

УДК 621.569.92.041

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ
НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ГЕРМЕТИЧНЫХ АГРЕГАТОВ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

**THEORETICAL ANALYSIS
OF THE IMPACT OF OPERATING FACTORS
ON THE HEALTH OF HERMETIC REFRIGERATORS**

А.В. КОЖЕМЯЧЕНКО, Ю.Г. ФОМИН, С.П. ПЕТРОСОВ, М.А. ЛЕМЕШКО, В.В. РУКАСЕВИЧ
A.V. KOZHEMJACHENKO, YU.G. FOMIN, S.P. PETROSOV, M.A. LEMESHKO, V.V. RUKASEVICH

(Институт сферы обслуживания и предпринимательства
(филиал) Донского государственного технического университета, г. Шахты, Ростовской области,
Ивановский государственный политехнический университет. Текстильный институт)
(Institute of the Service Sector and Businesses (branch)
Don State Technical University, Shakhty, Rostov Region,
Ivanovo State Polytechnical University. Textile Institute)
E-mail: vova1572@rambler.ru; petrosov217@rambler.ru; lem-mikhail@ya.ru

В статье выполнен анализ влияния эксплуатационных факторов, определяющих особенности теоретического цикла работы герметичного агрегата холодильной машины и влияющих на эффективность ее эксплуатации.

In this paper the analysis of operational factors which determines the peculiarities of theoretical cycle of hermetic unit and the power operating in the efficiency of operation of compression refrigerator is made.

Ключевые слова: холодильная машина, работоспособность, теоретический цикл, герметичный агрегат.

Keywords: refrigerator, working capacity, theoretical cycle, hermetic unit.

Герметичная система агрегата холодильной машины не обеспечивает доступа к обслуживанию встроенного электродвигателя хладонового компрессора; температура воздуха вокруг его кожуха и конденсатора в летний период может достигать

50°C и более; в процессе эксплуатации ХМ имеют место необратимые физико-химические процессы и реакции между компонентами рабочей среды и материалами подсистем герметичного агрегата ХМ и т.п. [2].

Современный опыт эксплуатации ХМ показывает, что в основном изменение их технического состояния обуславливается воздействием следующих эксплуатационных факторов:

- режимом работы герметичного агрегата;
- температурой и скоростью движения окружающего воздуха около конденсатора и хладонового компрессора;
- износом трибосопряжений хладонового компрессора;
- засорением внутренней системы герметичного агрегата ХМ [4];
- количеством и наличием холодильного агента;
- плотностью прилегания двери к шкафу ХМ;
- загруженностью шкафа продуктами (в бытовых холодильниках) и др. [3].

Вся совокупность вышеперечисленных факторов, как правило, снижает холодопроизводительность ХМ для обеспечения требуемого нормативного температурного уровня в низкотемпературном и холодильном отделениях, соответствующие приборы автоматики управления ХМ увеличивают значение коэффициента рабочего времени хладонового компрессора, снижают холодильный коэффициент холодильной машины и собственно ресурс работы.

С точки зрения анализа термодинамических циклов это вызывает изменение тепловых характеристик реперных точек цикла и увеличение затрат на работу холодильной машины.

Наличие дополнительного сопротивления в связи с засорением внутренней системы герметичного агрегата на пути движения хладагента предполагает появление процесса 6_p-6_o , характеризующего снижение давления в тракте на пути в испаритель и, как следствие, протекание процесса испарения при более низком давлении $6_{po}-1_o$ (рис. 1 – схема термодинамического цикла: $1-1_p-2_p-3_p-4_p-5_p-6_p$ – регенеративный цикл с адиабатическим сжатием; $1_o-1_{po}-2_{po}-3_{po}-4_{po}-5_p-6_{po}$ – действительный цикл герметичного агрегата холодильной машины

при наличии эксплуатационных отложений в жидкостном тракте).

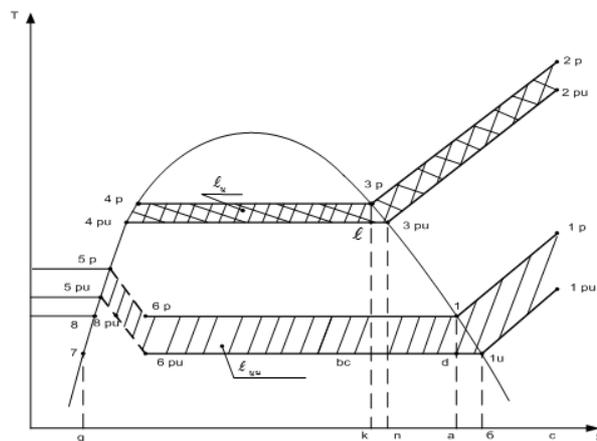


Рис. 1

При этом подогрев пара, до начала сжатия осуществляется по изобаре 1_o-1_{po} . Таким образом, площадь $1_o-1_{po}-1_p-1-6_p-6_{po}$ представляет собой дополнительную затрату работы в цикле, обусловленную несовершенством существующих средств очистки рабочей среды при наличии объективных факторов дестабилизации конструктивных и функциональных элементов.

