



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика»

Учебно-методическое пособие

«Исследование работы бытовой холодильной машины»

Авторы
Озерский А. И.,
Галка Г. А.

Ростов-на-Дону, 2018

Аннотация

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов очной, заочной форм обучения направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения

Авторы

к.т.н., доцент «ТиПГ» Озерский А.И.,
ст. преподаватель кафедры «ТиПГ» Галка Г.А.



Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Принципы работы БХМ	4
Правила построения точек на р-і диаграмме	18
Проблемы анализа динамических режимов работы БХМ при их неисправностях	21
Характеристики объекта исследования.	21
Теоретический расчет эксплуатационных параметров БХМ	23
Термодинамический расчет компрессора	28
Проведение экспериментальных исследований	32
Заключение	36
Список литературы	37

ВВЕДЕНИЕ

Холодильные машины широко применяются в системах жизнеобеспечения населенных мест. Обладая несомненными положительными качествами, холодильные машины имеют ряд недостатков. Самый существенный из них – выход из строя некоторых элементов и агрегатов в процессе эксплуатации машин.

Неисправная бытовая холодильная машина работает неэффективно. Она потребляет большее количество энергии, чем в исправном состоянии. При этом время её работы без остановки компрессора больше, чем у исправной БХМ, а холодопроизводительность – меньше.

Цель данной работы – исследовать динамические режимы функционирования бытовой малогабаритной холодильной машины (БХМ) с различными неисправностями. В качестве неисправностей здесь рассматриваются: засоренный фильтр-осушитель и частичный засор канала конденсатора.

Данные экспериментов и теоретических расчетов параметров неисправной БХМ сравниваются с паспортными значениями.

На основе этого сравнения делаются выводы о степени влияния исследуемых неисправностей на эффективность работы БХМ.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ БХМ

БХМ — это холодильная установка, предназначенная для хранения скоропортящихся продуктов питания. Основная зада-

ча БХМ – это поддержание оптимальной температуры на всем протяжении времени хранения продуктов в её камерах [1].

БХМ в процессе работы отбирает тепло у охлаждаемых продуктов и отводит тепло в окружающую среду. При этом тепло $Q_{КД}$, которое отводится в окружающую среду помещения через конденсатор, будет больше количества тепла $Q_{И}$, отбираемого у охлаждаемых тел. Разность этих величин определяется законом сохранения и превращения энергии.

$$Q_{КД} = Q_{И} + Q_{КМ}$$

Здесь $Q_{КМ}$ равно работе $L_{КМ}$ сжатия компрессора, которая переходит в тепло согласно равенству

$$Q_{КМ} = L_{КМ}$$

Таким образом, БХМ, работая как тепловой насос, нагревает окружающую среду помещения, в котором она находится. Ниже будет показано, что тепло сообщаемое окружающей среде этого помещения, будет равно $Q_{КМ}$

Согласно второму закону термодинамики теплота не может переходить от холодного тела к горячему сама собой [2]. В холодильной установке такая передача теплоты происходит благодаря механической энергии компрессора, затрачиваемой на сжатие и подачу паров хладагента по кругу циркуляции холодильной машины.

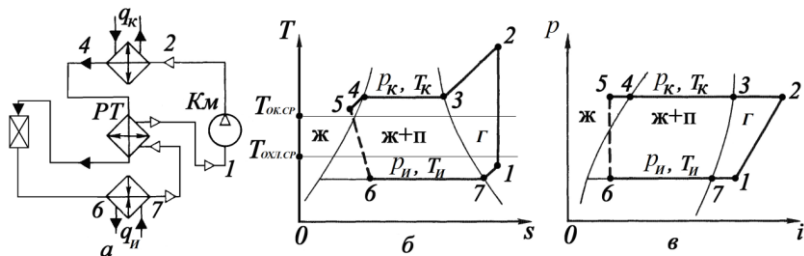


Рисунок 1 – Принципиальная схема ХМ с рекуперативным теплообменником и циклы ее работы: а — схема ХМ; б — цикл ХМ в T-s координатах; в — цикл ХМ в p-i координатах.

Термодинамические параметры хладагента, а именно, энтропия и энтальпия в указанных системах координат являются относительными или удельными величинами, т.е. отнесёнными к 1 кг хладагента (поделёнными на массу m , кг хладагента, циркулирующего по каналам гидросистемы ХМ).

Все удельные параметры определяются здесь малыми буквами, полные параметры – большими. Чтобы получить значения последних, например полное количество тепла Q , Дж, необходимо соответствующий удельный параметр, в данном случае – удельное количество тепла q , Дж/кг, умножить на массу m , кг ХА:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q, \quad (1)$$

Все исследуемые здесь процессы необходимо анализировать, используя закон сохранения и превращения энергии в виде:

$$Q = I_2 - I_1 + L_{TEXH} + L_{TP} \quad (2)$$

Здесь Q , Дж – тепловая энергия, подведенная к холодильному агенту в данном процессе; I – его энтальпия, Дж; L_{TEXH} , L_{TP} Дж – техническая работа и работа сил трения, совершённая ХА, соответственно; индексами 1 и 2 отмечены начало и конец процесса.

