

Установка для водозниження при великих глибинах.

Установка, схема якої наведена на рис. 6, застосовується тоді, коли глибина зниження рівня води відносно поверхні землі перевищує 8...9 м. У цьому випадку у ґрунти занурюються голчасті фільтри з вбудованими у них гідрострумінними апаратами. Циркуляційний насос 7 подає воду в робоче сопло струмінних насосів ежекторних голчастих фільтрів, сполучених між собою паралельно. Відсмоктувальна вода разом з робочою надходить до циркуляційного бака 3, звідки скидається переливною трубою 2.

У зв'язку з тим, що тиск робочої води в установці на рис. 6 збільшується зі збільшенням глибини, то при необхідності створення в голчастих фільтрах більшого розрідження з ростом відношення p_p/p_n збільшується небезпека виникнення кавітації. Таким чином, ефективність установок, виконаних за схемою рис. 6 при великих значеннях вакууму в голчастих фільтрах буде меншою, ніж в установках виконаних за схемою рис. 1.

Література

1. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. – М.: Машгиз, 1960. – 464 с.
2. Суслов М.П. Автоматический подсос и его влияние на работу насосной станции// Водоснабжение и санитарная техника. – 1964. – № 2. – С. 29-32.
3. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. – Л.: Судостроение, 1971. – 384 с.
4. Смородинов М.И. Водопонижительные установки. – М.: Стройиздат, 1984. – 117 с.
5. Рычагов В.В., Флоринский М.М. Насосы и насосные станции: Учебник для вузов. 4-е изд. – М.: Колос, 1975. – 416 с.
6. Болотских Н.С. Водопонижение. – Харьков: Вища школа, 1981. – 144 с.
7. Григорьев В.М. Вакуумное водопонижение. – М.: Стройиздат, 1973. – 223 с.
8. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 2-е издание. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
9. Лямаев Б.Ф. Расчет и анализ технико-экономических показателей водоотливных установок и водоструйных насосов // Известия вузов: Строительство и архитектура. – 1973. – № 11. – С. 74-79.
10. Лямаев Б.Ф. Применение водо-воздушных эжекторов для откачки воздуха из центробежных насосов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1966. – № 10. – С. 11-13.

УДК 621.565

О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ОТ ДОЗЫ ЗАПРАВКИ ЕГО КОМПРЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ ХЛАДОГЕНТОМ (ИЗОБУТАНОМ) И ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

**Осокин В.В., д-р техн. наук, профессор, Дёмин М.В., аспирант
Донецкий национальный университет экономики и торговли
им. М. Туган-Барановского, г. Донецк**

Обоснована возможность диагностирования утечек хладагента (взрывопожароопасного изобутана) из компрессорной системы работающего бытового холодильника по понижению температуры на поверхности испарителя с учётом возможного понижения при этом температуры окружающей среды.

A possibility of diagnosing the leak of cooling agent (explosive flammable isobutan) from the compressor system of working domestic refrigerator decreasing the temperature on the surface of the freezer taking into account a possible decrease of temperature in the environment is explained in the article.

Ключевые слова: бытовой холодильник, компрессорная система, изобутан, доза заправки, утечка хладагента, температура на поверхности испарителя, температура окружающей среда, устройство реагирования на утечку хладагента.

После подписания индустриально развитыми странами Монреальского протокола началось поэтапное сокращение выпуска и использования ХФУ и ГХФУ в малой холодильной технике. С этих пор произошел поворот к использованию в бытовой холодильной технике углеводородов — пропана и, в основном, изобутана, хотя в концепции обеспечения взрывопожаробезопасности при их использовании со времени их запрета (40-е годы прошлого столетия) ничего не изменилось. Действующие в этой сфере

стандарты Евросоюза, используемые в других странах мира, имеют декларативный, «успокаивающий» характер. В них указывается на необходимость «хорошей» герметизации компрессорной системы.

