаторных диаграмм, построенных в координатах p, S (давление — ход поршня). Это объясняется многолетним применением механических индикаторов, устройство которых обуславливало получение диаграмм p, S непосредственно при индицировании.

Однако для индицирования современных быстроходных машин использовать механические индикаторы не представляется возможным и поэтому они практически вышли из употребления.

Для индицирования современных машин применяют электронные индикаторы, в которых в качестве регистрирующих приборов используют осциллографы [1, 2]. Кривая на экране осциллографа (осциллограмма) представляет собой изменение исследуемого процесса по времени (или по углу поворота вала).

Непосредственное получение индикаторной диаграммы p, S при индицировании электронными осциллографами либо невозможно, либо связано с большими осложнениями схемы прибора, снижающими к тому же точность его показаний.

Индикаторная диаграмма может быть получена путем перестройки осциллограммы давления в диаграмму p, S при помощи кривой $S = \varphi(\alpha)$. Однако эта операция затрудняет обработку результатов испытаний и, как будет показано ниже, практически себя не оправдывает. Поэтому более целесообразно освоить методику анализа процессов сжатия не-

посредственно по осциллограммам давлений, получаемым при индицировании электронными индикаторами.

На рис. 1, а в качестве примера приведена осциллограмма давлений p, α , полученная при индицировании фреонового (Ф-12) компрессора. На этом же графике показана зависимость $S = \varphi(\alpha)$.

С учетом кривой $S = \varphi(\alpha)$ осциллограмма давлений позволяет производить тот же анализ, что и индикаторная диаграмма, т. е. определять: давление в цилиндре в каждый момент, сопротивления всасывающего $\Delta p_{вс}$ и нагнетательного $\Delta p_{н}$ клапанов, путь поршня при всасывании, сжатии, нагнетании и расширении, а также объемный коэффициент.

Так, объемный коэффициент λ_c для случая, приведенного на рис. 1, равен

$$\lambda_c = \frac{S'}{S} = 0,8.$$

Осциллограмма в соответствующем масштабе изображает изменение давления газа (пара) на поршень в зависимости от угла поворота вала.

На рис. 1, б показана диаграмма тангенциальных усилий на кривошипную шейку вала, или, в определенном масштабе, диаграмма вращающего момента, получаемая из осциллограммы давлений обычным методом [3, 4].

Для расчета затраченной работы обычно используют площадь индикаторной диаграммы, т. е. произведение давления газа (на поршень) на путь поршня. С равным успехом можно использовать площадь под диаграммой тангенциальных усилий, т. е. произведение вращающего момента на угол поворота вала.

Подсчитав суммарную площадь $F_T = F_T^+ - F_T^-$ под кривой тангенциальных усилий, можно найти среднюю высоту, соответствующую среднему тангенциальному усилию T_i кг, а затем и индикаторную мощность

$$N_i = \frac{T_i \cdot R \cdot n}{974} \text{ квт},$$

где: R — радиус кривошипа, m ;
 n — число оборотов в минуту.

Следует отметить, что и в настоящее время при использовании индикаторной диаграммы конструктор должен перестраивать ее в диаграмму p, α и T, α , так как это необходимо для динамических и механических расчетов машины [3, 4].

Таким образом, и для определения индикаторной мощности целесообразнее перестроить осциллограмму давлений p, α в диаграмму T, α , а не в диаграмму p, S .

На рис. 2 показана индикаторная диаграмма, полученная путем перестройки осциллограммы по рис. 1. Неравномерная шкала по оси абсцисс, необходимая при перестройке, и большая кривизна линий затрудняют применение для определения площади индикаторной диаграммы метода трапеций, которым с успехом пользуются при подсчетах площади под кривой тангенциальных усилий.