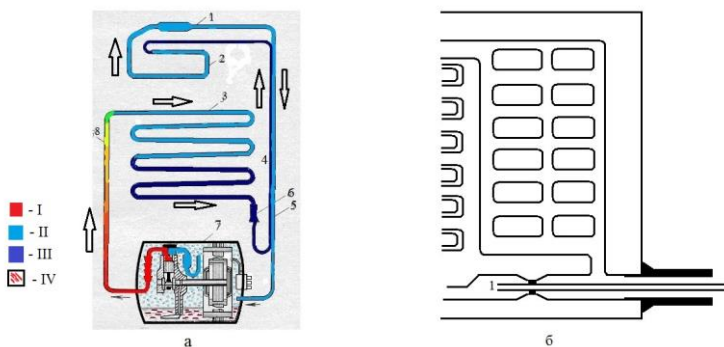


Рисунок 2 – а) конструктивная схема бытовой ХМ: I – газ фреона; II – пар фреона;

III – жидкий фреон; IV – техническое масло; 1 – осушительный патрон; 2 – испаритель;

3 – конденсатор; 4 – капиллярная трубка; 5 – всасывающая трубка; 6 – фильтр;

7 – ресивер; 8 – нагнетательная трубка;

б) панель испарительной камеры с капилляром 1.

Испаритель. При движении жидкого фреона по капиллярной трубке давление фреона в ней из-за трения существенно уменьшается. Длина трубки подбирается так, что давление падает настолько, что фреон начинает кипеть. Обычно конец трубки

располагают в испарителе И. Здесь жидкий фреон кипит при постоянных температуре $T_{и}$ и давлении $p_{и}$ (процесс 6 – 7). Так как температура кипящего фреона значительно (на 10-15 $^{\circ}$ С) ниже, чем температура окружающей среды: воздуха и продуктов в морозильной камере, окружающей среды помещения, в котором находится холодильник и др., то тепло из окружающей среды самопроизвольно поступает к кипящему фреону [3]. Мощность $\dot{Q}_{И}$ потока этого тепла, определяется равенством:

$$\dot{Q}_{И} = q_{И} \cdot \dot{m} = (i_7 - i_6) \cdot \dot{m}, \text{ Вт} \quad (3)$$

Указанное тепло следует разделять на два вида: на тепло $Q_{охл}$, отведенное от охлаждаемых тел, находящихся в ХМ и тепло $Q_{пом}$, поступающее из помещения, в котором находится холодильная машина. Тепло $Q_{пом}$ поступает в помещение следующими основными путями: через тепловую изоляцию холодильника, а также с воздушными массами в результате воздухообмена при открытии дверей холодильника, при нарушении герметичности (наличие щелей) изоляции и т.п. В этом случае говорят о потере холода.

Во всех рассмотренных случаях поступление тепла к ХА происходит самопроизвольно. Здесь выполняется второй закон термодинамики: "тепло самопроизвольно переходит от тел с большей температурой, к телам с меньшей температурой". На стационарном (рабочем) режиме, когда температура всех тел внутри ХМ достигает расчётных значений и уже не меняется, работа компрессора обеспечивает только компенсацию указанных выше по-

ть холода, т.е. компенсирует тепло $Q_{\text{пом}}$, поступающее из помещения через изоляцию холодильника [4].

В результате теплообмена, происходящего в охлаждаемых рабочих полостях ХМ, находящиеся внутри холодильника воздух, а также другие тела, в том числе и помещение, охлаждаются, а хладагент кипит, постепенно превращаясь в сухой насыщенный пар. Хладагент кипит до тех пор, пока весь не превратится в пар. Термодинамическое состояние последнего определяется точкой 7 на линии сухого насыщенного пара (см. правую ветвь пограничной кривой на $p-i$ диаграмме). Такой пар подавать под поршень компрессора нельзя: при быстром сжатии он может превратиться в жидкость, что может послужить причиной аварии компрессора и выхода его из строя. Причина возможной аварии состоит в том, что жидкости, как известно, в отличие от газов, оказывают сильное сопротивление сжатию, и ведут себя при сжатии примерно, как свинец. Поэтому можно представить, что произойдет, если под поршнем компрессора окажется, хотя и небольшой, кусочек свинца. Поэтому, чтобы исключить поломку компрессора (устранить так называемый “влажный ход” компрессора), насыщенный пар, перед тем, как он поступит в компрессор, подогревают (перегревают) в рекуперативном теплообменнике (ТО) (процесс 7-1). При этом сухой насыщенный пар превращается в перегретый пар, т.е. – в газ.

Рекуперативный теплообменник. Теплообмен в ТО происходит по способу “противотока”, когда направления потоков жидкостей или газов в теплообменниках противоположны. Такой способ более эффективен, чем “прямоток”, когда жидкие тела или

газы движутся в теплообменниках в одном направлении. После ТО газообразный хладагент поступает в компрессор КМ.

Компрессор. В компрессоре над газом совершается техническая работа:

$$L_{\text{техн}} = - L_{\text{км}}. \quad (4)$$

Здесь $L_{\text{км}}$ работа компрессора. Знак минус указывает на то, что не газ совершает работу (как, например, в детандере), а, наоборот, над газом совершается работа. В компрессоре газ адиабатно, т.е. без теплообмена с окружающей средой ($Q=0$), сжимается до давления p_2 и нагревается до температуры T_2 (процесс 1-2). Процесс сжатия происходит адиабатно, т.к. газ в компрессоре сжимается очень быстро, и окружающая среда не успевает нагреться. Работа сжатия в случае адиабатного процесса сжатия по закону сохранения и превращения энергии (2) идёт только на изменение энтальпии газа. В этом случае удельная работа $l_{\text{км}}$, Дж/кг компрессора определяется равенством:

$$l_{\text{км}} = i_2 - i_1$$

После компрессора горячий газ поступает в конденсатор КД.