По данным исследований [1], нередко случаи отказов в работе бытовой холодильной техники из-за утечки из их компрессорной системы хладагента (в настоящее время — изобутана). При разгерметизации компрессорной системы вероятно образование в воздухе горючей концентрации изобутана. В связи с этим очевидна необходимость контроля герметичности компрессорной системы бытовой холодильной техники.

Известен [2] способ установления утечек хладагента из холодильных установок путем реагирования на микропримеси его в атмосферном воздухе в местах их размещения. Этот способ используется для установления утечек хладагентов из стационарных холодильных установок специальными переносными приборами — течеискателями при регулярном техническом обслуживании оборудования. Указанный способ неприемлем для установления утечек хладагента в бытовой холодильной технике из-за невозможности текущего профилактического обслуживания ее, в том числе с использованием переносных течеискателей и газоанализаторов, и отсутствия соответствующих малогабаритных регистрирующих приборов, адаптированных к конструкции малой холодильной техники.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату является способ установления утечек хладагента из компрессорной системы по изменению в ней характеристик термодинамических процессов, а именно: по уменьшению давления рабочего тела в линии нагнетания и (или) увеличению коэффициента рабочего времени (КРВ) компрессора [1]. Для реализации этого способа необходима установка в нагнетательной линии компрессорной системы прибора контроля давления рабочего тела — манометра. По данным исследований [1], при работе бытового холодильника давление рабочего тела в линии нагнетания может колебаться в большом интервале численных значений из-за переотложения в ней компрессорного масла. Следовательно, в условиях эксплуатации бытовой холодильной техники контроль изменения давления рабочего тела в линии нагнетания должен быть поставлен на уровень научных исследований, что практически невозможно. Увеличение коэффициента рабочего времени компрессора может быть связано не только с утечкой хладагента из холодильной машины, но и с ухудшением теплоотдачи с поверхности конденсатора, со значительным подтеплением холодильного шкафа. В связи с вышеизложенным, изменение указанных термодинамических характеристик не может быть достоверным показателем наличия утечек хладагента из компрессорной системы бытового холодильника.

В связи с вышеизложенным, цель данной работы — создание и обоснование концептуальной основы для разработки способа установления утечек хладагента из компрессорной системы бытовых холодильников, в котором уменьшение в ней массы хладагента определяют по понижению температуры его кипения в испарителе вследствие снижения давления паров при создаваемом компрессором разрежении, что обеспечивает надежность и эффективность обнаружения утечек и повышение тем самым технической безопасности.

Для выполнения исследований использован экспериментальный стенд на основе бытового холодильника ДХ-239, компрессорная система которого заправлена холодильным агентом R600a (оптимальная масса изобутана в ней, установленная заводом-изготовителем, 38 г).

На линиях всасывания и нагнетания компрессорной системы холодильника установлены приборы измерения давления и температуры.

Вначале были проведены экспериментальные исследования влияния дозы заправки компрессорной системы на теплоэнергетические характеристики бытового холодильника (БХП). Исследования проведены при температуре окружающей среды 25 °С.

Исследования проводились при уставках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению.

На рис. 1 приведены графики зависимости от массы изобутана в компрессорной системе холодильника ДХ-239 температуры на поверхности испарителя (7-9), КРВ (1-3), суточного расхода электроэнергии (4-6) при, соответственно, минимальной, средней и максимальной установках терморегулятора.

По данным рис. 1, незначительные утечки холодильного агента из компрессорной системы БХП отражаются на теплоэнергетических характеристиках бытового холодильника. Регистрируемое понижение температуры на поверхности испарителя может быть индикатором утечки из компрессорной системы работающего бытового холодильника взрывопожароопасного хладагента изобутана.