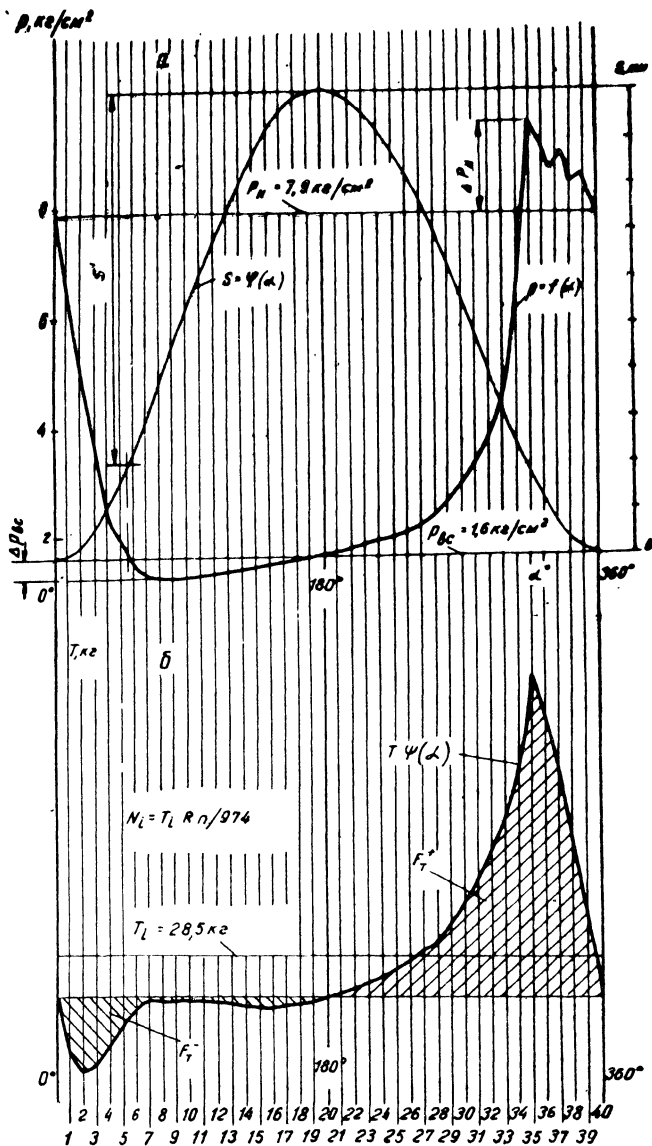


Рис. 1. Осциллограмма давлений a для фреонового компрессора и диаграмма тангенциальных усилий b .

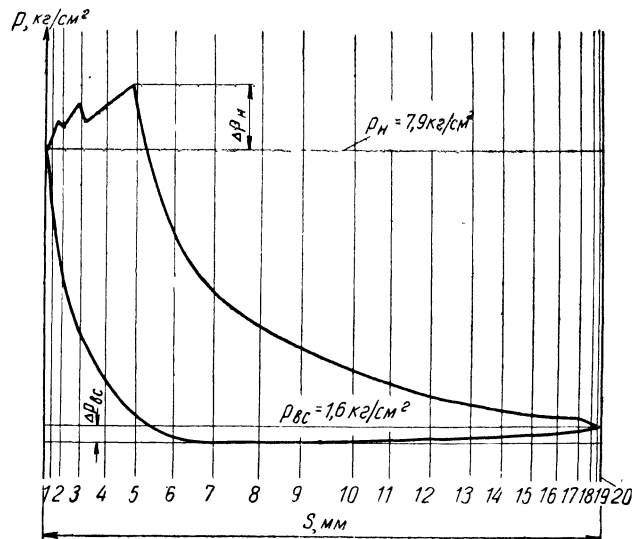


Рис. 2. Индикаторная диаграмма фреонового компрессора.

Как показывает опыт, возможные дефекты в работе клапанов, обуславливающие повышение индикаторной мощности и уменьшение производительности, более различимы на осциллограмме давлений, чем на индикаторной диаграмме.