Конденсатор. В конденсаторе горячий газ фреона охлаждается при постоянном давлении ($p_{2-4}=\text{const}$). За счёт охлаждения газ сначала превращается в пар, который постепенно конденсируется и превращается в жидкость (линия конденсации 2 – 4). Следует помнить, что процесс конденсации в области “жидкость + пар” (отрезок 3 – 4 на линии конденсации) происходит не только при постоянном давлении $p_{\text{кд}}$, но и при постоянной температуре $T_{\text{кд}}$. Это происходит до тех пор, пока весь пар не превратится

в жидкость (точка 4). Процесс конденсации происходит здесь без совершения технической работы ($L_{\text{техн}}=0$) с отводом в помещение тепла $Q_{\text{КД}}$ конденсации, равного:

$$\dot{Q}_{\text{КД}} = -(\dot{i}_2 - \dot{i}_4) \cdot \dot{m}, \text{ ДЖ} \quad (5)$$

Знак минус указывает здесь на то, что тепло при конденсации от ХА отводится. При этом в помещении, где находится БХМ, постоянно поступает количество тепла $\dot{Q}_{\text{КД}}$ конденсирующихся паров ХА. Здесь следует обратить внимание на важный факт: поступающее в помещение тепло конденсации $\dot{Q}_{\text{КД}}$ значительно больше тепла $\dot{Q}_{\text{И}}$, отбираемого у охлаждаемых тел ХМ. Объяснение этого факта состоит в том, что при сжатии газ в компрессоре нагревается. При этом работа компрессора переходит в тепло нагретых газов. Согласно закону сохранения и превращения энергии, определяемому равенством:

$$L_{\text{KM}} = \dot{Q}_{\text{KM}} \quad (6)$$

Согласно этому же закону:

$$\dot{Q}_{\text{КД}} = \dot{Q}_{\text{И}} + \dot{Q}_{\text{KM}}$$

Поэтому ХМ нагревает помещение, в котором она находится. При составлении баланса тепла, поступающего в помещение, следует учитывать, однако, что часть тепла, равная $\dot{Q}_{\text{ПОМ}}$, поступает из помещения в ХМ через тепловую изоляцию и при воз-

духообмене, когда открываются двери ХМ.

После конденсации хладагент в жидком виде поступает в рекуперативный теплообменник.

Рекуперативный теплообменник. В рекуперативном теплообменнике горячая жидкость фреона отдаёт часть своего тепла холодному пару, поступающему из испарителя (процесс 4-5). При этом жидкий фреон охлаждается прежде, чем поступить в дроссель.

Капиллярная трубка. Капиллярная трубка является одним из основных элементов ХМ. Она является простым и надежным устройством, с помощью которого понижается давление в контуре циркуляции хладагента. После капиллярной трубки давление хладагента всегда падает. Это необходимо для обеспечения кипения хладагента в испарителе. Она представляет собой медную полужесткую трубку длиной примерно 1,5—4,0 м с внутренним диаметром 0,80—0,85 мм.

Технология ее изготовления позволяет получить гладкую внутреннюю поверхность и равномерное сечение по всей длине трубки.

Следует отметить, что термин «капиллярная трубка» является неточным, так как при указанных размерах трубки явление капиллярности в ней не происходит. Однако такой термин общепринят и нагляднее отражает существенную разницу в проходных сечениях этой трубки и остальных трубопроводов в агрегате.

Малое отверстие и большая длина капиллярной трубки представляют сопротивление для проходящего через трубку жид-

кого хладагента, поэтому ее пропускная способность (количество жидкости, которое трубка в состоянии пропустить в единицу времени) невелика.

Пропускная способность трубки зависит от диаметра отверстия и длины трубки. С уменьшением диаметра отверстия и увеличением длины трубки ее пропускная способность уменьшается. Однако пропускная способность любой трубки не постоянна. Она будет изменяться в зависимости от разности давлений на входе и выходе трубки. Так, с повышением давления жидкости, входящей в трубку, и понижением давления среды, в которую поступает жидкость из трубки, количество жидкости, проходящей через трубку в единицу времени, будет увеличиваться.

Рассмотрим действие капиллярной трубки в качестве регулирующего устройства в холодильном агрегате.

Капиллярную трубку устанавливают между конденсатором и испарителем. Жидкий хладагент поступает в трубку под давлением конденсации. По мере прохождения хладагента по трубке его давление постепенно снижается и на выходе трубки соответствует давлению кипящего хладагента в испарителе.

Если размеры капиллярной трубки для данного компрессора определены точно, то все количество жидкого хладагента, поступающего в испаритель, будет отсасываться компрессором, и холодильный агрегат будет работать с наибольшей эффективностью. Однако это будет лишь при определенных давлениях конденсации и кипения хладагента, т. е. при определенных температурных условиях работы холодильного агрегата.

С изменением давлений конденсации и кипения, т. е. с изменением температурных условий, эффективность работы агре-

гата будет снижаться [5].

Происходит это потому, что закономерность изменения производительности компрессора и пропускной способности капиллярной трубки при изменениях давлений конденсации и кипения будет неодинакова. Рассмотрим, что будет происходить в случае изменения таких условий.

Повышение температуры окружающего воздуха приведет к повышению давления конденсации, из-за чего производительность компрессора будет снижаться (большое противодействие нагнетания), а пропускная способность капиллярной трубки будет увеличиваться.

При сниженной производительности компрессора он будет отсасывать из испарителя меньшее количество хладагента, что ведет к переполнению испарителя, то же время из-за ухудшения условий конденсации в капиллярную трубку и испаритель будут поступать вместе с жидким хладагентом также пузырьки пара. Избыток жидкого хладагента в испарителе и поступление пузырьков пара приведет к повышению давления в испарителе, отчего повысится производительность компрессора. При этом наличие пузырьков пара в конденсаторе будет способствовать торможению потока жидкого хладагента при его поступлении и уменьшению пропускной способности капилляра.