При удалении из компрессорной системы от 3,0 до 4,5 г изобутана линейность понижения температуры на поверхности испарителя прекращается: линии 7, 8, 9 начинают сходиться. При дозе заправки 33,5 г температура t_u понижается до минус 33,8 °С. Дальнейшее понижение ее в связи с уменьшением массы изобутана в компрессорной системе уже не зависит от установки терморегулятора. Эта доза заправки может считаться критической, так как, начиная с нее, коэффициент рабочего времени холодиль-

ной машины становится равным единице при любых положениях терморегулятора (графики 1, 2, 3). Не отключение компрессора от электрической сети (КРВ = 1) — диагностический признак аварийной работы БХП. Компрессор начинает так работать при утечке из системы 4,5 г изобутана. Этой массы изобутана может быть достаточно для образования в холодильном шкафу его горючей концентрации [1]. Суточный расход электроэнергии возрастает пропорционально увеличению КРВ. Удаление из системы 3 г изобутана при максимальной установке терморегулятора характеризуется безостановочным режимом работы компрессора (КРВ = 1) и расходом электроэнергии 1,7 кВт·ч/сут. С уменьшением дозы заправки до 32,5 г температура на поверхности испарителя снижается до минус 35,9 °С. Однако при последующем удалении изобутана она начинает линейно увеличиваться: достигает значения минус 23,7 °С при остаточной массе хладагента 30,5 г.

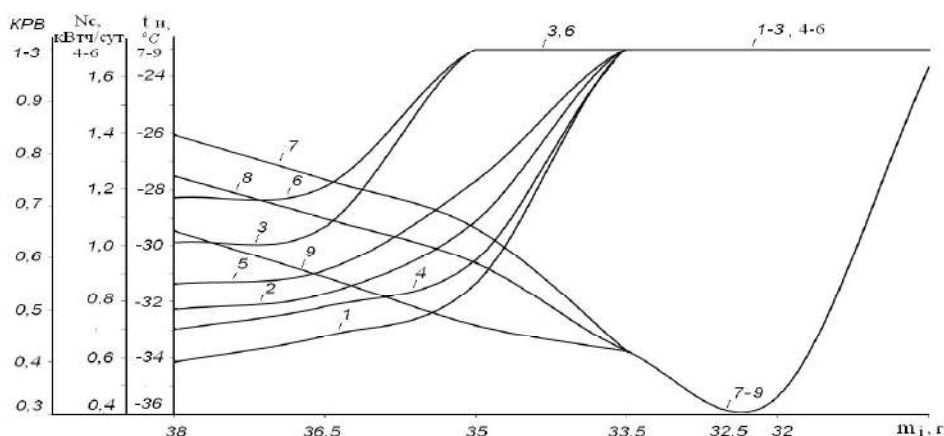


Рис. 1 – Графики зависимости от массы изобутана (m_i) в компрессорной системе БХП Норд 239 температуры на поверхности испарителя $t_{и}$ (7-9), КРВ (1-3), суточного расхода электроэнергии N_c (4-6) при установках терморегулятора, соответственно, минимальной, средней, максимальной (температура окружающей среды 25 °С)

По данным исследований, при уменьшении дозы заправки хладагента температура в морозильном и холодильном отделениях понижается, соответственно: на 2,4 °С и 1,2 °С при удалении 1,5 г изобутана; на 3 °С и 5,2 °С при удалении 3,0 г; на 4,3 °С и 6,9 °С при удалении 4,5 г. Такое понижение температуры нежелательно, так как ее величины становятся ниже заявленных паспортных значений. При этом резко повышаются КРВ и расход электроэнергии. Режим не отключения компрессора от электросети (КРВ = 1) устанавливается при дозе заправки изобутана 35,0 г и максимальной установке терморегулятора. Удаление из системы более 4,5 г изобутана приводит к превышению температуры в холодильной и морозильной камерах паспортных величин.

На основании полученных экспериментальных данных о температуре и давлении в характерных пунктах компрессорной системы построены представленные на рис. 2 термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника при дозах заправки компрессорной системы изобутаном (г): 38,0; 36,5; 35,0; 33,5; 29,0. При этом принята установка терморегулятора на максимальное охлаждение.