Измерение быстроменяющихся температур. Методы электрических измерений могут быть успешно применены для определения быстроменяющихся температур в цилиндре холодильного компрессора [5]. Зная изменение температуры пара в цилиндре компрессора при всасывании, сжатии, расширении и выталкивании, можно проанализировать теплообмен пара со стенками цилиндра при этих процессах, в частности, оценить подогрев пара при всасывании

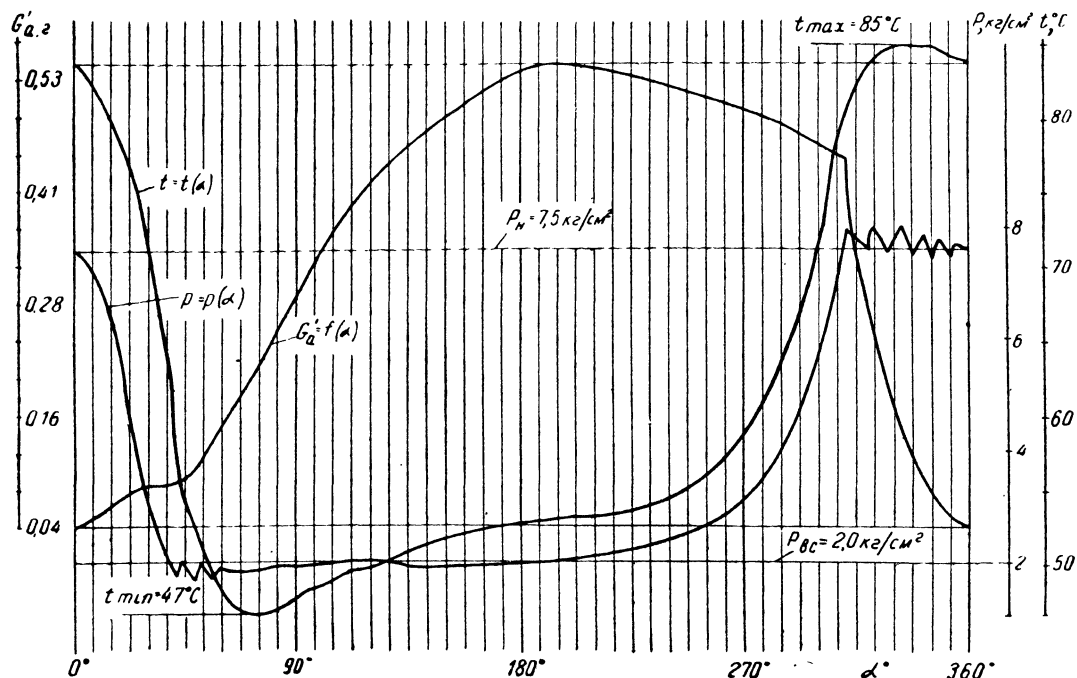


Рис. 3. Осциллограммы давлений, температур и зависимость $G'_a = f(\alpha)$ для фреонового компрессора.

и его влияние на производительность компрессора.

Важно также определение максимальной температуры пара при сжатии. Однако не меньшее значение имеет и другая, связанная с этим проблема — совместное использование осциллограмм давлений и температур для определения мгновенных значений весового количества холодильного агента G'_a в цилиндре, что дает возможность проследить изменение этой величины в течение всего процесса

$$G'_a = \frac{V_{\alpha}}{v_{\alpha}} \cdot 10^3 \text{ г.}$$

Здесь: v_{α} — удельный объем пара в цилиндре при данном угле поворота, $\text{м}^3/\text{кг}$, являющийся функцией соответствующих давления и температуры и определяемый по диаграмме состояния для данного холодильного агента;

V_{α} — полный объем цилиндра, соответствующий углу поворота α ;

$$V_{\alpha} = S F_{\pi} + V_{\text{м}} \text{ м}^3,$$

где: S — ход поршня от верхней мертвой точки, соответствующий углу α ;

F_{π} — площадь поршня;

$V_{\text{м}}$ — объемное мертвое пространство цилиндра.