Таким образом, через некоторое время работы агрегата в условиях повышенной температуры окружающего воздуха производительность компрессора и пропускная способность капиллярной трубки будут снова как бы согласованы, но эффективность работы агрегата снизится.

Понижение температуры окружающего воздуха вызовет

снижение давления конденсации и, следовательно, уменьшение пропускной способности капиллярной трубки и увеличение производительности компрессора. Компрессор будет отсасывать из испарителя и подавать в конденсатор хладагента больше, чем его сможет пропускать капилляр. Конденсатор начнет заполняться избыточным количеством жидкого хладагента, вследствие чего уменьшится его теплопередающая поверхность и повысится давление конденсации. Однако недостаток хладагента в испарителе приведет к понижению давления кипения, из-за чего производительность компрессора будет снижаться, а пропускная способность капилляра увеличиваться [6].

Следовательно, и в условиях пониженной температуры окружающего воздуха через некоторое время работы агрегата производительность компрессора и пропускная способность капиллярной трубки также окажутся согласованными между собой при ухудшенной эффективности работы данного холодильного агрегата.

Из вышерассмотренного следует, что оптимальная холодопроизводительность агрегата с капилляром может быть получена только при определенных расчетных условиях. Во всех других случаях регулирование заполнения испарителя хладагентом будет сопровождаться соответствующими потерями холодопроизводительности.

Капиллярная трубка как регулирующее устройство имеет свои преимущества и недостатки. Ее преимущества заключаются в эксплуатационной надежности, простоте устройства и невысокой стоимости. Кроме того, при капиллярной трубке может быть применен двигатель компрессора с относительно меньшим пуско-

вым моментом, так как при остановках компрессора через капилляр из конденсатора в испаритель продолжает перетекать хладагент и давление в конденсаторе снижается, почти уравниваясь во всей системе.

Недостатком капиллярной трубки является то, что при всяком изменении нагрузки или температуры конденсации по сравнению с расчетными, она не обеспечивает возможную в этих условиях эффективность работы холодильного агрегата.

При производстве холодильных агрегатов пропускную способность каждой капиллярной трубки проверяют по воздуху, подгоняя ее до установленной величины путем подрезки трубки по длине.

Одним из показателей энергетической эффективности и совершенства цикла ХМ является холодильный коэффициент ε , определяемый равенством:

$$\varepsilon = \dot{q}_{II} / l_{KM} = (i_7 - i_6) / (i_2 - i_1) \quad (7)$$

Чем больше отнимается теплоты у охлаждаемых тел в ХМ и чем меньше при этом затрачивается механическая работа, тем более совершенный холодильный цикл.

Эффективность работы машины оценивается не только ее холодильным коэффициентом, но и холодопроизводительностью \dot{Q}_{II} . Эти параметры зависят от типа и конструкции ХМ, качества его тепловой изоляции, вида и свойств ХА, конструкции компрессора, а также условий работы ХМ. Под условиями ра-

боты ХМ понимают параметры окружающей среды: температуру окружающей среды t_{OC} и температуру $t_{охл}$ охлаждения тел в ХМ. При расчёте холодильной машины этими параметрами задаются. Температуру $t_{кд}$ конденсации сжатых паров ХА в конденсаторе, а также температуру t_i кипения ХА в испарителе, либо назначают заранее, либо получают расчётным путём. Также поступают и с температурой $t_{по}$ переохлаждения жидкого ХА, поступающего в регулирующий вентиль ТО.

На начальном этапе расчёта в первом приближении принимают:

$$t_{кд} = t_{OC} + (10...15^{\circ}C)$$

$$t_i = t_{охл} - (10...15^{\circ}C)$$

$$t_{по} = t_{кд} - (10...15^{\circ}C)$$

Температуру $t_{пг}$ перегрева пара в рекуперативном теплообменнике определяют из условия равенства тепла, которым обмениваются жидкий и парообразный фреон в ТО:

$$i_1 - i_7 = i_3 - i_4$$

При анализе эффективности работы ХМ учитывают, что, чем выше температура t_i кипения в испарителе, чем ниже температура конденсации паров t_k и температура переохлаждения t_p , тем больше холодопроизводительность установки. Однако, регулирование этих параметров необходимо проводить в оптимальных

пределах. Так, например, понижение температуры кипения холодильного агента t_i в хладоновой компрессионной машине с -15 до -30 °С не повысит, а, наоборот, понизит ее холодопроизводительность в 2 раза. Это объясняется тем, что с понижением t_i уменьшаются давление кипения p_i и плотность паров, поступающих в компрессор. В результате снизится массовая производительность компрессора [7].

ПРАВИЛА ПОСТРОЕНИЯ ТОЧЕК НА P-I ДИАГРАММЕ

Построение точек 7, 3 и 4 на p-i диаграмме.

Для построения точек 7, 3 и 4 на p-i диаграмме в области "жидкость+пар" проводим две изотермы: $T=T_i$ и $T=T_k$, которые определяют температуру рабочего тела в испарителе и конденсаторе, соответственно. Пересечение этих изотерм с граничными линиями, определяющими агрегатное состояние рабочего тела, позволяет построить три точки на линии цикла ХМ в p-i диаграммах. Этими точками будут точки 7, 3 и 4.

Построение точки "1" на p-i диаграммах.

Построим точку "1". Для этого, назначаем величину перегрева пара, поступающего на вход в компрессор. Этот перегрев организуется в рекуперативном теплообменнике с целью превращения пара в газ, так как пар в компрессор подавать нельзя.