Анализ построенных циклов показывает, что с уменьшением массы хладагента в компрессорной системе не только увеличивается перегрев паров перед их всасыванием в компрессор, но и уменьшается величина переохлаждения жидкого холодильного агента перед его дросселированием. После удаления из системы 4,5 г изобутана в капиллярную трубку поступает не переохлажденный, а насыщенный жидкий хладагент (цикл 4). Начало дросселирования холодильного агента в этом цикле происходит из точки, расположенной на пограничной кривой $x = 0$. Дальнейшее удаление изобутана приводит к тому, что в дросселирующее устройство из конденсатора поступает влажный насыщенный пар — двухфазная система, состоящая из насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара. Диаметр жидкостных трубопроводов рассчитан на стандартную дозу заправки (38,0 г) и при нормальной работе холодильного агрегата жидкость полностью заполняет их объем. Недостаточное количество холодильного агента в системе приводит к неполному заполнению трубопровода жидкостью, вследствие чего над ней образуется насыщенный пар.

Для дозы заправки компрессорной системы меньше 33,5 г и больше 29,0 г построение термодинамических циклов не представляется возможным из-за проблематичности определения точки, соответ-

вующей началу дросселирования холодильного агента. Холодопроизводительность системы становится равной 0 (отсутствует процесс кипения холодильного агента в испарителе) при остаточной массе изобутана 29,0 г и менее, так как из капиллярной трубки в испаритель поступает изобутан в фазовом состоянии перегретого пара (цикл 5). Положение узловых точек цикла 5 определены в соответствии со значениями давления кипения и конденсации, показаниями термомпар на поверхности испарителя и всасывающего трубопровода (соответственно, точки В и А на диаграмме — рис. 2).