На рис. 3 приведены для иллюстрации примерные осциллограммы давлений и температур, а также построенная по ним кривая изменения G'_a для фреонового открытого тихоходного компрессора¹.

Как видно из рисунка, в цилиндре происходит непрерывное изменение весового количества холодильного агента G'_a . При этом обращает на себя внимание явное увеличение G'_a при обратном расширении и уменьшение при сжатии. Такой характер изменения G'_a объясняется, как показали работы А. Г. Чегликова (Институт использования газов АН УССР), конденсацией и испарением фреона на стенках машины, а не взаимодействием его с маслом [4, 6].

¹ Применение электрических измерений быстроменяющихся температур требует разработки рациональных конструкций датчиков температур. Эта проблема не решена, в частности, для герметичных компрессоров.

Для окончательного суждения о правильности этого явления необходимо провести дополнительные исследования с разными холодильными агентами в различных машинах. При этом применение электрических измерений и обработка данных по описанной методике позволит получить более полное представление о происходящем в машине процессе.

Для рабочих тел, не реагирующих с маслом (углекислота, воздух и др.), при достаточной плотности поршневых колец и клапанов значение G'_a при расширении и сжатии, по-видимому, должно оставаться неизменным.

Выводы

При индицировании компрессоров электронными индикаторами целесообразно анализировать результаты непосредственно по осциллограммам давлений и диаграммам тангенциальных усилий без перестройки осциллограмм в индикаторные диаграммы.

В результате совместных измерений давлений и температур в цилиндре компрессора могут быть получены зависимости $G'_a = f(a)$ для различных машин, что даст более полное представление о процессе сжатия в компрессорах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Е. Медовар, В. С. Ужанский, Б. Л. Цырлин, Электронные индикаторы для холодильных компрессоров, «Холодильная техника», 1960, № 2.
2. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар, И. А. Павлова, Пьезоэлектрический индикатор для холодильных компрессоров, «Холодильная техника», 1960, № 6.
3. Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев, Е. С. Гуревич, Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов, Госторгиздат, 1960.
4. Б. С. Вейнберг, Поршневые компрессоры холодильных машин, Госторгиздат, 1960.
5. В. Козлов, Е. Фролов, Измерение температуры рабочего тела в цилиндре тепловой машины, «Холодильная техника», 1960, № 4.
6. Б. С. Вейнберг, Влияние перегрева всасываемого пара на производительность фреонового компрессора, «Холодильная техника», 1951, № 4.

Перспективы использования фреонов в абсорбционных холодильных установках

Доктор техн. наук, проф. И. С. БАДЫЛЬКЕС — Всесоюзный научно-исследовательский институт
холодильной промышленности

Для рабочих веществ абсорбционных холодильных машин желательны следующие термодинамические и физико-химические свойства: неограниченное смешение компонентов, высокая абсорбционная способность, отсутствие парциального давления абсорбента в процессе выпаривания раствора, химическая стабильность при высоких и низких температурах, инертность к металлам, отсутствие токсичности и взрывоопасности.

Ни одно из существующих рабочих веществ не удовлетворяет всем перечисленным требованиям. Из ряда веществ, пригодных для получения низких температур ($t_0 \leq 0^\circ$), практическое применение нашел только водоаммиачный раствор.

В связи с этим большой интерес представ-

ляют перспективы использования фреонов в абсорбционных холодильных машинах, в которых, по сравнению с поршневыми, отпадает необходимость в устройствах для надежной циркуляции масла и уменьшаются утечки агента через неплотности.

Из всех достаточно исследованных растворов наиболее нейтральным по отношению к металлам (сталь, медь, алюминий) при температуре до 175° оказался раствор фреона-22 (CHF_2Cl) и диметилэфира тетраэтиленгликоля (ДТГ) [1].

Так как разность между нормальными температурами кипения (при давлении 760 мм рт. ст.) холодильного агента (фреон-22) и абсорбента (ДТГ) равна $325,8^\circ$, то ректификационные устройства не нужны (у абсорбента

парциальное давление при выпаривании раствора практически должно отсутствовать).