Пусть величина перегрева равна 10 градусов. Проводим ещё одну изотерму:

$$T_1 = T_i + 10\text{K} = 263\text{K} (-10^\circ\text{C})$$

Абсолютная температура T_1 , К газа на входе в компрессор будет равна:

$$T_1 = T_7 + 10\text{ K}$$

Так как перегрев пара происходит в рекуперативном теплообменнике при постоянном давлении, то точку "1" цикла получаем на пересечении изобары, проведенной из точки "7" и построенной изотермы $T_1 = 263\text{K}$. Соответствующим образом построим точку "1" на p - i диаграмме.

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "1", заносим в таблицу 1.

Построение точки "2".

Точка "2" соответствует завершению процесса сжатия газа в компрессоре. Так как сжатие газа в компрессоре происходит адиабатно (т.е. очень быстро, без подвода и отвода тепла), то точка "1" и точка "2" должны лежать на адиабате. Поэтому из точки "1" проводим адиабату (изоэнтропу $s = \text{const}$). Так как точка "2" должна лежать ещё и на изобаре, то из точки "3" проводим изобару $p = \text{const}$. На пересечении этой изобары и адиабаты строим точку "2".

Построение точки "5".

Точка 5 характеризует завершение процесса переохлаждения рабочей жидкости в рекуперативном теплообменнике. Так как процесс теплообмена в этом теплообменнике происходит при постоянном давлении, то точка 5 должна лежать на изобаре. Проводим из точки 4 изобару. Теперь воспользуемся законом сохранения и превращения энергии для процесса теплообмена в указанном теплообменнике. Соотношения, характеризующие этот процесс, называют соотношениями "баланса тепла" в теплообменнике: какое количество тепла получает холодная жидкость, такое же количество тепла теряет горячая жидкость. Поэтому, согласно балансу тепла и равенству, разность энтальпий у этих жидкостей в процессе теплообмена будет одна и та же:

$$i_4 - i_5 = i_1 - i_7$$

Из этого равенства определяем i_5 :

$$i_5 = i_4 - (i_1 - i_7)$$

Находим на диаграмме линию с постоянной энтальпией, проходящую через точку "4". Рядом с этой линией проводим линию с энтальпией, равной i_5 . Пересечение изобары, проведенной из точки "4" с этой линией образует точку "5".

Построение точки "6".

Процесс 5 – 6 дросселирования жидкости происходит при постоянной энтальпии $i = \text{const}$. Поэтому, точку 6 находим как пересечение линии с постоянной энтальпией i_5 с прямой линией, характеризующей процесс в испарителе.

ПРОБЛЕМЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ БХМ ПРИ ИХ НЕИСПРАВНОСТЯХ

Холодильная установка в исправном состоянии работает эффективно, холодопроизводительность и электрическая мощность не отклоняются от заданных, компрессор не перегревается. Однако, при возникновении неполадок происходит изменение основных эксплуатационных параметров и характеристик машины.

Так, при забитом фильтре-осушителе уменьшается его пропускное сечение, при этом массовый расход хладагента уменьшается. При уменьшении массового расхода хладагента и холодопроизводительность ХМ уменьшается. При этом компрессор начинает перегреваться, так как в основном его охлаждение происходит за счет теплообмена с парами хладагента.

При недостаточной площади конденсации холодильная установка также работает неэффективно. Из-за того, что площадь конденсатора недостаточна, хладагент не способен в полном объеме сконденсироваться, и также происходит уменьшение холодопроизводительности.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ.

Объектом исследования в данной работе являются динамические режимы работы стенда-тренажера «Холодильник – 1» (Ри-

сунок 3). Его основные параметры указаны в таблице 2.

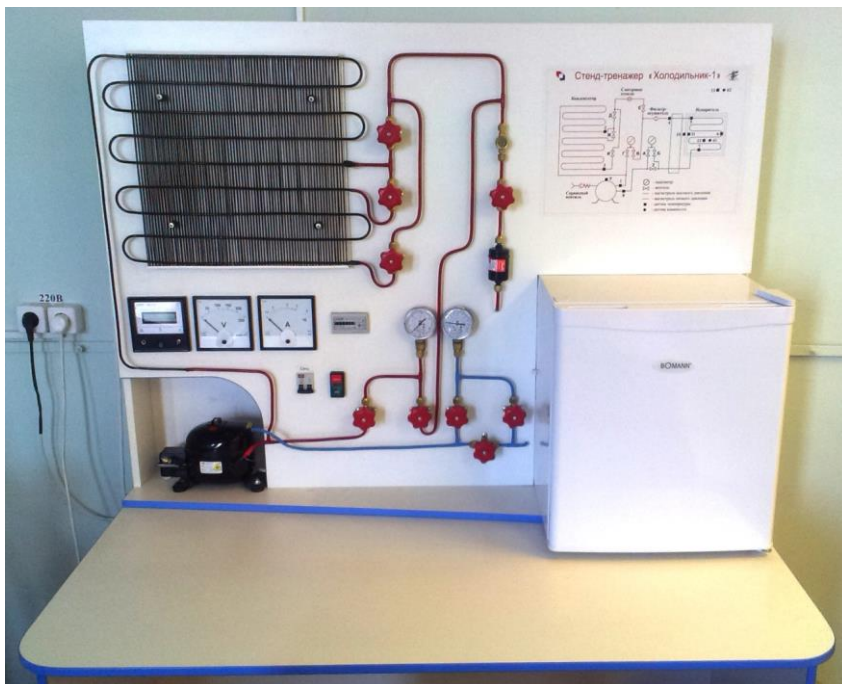


Рисунок 3 – Общий вид экспериментально-диагностического комплекса «Холодильник – 1»

Данный стенд имеет все необходимые приборы для проведения исследования – манометры и датчики температуры, установленные в разных точках БХМ.