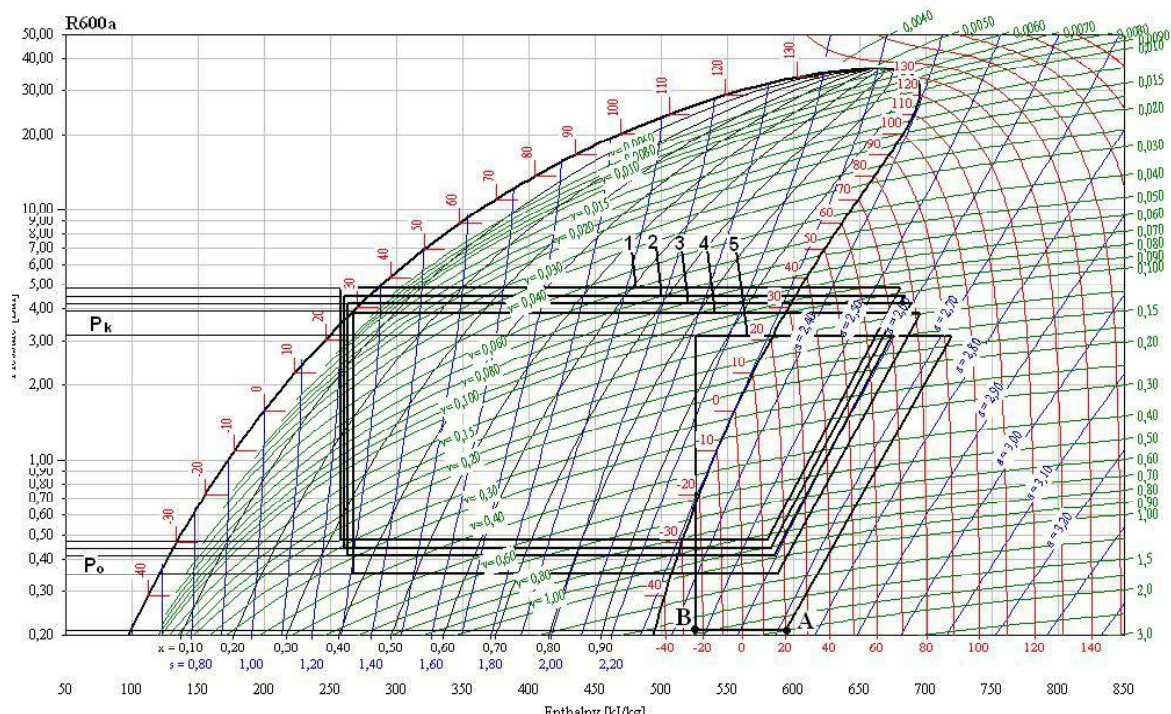


Рис. 2 – Термодинамические циклы работы холодильной машины БХП при дозах заправки ее изобутаном (г): 38,0 (1); 36,5 (2); 35,0 (3); 33,5 (4); 29,0 (5)

Выполнен тепловой расчет построенных циклов при дозах заправки компрессорной системы изобутаном (г): 38,0; 36,5; 35,0; 33,5; 29,0. Принята установка терморегулятора на максимальное охлаждение. Результаты теплового расчета построенных циклов с использованием известных теоретических положений [3] приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты теплового расчёта циклов работы холодильной машины стенового холодильника при различной дозе её заправки изобутаном

Доза заправки изобутана, г	Удельная массовая холодопроизводительность – q_0 , кДж/кг	Удельная работа сжатия – l , кДж/кг	Холодильный коэффициент – COP
38,0	261	99	2,63
36,5	250	102	2,45
35,0	242	105	2,30
33,5	235	110	2,14
29,0	0	122	–

Анализ полученных данных показывает, что величина удельной массовой холодопроизводительности убывает с уменьшением дозы заправки компрессорной системы изобутаном: от $q_0 = 261$ кДж/кг при 38,0 г до $q_0 = 0$ кДж/кг при 29,0 г и меньше. Уменьшение дозы заправки хладагента приводит к более продолжительной работе компрессора, так как единица массы холодильного агента отбирает из охлаждаемого объема меньше теплоты на величину изменения численного значения удельной массовой холодопроизводительности (при дозе изобутана 29,0 г и меньше теплота не отводится из охлаждаемого объема).

Таким образом, незначительные утечки холодильного агента из компрессорной системы бытового холодильника отражаются на его термодинамических характеристиках в связи с несоответствием дозы

заправки параметрам составных частей холодильника (компрессор, конденсатор, испаритель, трубопроводы) и существенным изменением термодинамических параметров циклов работы его компрессорной системы.

Однако теплоэнергетические характеристики работающего бытового холодильника зависят также от температуры окружающей среды. Очевидно, это обстоятельство должно быть учтено при разработке метода диагностирования утечек хладагента из компрессорной системы холодильника по изменению его термодинамических характеристик.

Исследования проводились при фиксированных значениях температуры наружного воздуха: 16, 25, 32, 38, 42 °С при установках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению.

По уравнениям регрессии, составленным на основе экспериментальных данных, построены приведенные на рис. 3 графики зависимости КПВ (1–3), суточного расхода электроэнергии (4–6), температуры на поверхности испарителя (7–9) от температуры окружающей среды.