Снижение удельной массовой холодопроизводительности предполагает увеличение удельного объема пара всасываемого, что приводит к увеличению удельной работы сжатия, с одной стороны, и снижению давления конденсации, с другой. В результате характеристики действительного термодинамического цикла с учетом возможного изменения координат реперных точек линии высокого давления изменяются. В связи с тем, что эксплуатационные характеристики агрегатов бытовых холодильных машин характеризуются малыми расходами, как показывает анализ литературных источников, снижение производительности, обусловленное наличием эксплуатационных отложений, приведет к смещению процесса конденсации в координатах $T - S$ в положение процесса, протекающего по изобаре $4_{po}-3_{po}-2_{po}$. Площадь $2_{po}-2_p-3_p-4_p-4_{po}$ характеризует возможное уменьшение работы цикла.

Анализ характеристик цикла действительного агрегата $1_o-1_{po}-2_{po}-3_{po}-4_{po}-5_p-6_{po}$

осуществляли с применением T-S диаграммы состояния хладона R-134 а диапазоне температурных границ, характерных для условий реальной эксплуатации современных конструкций холодильников и морозильников с учетом перспективы их развития на основе снижения температур в камерах и увеличения их внутреннего объема.

При анализе применяемых термодинамических циклов широкое распространение получил метод площадей с последующей обработкой результатов на вычислительных комплексах.

Ниже приводится анализ процессов, характеристики которых изменены с учетом появления дополнительного источника

$$F_{1_{po}-2_{po}-3_{po}-4_{po}-5_p-6_{po}} = F_{1_p-2_p-3_p-4_p-5_p-6_p} - F_{2_{po}-2_p-3_p-4_p-4_{po}-3_{po}} + F_{1_{po}-1_p-1-6_p-6_{po}}.$$

Площадь $3_p-3_{po}-2_{po}-2_p$ можно определить путем расчетов и последующего алгебраического сложения площадей $K-3_p-2_p-C$ и $K-3_p-3_{po}-n$ и $n-3_{po}-2_{po}-C$. Из диаграммы следует, что площадь $K-3_p-2_p-C$ определяется из уравнения:

$$F_{K-3_p-2_p-C} = (S_{2_p} - S_{3_p}) \frac{T_{2_p} + T_{3_p}}{2}, \quad (1)$$

где S_{2_p} и S_{3_p} – энтропии точек конца адиабатического сжатия и сухого насыщенного пара на линии конденсации; T_{2_p} и T_{3_p} – соответствующие им температуры.

$$F_{3_p-3_{po}-2_{po}-2_p} = \frac{1}{2} \left[S_{2_p} (T_{2_p} + T_{3_p}) - S_{3_p} (T_{2_p} - T_{3_{po}}) - S_{3_{po}} (T_{3_p} - T_{2_{po}}) - S_{2_{po}} (T_{2_{po}} + T_{3_{po}}) \right]. \quad (4)$$

Эта площадь является составляющей площади $2_{po}-2_p-3_p-4_p-4_{po}-3_{po}$, остальные со-

- площадь треугольника $e-3_{po}-3_p$ составит:

$$F_{e-3_{po}-3_p} = \frac{(T_{3_p} - T_{3_{po}})(S_{3_{po}} - S_{3_p})}{2}, \quad (5)$$

- площадь многогранника $e-3_{po}-2_{po}-2_p-3_p$ составит:

$$F_{e-3_{po}-2_{po}-2_p-3_p} = \frac{1}{2} \left[S_{2_p} (T_{2_p} + T_{3_p}) - S_{3_p} (T_{2_p} - T_{3_{po}} + T_{3_p} - T_{3_{po}}) - S_{3_{po}} (T_{3_{po}} - T_{2_{po}}) \right], \quad (6)$$