Таблица 2 – Параметры экспериментально-диагностического комплекса «Холодильник – 1»

Показатель	Значение
Общий объем БХМ, л	37

Полезный объем МК, л	6
Полезный объем ХК, л	36
Температура в МК, °С не выше	-4
Температура в ХК, °С не ниже	3
не выше	5
Суточный расход электроэнергии при температуре окружающего воздуха 25 °С, Вт×ч	$0,308 \times 10^3$
Электрическая мощность, Вт	70
Габаритные размеры БХМ, мм	
Высота	510
Ширина	435
Глубина	470

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БХМ

Проектирование бытовых холодильников основано на исходных (проектных) данных о температуре охлаждаемой и нагреваемой сред. Основу расчета составляет определение теплопритоков из окружающей среды помещения в холодильную камеру [8].

Исходные данные для расчета приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Исходные данные для расчета

Наименование характеристики	Величина
Геометрические размеры холодильника, (Ш×В×Г), см	43.5×51×47
Внутренний рабочий объем, л	42
Внутренний объем холодильной камеры, л	36
Внутренний объем низкотемпературной камеры, л	6
Температура окружающей среды $t_{\text{окр.ср.}}, ^\circ\text{C}$	23
Температура холодильной камеры $t_{\text{хк}}, ^\circ\text{C}$	4
Холодильный агент	R600a

Толщина стенки – 40мм.

Материал наружной стенки шкафа – углеродистая листовая сталь (Ст3), 0,5 мм.

Изоляционный материал – пенополиуритан, 37,5 мм.

Материал внутренней стенки шкафа – полистирол, 2мм.

Расчет тепловой нагрузки (теплопритоков)

Теплопритоки \dot{Q}_1 , Вт через стенку охлаждаемой камеры холодильника рассчитываются по формуле для расчета теплопередачи:

$$\dot{Q}_1 = k\sigma\Delta T,$$

где \dot{Q}_1 – теплопритоки, Вт;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²×К);

σ – площадь наружной поверхности теплообмена, м²,

ΔT – разность температур воздуха по обе стороны стенки холодильной камеры, К;

Коэффициент k теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right),$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к внешней поверхности холодильной камеры Вт/(м²×К);

$\alpha_{вн}$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха в холодильной камере к её внутренней поверхности, Вт/(м²×К);

δ – толщина i -го слоя многослойной конструкции холодильной камеры;

λ – коэффициент теплопроводности i -го слоя.

Расчет коэффициента k теплопередачи

Для расчета коэффициента теплопередачи холодильной камеры необходимы следующие данные:

δ_1 – толщина наружной стенки стали холодильной камеры

δ_2 – толщина изоляции

δ_3 – толщина внутренней стенки холодильной камеры

λ_1 – коэффициент теплопроводности стали

λ_2 – коэффициент теплопроводности изолятора - пенополиуритан

λ_3 – коэффициент теплопроводности полистирола

Таблица 4 – Данные для расчета коэффициента теплопередачи

Данные	Численное значение
$\alpha_{н,}$ Вт/(м×К)	22,7
$\alpha_{вн,}$ Вт/(м×К)	9
λ_1 , Вт/(м×К)	81
λ_2 , Вт/(м×К)	0,029
λ_3 , Вт/(м×К)	0,14
δ_1 , мм	0,5
δ_2 , мм	37,5
δ_3 , мм	2

Рассчитываем коэффициент теплопередачи k_1 стенки холодильной камеры:

$$k_1 = 1 / \left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,5 \times 10^{-3}}{81} + \frac{37,5 \times 10^{-3}}{0,029} + \frac{2 \times 10^{-3}}{0,14} + \frac{1}{9} \right) = 0,764$$

Вт/(м²×К)

Теплопритоки через тепловую изоляцию холодильной камеры ХМ

а) теплоприток $\dot{Q}_1^{ХК}$, Вт, из внешней среды в холодильную камеру

$$\dot{Q}_1^{xk} = k_1 \sigma_{xk} \Delta T ,$$

$$\dot{Q}_1^{xk} = 1,76 \times 0,58 \times (23-4) = 19,3 \text{ Вт.}$$

а) Тепловая нагрузка \dot{Q}_2^{xk} , Вт, от воздухообмена в ХК

$$\dot{Q}_2^{xk} = 0,5 \cdot \dot{Q}_1^{xk} ,$$

$$\dot{Q}_2^{xk} = 0,5 \cdot 19,3 = 9,6 \text{ Вт.}$$

Определяем холодопроизводительность $\dot{Q}_{0x.a}$ холодильного агрегата для холодильника.

а) определяем холодопроизводительность $\dot{Q}_{0x.a}$ холодильного агрегата для ХК:

$$\dot{Q}_{0x.a}^{xk} = \dot{Q}_1^{xk} + \dot{Q}_2^{xk} ,$$

$$\dot{Q}_{0x.a}^{xk} = 19,3 + 9,6 = 29 \text{ Вт}$$

Результаты расчета для надежности увеличиваются на 10%. Это зависит от достоверности данных, применяющихся при расчете тепловой нагрузки.

Учитывая, что холодильный агрегат бытового холодильника с некоторым коэффициентом рабочего времени ν , равным 0,35 холодопроизводительность холодильного агрегата определяется по формуле:

$$\dot{Q}_{0\ x.a} = \frac{\dot{Q}_{0\ x.a}^{хк} \cdot 1,1}{\nu} ,$$

$$\dot{Q}_{0\ x.a} = 29 \cdot 1,1 / 0,35 = 91,1 \text{ Вт.}$$

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Исходные данные для расчета:

$$\dot{Q}_{0\ x.a} = 91,1 \text{ Вт, хладагент R600A,}$$

$$T_0 = -14 \text{ }^\circ\text{C} ; T_k = 35 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Построим цикл в p - i координатах.