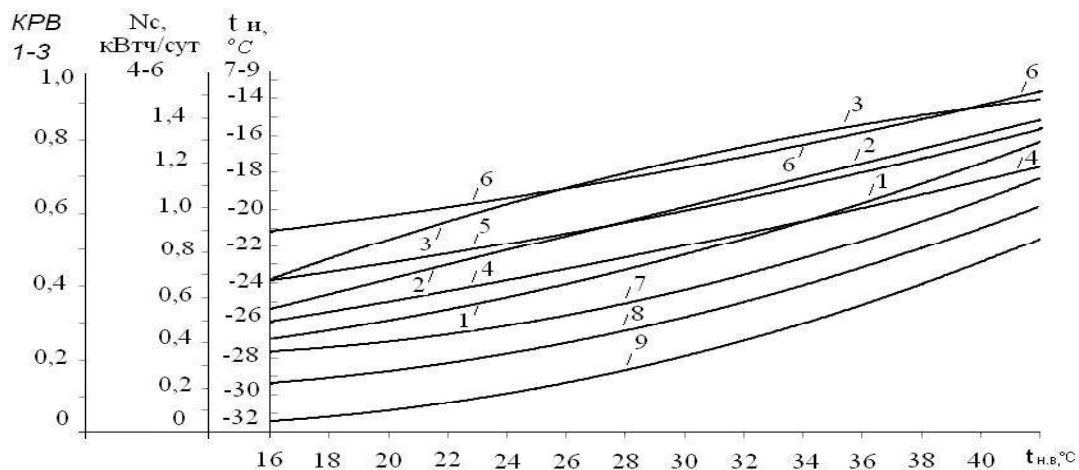


Рис. 3 – Графики зависимости численных значений КПВ (1-3), суточного расхода электроэнергии N_c (4-6), температуры на поверхности испарителя $t_{и}$ (7-9) от температуры окружающей среды при установках терморегулятора на охлаждение, соответственно, минимальное, среднее, максимальное

По данным рис. 3, изменение температурных условий окружающей среды существенно отражается на термодинамических характеристиках бытового холодильника.

Ухудшение теплоэнергетических и теплофизических характеристик работающего стендового холодильника в связи с увеличением температуры окружающей среды обусловлено увеличением теплопритоков в его холодильный шкаф, ухудшением воздухотеплообменных процессов в компрессорно-конденсаторном отделении, вследствие чего увеличивается температура конденсации хладагента, что приводит к увеличению температуры его кипения в испарителе. Наиболее низкая температура на поверхности испарителя минус 31,35 °С зарегистрирована при температуре окружающей среды +16 °С, при установке терморегулятора на максимальное охлаждение — перед остановкой циклично работающего компрессора, самое высокое значение её минус 12,13 °С зафиксировано при температуре окружающей среды 42 °С, при установке терморегулятора на минимальное охлаждение — перед включением компрессора, в работу.

Безусловно, выявленная тенденция распространяется на все модели бытовых холодильников.

На основании полученных экспериментальных данных о давлении и температуре в характерных пунктах компрессорной системы построены представленные на рис. 4 термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника при температуре наружного воздуха 16, 25, 32, 38 и 42 °С.

Результаты теплового расчета построенных циклов с использованием известных теоретических положений [3] приведены в табл. 2.

Анализ полученных данных показывает, что величина удельной массовой холодопроизводительности убывает с увеличением температуры наружного воздуха: $q_0 = 290$ кДж/кг при $t_{нв} = 16$ °С, $q_0 = 215$ кДж/кг при $t_{нв} = 42$ °С. Повышение температуры окружающей среды приводит к более продолжительной работе компрессора, так как единица массы холодильного агента отбирает из охлаждаемого объема меньше теплоты на величину изменения значения удельной массовой холодопроизводительности

(при повышении температуры наружного воздуха от 16 до 42 °С удельная массовая холодопроизводительность уменьшилась на 75 кДж/кг). На основе анализа данных табл. 2 можно сделать вывод, что повышение температуры наружного воздуха влияет также на величину удельной работы сжатия цикла: с повышением температуры окружающей среды от 16 до 42 °С удельная работа сжатия цикла увеличилась на 10 кДж/кг.