внутренней необратимости, обусловленного снижением массового расхода холодильного агента. С этой целью характеристики агрегата при наличии влияния эксплуатационных факторов выражаем через известные заданные характеристики цикла агрегата для условий их отсутствия. Работа цикла $1_o-1_{po}-2_{po}-3_{po}-4_{po}-5_p-6_{po}$ определяется путем расчета характеристики регенеративного цикла $1-1_p-2_p-3_p-4_p-5_p-6_p$ с последующим вычетом работы, эквивалентной в координатах T-S площади $2_{po}-2_p-3_p-4_p-4_{po}-3_{po}$, и сложением с величиной работы, характеризующей в этих же координатах величиной площади $1_o-1_{po}-1_p-1-6_p-6_{po}$.

$$F_{K-3_p-3_{po}-n} = (S_{3_{po}} - S_{3_p}) \frac{T_{3_p} + T_{3_{po}}}{2}, \quad (2)$$

где $S_{3_{po}}$ и $T_{3_{po}}$ – энтропия и температура сухого насыщенного пара для агрегата при наличии отложений.

$$F_{n-3_{po}-2_{po}-C} = (S_{2_{po}} - S_{3_{po}}) \frac{T_{3_{po}} + T_{2_{po}}}{2}, \quad (3)$$

где $S_{2_{po}}$ и $T_{2_{po}}$ – энтропия и температура хладона в конце адиабатического сжатия.

Таким образом,

ставяющие которой определяются из следующих выражений:

- площадь четырехугольника $e-3_p-4_p-4_{po}$
составит:

$$F_{e-3_p-4_p-4_{po}} = \frac{(S_{3_p} - S_{4_{po}}) + (S_{3_p} - S_{4_p})}{2} (T_{3_p} - T_{4_{po}}), \quad (7)$$

где S_{4_p} и $S_{4_{po}}$ – энтропии цикла с адиабатическим сжатием и реального агрегата при наличии отложений; $T_{4_{po}}$ – температура насыщенной жидкости для реального агрегата с отложениями.

В целом снижение работы цикла, эквивалентное площади $3_{po}-2_{po}-2_p-3_p-4_p-4_{po}$, составляет:

$$I_{цо}^{кд} = \frac{1}{2} \left[S_{2_p} (T_{2_p} + T_{3_p}) - S_{2_{po}} (T_{2_{po}} + T_{3_p}) - S_{3_{po}} (T_{3_p} - T_{2_{po}}) - \right. \\ \left. - S_{3_{po}} (2T_{4_{po}} - T_{3_p} + T_{2_p} - 2T_{3_{po}}) - (T_{3_p} - T_{4_{po}})(S_{4_{po}} + S_{4_p}) \right], \quad (8)$$

где индекс "кд" означает уменьшение работы на линии высокого давления, обусловленное снижением производительности.

Рост удельной работы цикла на стороне низкого давления определяется путем алгебраического сложения площадей: $a-1-1_p-c$, $a-1-1_o-b$, $b-1_o-1_{po}-c$ и $d-1-b_p-b_{po}$.

$$F_{1_o-1_{po}-1_p-b_p-b_o} = F_{a-1-1_p-c} - (F_{a-1-1_o-b} + F_{b-1_o-1_{po}-c}) + F_{d-1-1_o} + F_{d-1-b_p-b_{po}}.$$

Площадь $1-1_o-1_{po}-1_p$ находим из выражения:

$$F_{1-1_o-1_{po}-1_p} = \frac{1}{2} \left[S_{1_p} (T_{1_p} + T_1) - S_1 (T_{1_p} - T_{1_o}) - S_{1_o} (T_1 - T_{1_{po}}) - S_{1_{po}} (T_{1_{po}} + T_{1_o}) \right]. \quad (9)$$

Эта площадь составляющей площади $1_o-1_{po}-1_p-1-b_p-b_{po}$, остальные составляющие которой определяются из следующих выражений:

- площадь треугольника $d-1-1_o$:

$$F_{d-1-1_o} = \frac{(T_1 - T_{1_o})(S_{1_o} - S_1)}{2}, \quad (10)$$

где S_1 и S_{1_o} – энтропии соответственно для регенеративного цикла с адиабатическим сжатием и реального агрегата на линии насыщения; T_1 и T_{1_o} – соответствующие им температуры.