Степень термодинамической эффективности этого раствора изучена еще недостаточно.

Она определяется количеством калорий холода, получаемым от калории затраченного внешнего тепла обогрева

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h}, \quad (1)$$

где: q_0 — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента;

q_h — количество калорий внешнего тепла обогрева, приходящееся на кругооборот раствора f , необходимый для выпаривания 1 кг холодильного агента в кипятильнике.

Это тепловое соотношение для водоаммиачных и бромисто-литиевых абсорбционных машин находят с помощью ξ , i -диаграммы (ξ — весовой состав холодильного агента в растворе) [2, 3, 4].

Для построения такой диаграммы необходимо располагать экспериментальными значениями давления пара (в зависимости от температуры и весового состава холодильного агента), а также значениями интегральной теплоты смешения

$$Q_{см} = \xi q_{фсм} + (1 - \xi) q_{дтгсм}, \quad (2)$$

где q — дифференциальная теплота смешения 1 кг чистого компонента.

Экспериментальные значения $q_{дтгсм}$ отсутствуют. Поэтому не представляется возможным определить $Q_{см}$ и построить ξ , i -диаграмму для жидкого раствора.

Однако тепловое соотношение $\frac{q_0}{q_h}$ можно найти аналитическим методом на основе дальнейшего развития работ [5] и [6].

Процесс смешения 1 кг пара холодильного агента при его абсорбции в жидком растворе (весовой состав ξ , давление p_0 и температура t) можно разделить на четыре последовательных этапа.

1. Перегретый пар охлаждается от температуры раствора t до t_0 , соответствующей кривой насыщения при давлении p_0 . При этом он отдает тепло

$$c_p(t - t_0),$$

где c_p — средняя теплоемкость пара в интервале температур t и t_0 .

2. Сухой насыщенный пар конденсируется при давлении p_0 и при этом отнимается теплота конденсации r_0 .

3. Образовавшийся жидкий холодильный агент должен быть нагрет от температуры t_0 до температуры раствора t , для чего необходимо дополнительное тепло

$$c'(t - t_0),$$

где c' — средняя теплоемкость жидкого холодильного агента между температурами t и t_0 при давлении p_0 .

4. Жидкий холодильный агент смешивается с раствором, в результате образуется теплота смешения $q_{фсм}$ (далее будем обозначать сокращенно $q_{см}$).

Таким образом, теплота абсорбции

$$q_a = c_p(t - t_0) + r_0 + q_{см} - c'(t - t_0)$$

или

$$q_a = r_0 + q_{см} - (c' - c_p)(t - t_0). \quad (3)$$

В кипятильнике происходит обратный процесс (процесс десорбции) и поэтому

$$q_h = r_k + q_{см} - (c' - c_p)(t - t_k). \quad (4)$$

Здесь: r_k — теплота испарения при давлении p_k ;

c' — средняя теплоемкость жидкого холодильного агента между температурой раствора t и температурой конденсации t_k ;

c_p — средняя теплоемкость пара между t и t_k .

В действительном процессе состав раствора ξ и его температура переменны и кругооборот раствора для выпаривания 1 кг холодильного агента

$$f = \frac{1 - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}, \quad (5)$$

где ξ_a и ξ_r — весовые составы холодильного агента в слабом и крепком жидком растворах.

В интервале практических зон дегазации ($\xi_r - \xi_a$) изменение температуры раствора в процессе кипения протекает почти линейно. Поэтому при средней температуре раствора t_{cp} его средний весовой состав

$$\xi_{cp} = \frac{\xi_a + \xi_r}{2}. \quad (6)$$

Тогда удельный кругооборот раствора

$$f_{cp} = \frac{f + f - 1}{2} = f - 0,5. \quad (7)$$

В действительном процессе необходимо дополнительное тепло для нагрева раствора от начальной температуры кипения t_2 до конечной t_3