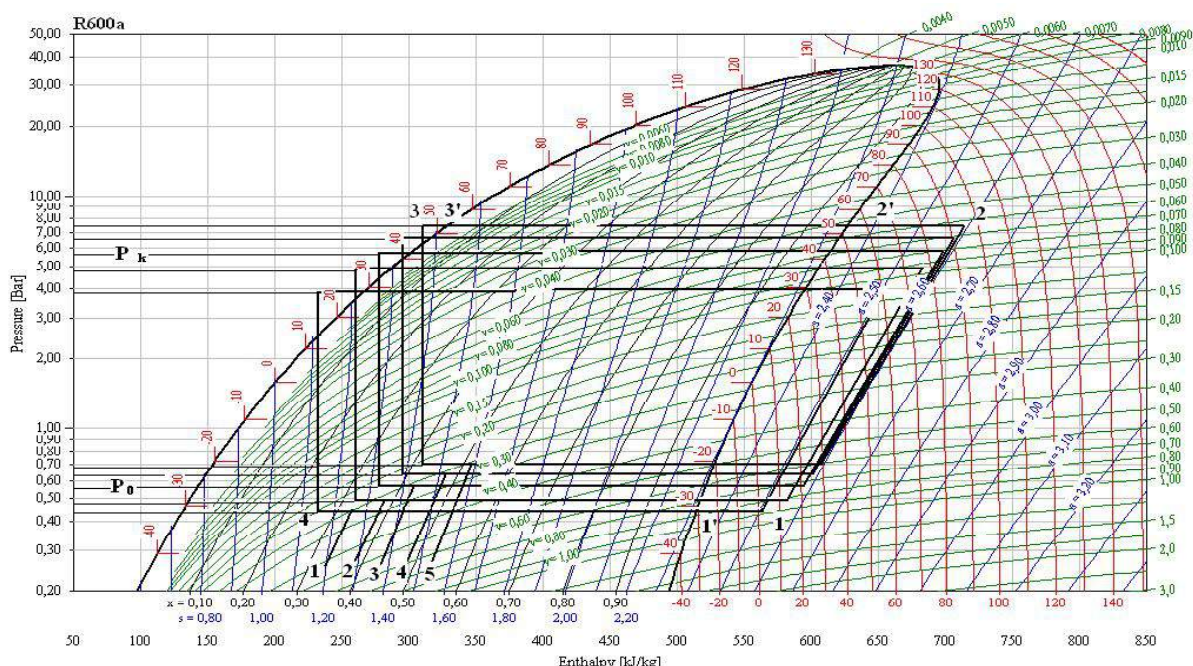


Рис. 4 – Термодинамічні цикли роботи холодильної машини БХП при температурі зовнішнього повітря 16 (1), 25 (2), 32 (3), 38 (4) і 42 (5) °С

Следствием изменения термодинамических характеристик построенных циклов является изменение холодильного коэффициента. При температуре окружающей среды $t_{н.в} = 16$ °С COP = 3,05, при $t_{н.в} = 42$ °С COP = 2,04. Повышение температуры окружающей среды от 16 до 42 °С приводит к уменьшению холодильного коэффициента почти на треть — на 33,1%. Следствием уменьшения COP являются снижение производительности компрессора, большая продолжительность его работы до отключения термостатом и повышенный расход электроэнергии. Подтверждением теоретических расчётов являются отмеченные выше изменения КПВ и суточного расхода электроэнергии при работе стендового холодильника. При увеличении температуры окружающей среды от 16 до 42 °С КПВ увеличивается от 0,46 до 0,90, расход электроэнергии — от 0,86 до 1,57 кВт·час/сут.

Таблица 2 – Результаты теплового расчёта циклов работы холодильной машины стендового холодильника при различной температуре наружного воздуха

Температура наружного воздуха – $t_{н.в}$, °С	Удельная массовая холодопроизводительность – q_0 , кДж/кг	Удельная работа сжатия – l , кДж/кг	Холодильный коэффициент – COP
16	290	95	3,05
25	261	99	2,63
32	240	102	2,35
38	224	103	2,17
42	215	105	2,04

Таким образом, изменение температурных условий окружающей среды отражается на термодинамических характеристиках бытового холодильника. Очевидно, понижение температуры на поверхности испарителя работающего бытового холодильника может быть связано с уменьшением температуры окружающей среды. Следовательно, снижение массы хладагента в компрессорной системе и понижение температуры окружающей среды — факторы каждый из которых может вызвать уменьшение температуры на поверхности испарителя.