«Физические основы ХТ», «Промышленные ХМ»

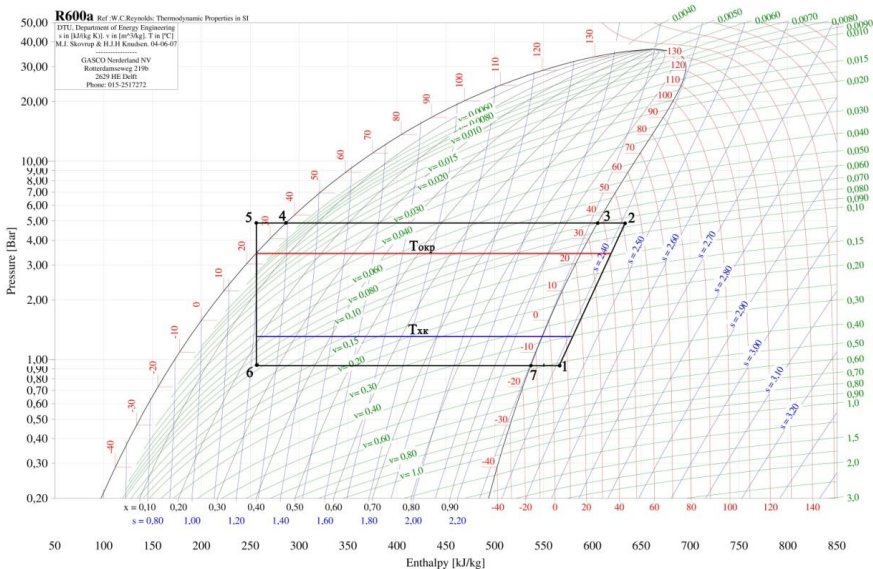


Рисунок 4 - Цикл теоретический работы ХМ

1. Удельная массовая холодопроизводительность q_0 1 кг холодильного агента, Дж/кг:

$$q_0 = (i_7 - i_6),$$

$$q_0 = 575 \times 10^3 - 255 \times 10^3 = 320 \times 10^3 \text{ Дж/кг}$$

2. Массовый расход \dot{m} (подача) газа на входе в компрессор, кг/с:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{0X.A.}}{q_0},$$

$$\dot{m} = \frac{91,1}{320 \times 10^3} = 0,0003 \text{ кг/с}$$

3. Объемный расход газа \dot{V}_D (объемная подача газа) на входе в компрессор, м³/с:

$$\dot{V}_D = \dot{m} \cdot v_1,$$

$$\dot{V}_D = 0,0003 \times 0,41 = 0,000123, \text{ м}^3/\text{с}$$

4. Степень π повышения давления газа в компрессоре:

$$\pi = \frac{p_K}{p_{II}'}$$

$$\pi = \frac{5,9}{1,95} = 3,02$$

5. Объем \dot{V} , описываемый поршнем компрессора, м³/с:

Коэффициент λ подачи компрессора принимаем $\lambda = 0.45$

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_D}{\lambda},$$

$$\dot{V} = \frac{123 \cdot 10^{-6}}{0,45} = 273 \times 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}$$

6. Теоретическая мощность N_T компрессора, Вт:

$$N_T = \dot{m} \times (i_2 - i_1)$$

$$N_T = 0,0003 \times (640 - 560) \times 10^3 = 24, \text{ Вт}$$

7. Действительная (индикаторная) мощность N_i компрессора, Вт:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i},$$

$$N_i = \frac{24,0}{0,700} = 34,28 \text{ Вт}$$

Индикаторный к.п.д. η_i принят по среднему значению.

8. Мощность $N_{\text{ПРИВ}}$ привода, Вт:

$$N_{\text{ПРИВ}} = \frac{N_i}{\eta_{\text{МЕХ}}},$$

$$N_{\text{ПРИВ}} = \frac{34,28}{0,850} = 40,33, \text{ Вт}$$

Здесь механический к.п.д. $\eta_{МЕХ}$ привода принят по среднему значению.

На этом расчет компрессора заканчиваем.

ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ:

1. Заполнить таблицу протокола испытаний

Построить реальный цикл ХМ в $p-i$ координатах.

2. С помощью $p-i$ диаграммы и расчётов определить следующие эксплуатационные параметры БХМ:

– удельную массовую холодопроизводительность q , Дж/кг холодильника;

– массовый расход \dot{m} , кг/с хладагента;

– удельную работу, Дж/кг компрессора;

– полезную (действительную) мощность $N_{ПОЛЕЗН}$, Вт компрессора;

– потребляемую мощность $N_{ПОТР}$, Вт компрессора;

– КПД η компрессора;

– степень π повышения давления газа в компрессоре;

– холодильный коэффициент ε БХМ;

– холодопроизводительность $\dot{Q}_И$, Вт

– мощность $\dot{Q}_{КД}$, Вт тепла, поступающего в помещение от ХМ.

Таблица 5 – Параметры ХМ, измеренные в контрольных точках тренажёра при номинальном режиме работы.