В целом площадь $d-1_o-1_{po}-1_p-1$ составляет:

$$F_{d-1_o-1_{po}-1_p-1} = \frac{1}{2} \left[S_{1_p} (T_{1_p} + T_1) - S_1 (T_{1_p} - T_{1_o} + T_1 - T_{1_o}) - S_{1_o} (T_{1_o} - T_{1_{po}}) - S_{1_{po}} (T_{1_{po}} + T_{1_o}) \right]. \quad (11)$$

Площадь четырехугольника $d-1-b_p-b_o$:

$$F_{d-1-b_p-b_o} = \frac{(S_1 - S_{b_{po}})(S_1 - S_{b_p})(T_1 - T_{b_{po}})}{2}, \quad (12)$$

где S_{b_p} и $S_{b_{po}}$ – соответственно энтропии точек окончания дросселирования для

циклов регенеративного исходного и при наличии отложений; $T_{b_{po}}$ – температура, равная T_{1_o} .

В результате рост работы цикла, обусловленной снижением нижней границы, определяется уравнением:

$$l_{\text{ис}}^{\text{вс}} = \frac{1}{2} \left[S_{1p} (T_{1p} + T_1) - S_{1po} (T_{1po} + T_{1o}) - S_{1o} (T_{1o} - T_{1po}) - S_1 (2T_{\text{ср}} - T_1 + T_{1p} - 2T_{1o}) - (T_1 - T_{\text{ср}}) (S_{\text{ср}} + S_{\text{ср}}) \right]. \quad (13)$$

Площади, характеризующие затраты работы на реализацию соответствующих процессов, можно определять также путем интегрирования уравнений линий, характеризующих каждый конкретный процесс рассматриваемого цикла.

$$l_{1-1_o-1_{po}-1_p} = \int_{S_1}^{S_{1p}} \frac{(S-S_1)(T_{1p}-T_1) + T_1(S_{1p}-S_1)}{S_{1p}-S_1} dS - \int_{S_1}^{S_{1o}} \frac{(S-S_1)(T_{1o}-T_1) + T_1(S_{1o}-S_1)}{S_{1o}-S_1} dS - \int_{S_{1o}}^{S_{1po}} \frac{(S-S_{1o})(T_{1po}-T_{1o}) + T_{1o}(S_{1po}-S_{1o})}{S_{1po}-S_{1o}} dS. \quad (14)$$

Аналогично определяются остальные составляющие работы цикла, и с последующей компьютерной обработкой находят их количественные характеристики.

В общем случае уравнение для определения работы реального цикла с учетом наличия отложений в общем виде может быть представлено в виде:

$$l_{po} = l_p - l_{\text{ис}}^{\text{кл}} + l_{\text{ис}}^{\text{вс}}, \quad (15)$$

где l_p – работа, совершаемая в регенеративном цикле компрессионной холодиль-

ной машины с адиабатическим сжатием перегретого пара и регенерацией; $l_{\text{ис}}^{\text{кл}}$ и $l_{\text{ис}}^{\text{вс}}$ – соответственно величины частных работ, обусловленных наличием отложений и приводящих на этой основе к изменению характеристик применяемого термодинамического цикла.

Как показано Л.М. Розенфельдом [5], величина l_p в пределах температурных границ, характерных для реальных условий эксплуатации холодильной машины, может быть представлена в виде:

$$l_p = \frac{T-T_o}{T_o} C'_x (T-T_o) \left[K - \frac{M}{2} - \frac{LM}{\mu_1 - 1} \frac{T}{T-T_o} + L_1 \left(\frac{2T}{T-T_o} \frac{1}{\mu_1 - 1} + 1 \right) \right], \quad (16)$$

где T и T_o – соответственно значения температур, характерных для верхней и нижней границы регенеративного цикла [6]; C'_x – теплоемкость жидкого хладона R134a на левой пограничной кривой в диаграмме; K – безразмерный критерий, характеризующий термодинамические свойства хладона R134a, в пределах температурных границ применяемых циклов определяется из формулы [7]:

$$K = \frac{r_o}{C'_x [T-T_o]},$$

где r_o – теплота парообразования жидкого хладона R134a; M – безразмерный критерий, характеризующий температурные гра-

ницы цикла; величина M определяется из выражения:

$$M = \frac{T_o}{T_m},$$

где T_m – среднее арифметическое значение температур, характерных для верхней и нижней границ; $T_m = \frac{T_o + T}{2}$; L – безразмерная величина, характеризующая отношение теплоемкостей перегретого пара и насыщенной жидкости в пределах температурных границ цикла, определяется из выражения:

$$L = \frac{C_x''}{C_x'},$$

где Cx'' – теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении; μ_1 – коэффициент преобразования цикла теплового насоса; L_1 – безразмерный комплекс, характеризующий соотношение теплоемкостей перегретого пара и насыщенной жидкости; величина L_1 определяется из выражения:

$$L = \frac{C_p}{C_x'}$$

С учетом вышесказанного величина ℓ_p может быть записана в виде:

$$\ell_p = \frac{C_x'}{E_c} (T_{3p} - T_1) \left[K - \frac{M}{2} - \frac{LM}{\mu_1 - 1} \frac{T_{3p}}{T_{3p} - T_1} + L_1 \left(\frac{2T_{3p}}{(T_{3p} - T_1)(\mu_1 - 1)} + 1 \right) \right], \quad (17)$$

где E_c – холодильный коэффициент идеального цикла Карно.