Выводы

Таким образом, с учетом вышеизложенного, устройство реагирования на утечку хладагента из компрессорной системы работающего бытового холодильника по снижению температуры на поверхности испарителя должно настраиваться в соответствии с графиками на рис. 3. В качестве исходного данного в него подается величина температуры наружного воздуха, которая в зависимости от уставки терморегулятора задает контролируемую температуру на поверхности испарителя (ти). Понижение температуры на поверхности испарителя на 1,0...1,5 °С — сигнал на отключение холодильника от электросети, включение свето-звуковой сигнализации. Изменение температуры окружающей среды приводит к перенастройке устройства на другую контролируемую величину температуры на поверхности испарителя.

Литература

1. Осокин В.В. Научно-технические основы обеспечения надёжности, технической и экологической безопасности малой холодильной техники, работающей на углеводородах (на примере изобутана) / В.В. Осокин, В.П. Железный, К.А. Ржесик, Ю.А. Селезнёва, В.Г. Матвиенко, А.В. Ландик, Ю.В. Жидков, Г.В. Соколов; М-во образования и науки Украины, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского. – Донецк: ДонНУЭТ, 2009. – 244 с.
2. Спосіб встановлення витоків холодоагенту з компресорної системи побутових холодильників: пат. 90945 Україна: МПК (2009) F25 D,29/00 / Осокін В.В., Селезнєва Ю.А., Ржесік К.А., Сиромятов Г.С.; заявник і патентовласник Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського. – №200811794; заявл. 03.10.2008; опубл. 10.06.2010. – Бюл.№ 11.
3. Мальгина Е.В., Мальгин И.В., Суедов В.П. Холодильные машины и установки. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 592 с.

УДК 621.565.001.63

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АККУМУЛЯЦИИ ХОЛОДА ДЛЯ КАМЕР ТЕРМООБРАБОТКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Подмазко И.А., Хмельнюк М.Г., д-р техн. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

В статье приведена методика выбора холодильного оборудования и системы охлаждения для холодильников и холодильных камер. Акцентировано внимание на наиболее важных, на данный момент, вопросах проектирования холодильников. Приведена методика подбора холодильного агента, рассмотрены пути модернизации холодильного аммиачного оборудования. Предложена модернизированная схема установки с аккумулятором холода.

In article the procedure of a choice of a refrigerating machinery and system of cooling for refrigerators and refrigerating chambers is resulted. It is brought to a focus to the most important, at the moment, questions of design of refrigerators. The procedure of selection of the refrigerating agent is resulted, ways of modernization of the refrigerating ammoniac equipment are considered. The modernized diagram of installation with the accumulator of a cold is offered.

Ключевые слова: холодильное оборудование — система охлаждения — холодильный агент — аккумуляция холода.

Современный холодильный склад — это, как правило, отдельно стоящее здание, в котором находятся холодильные камеры хранения и вспомогательные помещения. Склады имеют подъездные автомобильные и железнодорожные пути и оснащены крытыми или открытыми эстакадами для приема и отпуска продукции. Конструктивные решения склада должны соответствовать СНиП 2.11.02–87 «Холодильники».

В настоящее время становится все более актуальным вопрос подбора холодильного оборудования и применения на практике наиболее оптимальных схемных решений для холодильных камер различного назначения с целью экономии затрачиваемых ресурсов и получения качественного продукта с как можно меньшей его естественной убылью после холодильных процессов, чтобы затем доставить его потребителю. Одной из проблем данного вопроса является обеспечение сохранения качества продукта после процесса термообработки, при этом затрачивая на процесс термообработки как можно меньше времени. Существующие схемы с применением различного холодильного оборудования пока еще далеки от совер-