Параметры	Контрольные точки						
	1	2	3	4	5	6	7
Т, К	18	33	32	30,5	32	-15	-14
i, кДж/кг	595	680	630	315	270	270	530

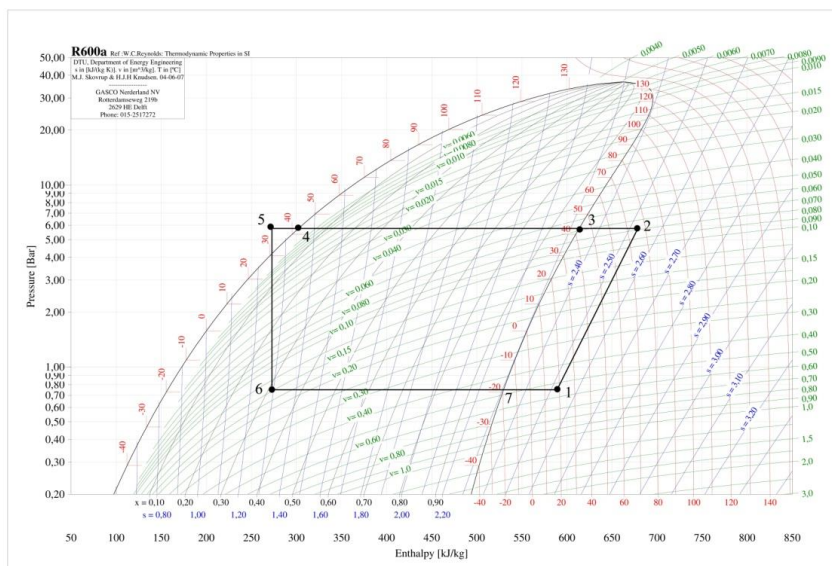


Рисунок 5 – реальный цикл БХМ

Используя данные таблицы 5, выполняем расчёты эксплуатационных параметров ХМ.

1. Принять $T_1 - T_7 = 15 \text{ К}$.
2. Удельная массовая холодопроизводительность q ХМ:

$$q = i_7 - i_6, \text{ Дж/кг.}$$

3. Состояние рабочего вещества в точке 5, определяется его энтальпией i_5 в этой точке. Величину i_5 рассчитываем из баланса тепла в рекуперативном теплообменнике:

$$i_1 - i_7 = i_4 - i_5, \text{ откуда } i_5 = i_4 - (i_1 - i_7), \text{ Дж/кг.}$$

Тепло, отводимое от рабочего тела в конденсаторе (поступающее в помещение):

$$Q_k = i_2 - i_4, \text{ Дж/кг.}$$

Удельная работа компрессора l_s (техническая работа хладагента со знаком минус):

$$l_s = i_2 - i_1, \text{ Дж/кг.}$$

Холодильный коэффициент теоретический ε_T :

$$\varepsilon_T = q_0 / l_s.$$

Массовый расход ХА \dot{m} :

$$\dot{m} = Q_0/q_0, \text{ кг/с.}$$

Адиабатная мощность компрессора:

$$N_s = \dot{m}l_s$$

Рассчитаем параметры по данным формулам и занесем их в таблицу 6.

Таблица 6 - Результаты экспериментальных исследований и расчётов

Определяемый параметр	Формула	Численные значения
Удельная холодопроизводительность ХМ, Дж/кг	$q = i_7 - i_6$	260
Массовый расход хладагента, кг/с	$\dot{m} = \dot{Q} / q$	0,0003
Удельная работа компрессора, Дж/кг	$l = i_2 - i_1$	85
Полезная (действительная) мощность компрессора, Вт	$N_{\text{ПОЛЕЗН}} = l \cdot \dot{m}$	0,025
Сила эл. тока, А	I	230
Эл. напряжение, В	U	0,31

Потребляемая мощность компрессора, Вт	$N_{ПОТР} = I \cdot U$	70
КПД компрессора	$\eta = N_{ПОЛЕЗН} / N_{ПОТР}$	0,35
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi = p_2 / p_1$	7,8
Холодильный коэффициент БХМ	$\varepsilon = q / l$	3,05
Мощность тепла, отводимого от охлаждаемых тел в холодильной камере БХМ (мощность теплоты испарения) Вт	$\dot{Q}_{ИСП} = q \cdot \dot{m}$	78
Мощность тепла, поступающего в помещение от БХМ (мощность теплоты конденсации), Вт	$\dot{Q}_{КОНД} = (i_2 - i_4) \cdot \dot{m}$	140

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе исследованы динамические режимы функционирования бытовой малогабаритной холодильной машины (БХМ) с двумя неисправностями – засоренным фильтром-осушителем и частичным засором конденсатора.

Проведены сравнения эксплуатационных параметров неисправной и исправной ХМ. Выявлено, что БХМ при засоре фильтра-осушителя потребляет в 2,3 раза больше электричества.

Данные теоретических расчетов параметров неисправной БХМ сравнены с паспортными значениями - ошибка расчета привода компрессора составила 8,5%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В.В. Нащокин. 3-е изд., испр. и доп. — Москва: Высш.школа, 1980. — 469 с.
2. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: учебник / Б.К. Явнель — Москва: Агропромиздат — 1982. — 223 с.
3. Теоретические основы теплотехники : учеб. пособие / Ю.И. Бабенков [и др.] — Ростов н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2010. — 290 с.
4. Бабакин Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис на их основе: справочное руководство / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов — Москва: Колос, 2000. — 160 с.
5. Доссат, Рой Дж. Основы холодильной техники: учебник / Рой Дж. Доссат — Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 520 с.
6. Розенфельд Л.М. Холодильные машины и аппараты / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. — Москва : Государственное издательство торговой лит-ры, 1960. — 651 с.
7. Кругляк И.Н. Бытовые холодильники (устройство и ремонт) : учеб. пособие / И.Н.Кругляк — Москва: Легкая индустрия, 1974. — 205с.
8. Бабакин Б.С. Бытовые холодильники и морозильники: справочник / Б.С. Бабакин, В.А. Выгодин — Б.С. Бабакин, 1998. — 631 с.