Величина удельной массовой холодопроизводительности определяется из уравнения:

$$q_{o_{po}} = r_0^o - \left[T_{3p} (\overline{\Delta Ga_2})^{\bar{k}} - T_1 (\overline{\Delta Ga_1})^{\bar{k}} \right] (C_x' + C_p). \quad (18)$$

В результате холодильный коэффициент реального термодинамического цикла

$1_o-1_{po}-2_{po}-3_{po}-4_{po}-5_{po}-6_{po}$ представляем в виде:

$$E_{po} = \frac{r_0^o - \left[T_{3p} (\overline{\Delta Ga_2})^{\bar{k}} - T_1 (\overline{\Delta Ga_1})^{\bar{k}} \right] (C_x' + C_p)}{\ell_{po}}. \quad (19)$$

ВЫВОДЫ

Имея параметры изменения расхода холодильного агента $\overline{\Delta Ga_2}$ и $\overline{\Delta Ga_1}$, обусловленного влиянием эксплуатационных факторов, с использованием уравнений (1) и (2) можно определить теоретическое изменение работы применяемого цикла в сравнении с базовым, а затем известным способом вычислить степень снижения энергетической эффективности реального цикла и соответственно работоспособность холодильной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Якобсон В.Б.* Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
2. *Кожмяченко А.В., Петросов С.П., Лемешко М.А. и др.* Определение предельно допустимых значений энергетических показателей качества бытовых компрессионных холодильных приборов

// Изв. вузов. Сев.-Кав. Регион. Технические науки. – 2014. С.132...138.

3. *Нимич Г.В., Михайлов В.А., Бондарь Е.С.* Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. – К.: ТОВ "Видавничий будинок "Аванпост-Прим", 2003.

4. *Кожмяченко А.В.* Влияние загрязнений на работоспособность герметичных агрегатов бытовых холодильников и повышение их энергетических эксплуатационных характеристик при ремонте: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: МТИ.

5. *Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г.* Холодильные машины и агрегаты. – М.: Госториздат, 1962.

6. *Осокин В.В., Кудрин А.Б., Дёмин М.В.* О влиянии температуры окружающей среды на теплоэнергетические характеристики бытового холодильника // Холодильна техніка і технологія. – Одеса, 2011, № 1(129). С. 17...22.

7. *Бадилькес И.С.* Рабочие вещества и процессы холодильных машин. – М.: Госториздат, 1962.

REFERENCES

1. *Jakobson V.B.* Malye holodil'nye mashiny. – М.: Pishhevaya promyshlennost', 1977.

2. Kozhemjachenko A.V., Petrosov S.P., Lemeshko M.A. i dr. Opredelenie predel'no dopustimyh znachenij jenergeticheskikh pokazatelej kachestva bytovyh kompressionnyh holodil'nyh priborov // Izv. vuzov. Sev.-Kav. Region. Tehnicheskie nauki. – 2014. S.132...138.

3. Nimich G.V., Mihajlov V.A., Bondar' E.S. Sovremennye sistemy ventiljacii i kondicionirovanija vozduha. – K.: TOV "Vidavnichij budinok "Avanpost-Prim", 2003.

4. Kozhemjachenko A.V. Vlijanie zagrjaznenij na rabotosposobnost' germetichnyh agregatov bytovyh holodil'nikov i povysenie ih jenergeticheskikh jekspluatacionnyh harakteristik pri remonte: Dis. ... kand. tehn. nauk. – M.: MTI.

5. Rozenfel'd L.M., Tkachev A.G. Holodil'nye mashiny i agregaty. – M.:Gostorizdat, 1962.

6. Osokin V.V., Kudrin A.B., Djomin M.V. O vlijanii temperatury okruzhajushhej sredy na teplojenergeticheskie harakteristiki bytovogo holodil'nika // Holodil'na tehnika i tehnologija. – Odesa, 2011, №1(129). S. 17...22.

7. Badyl'kes I.S. Rabochie veshhestva i processy holodil'nyh mashin. – M.: Gostorizdat, 1962.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильного отделочного оборудования ТИ ИВГПУ.
Поступила 24.11.14.
