

УДК 621.569.92.041

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДРОССЕЛЕЙ
КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

**THEORETICAL DETERMINATION OF DIAGNOSTIC PARAMETERS
OF THE TECHNICAL CONDITION
OF THE CHOKE COMPRESSION REFRIGERATING MACHINES**

А.В. КОЖЕМЯЧЕНКО, Ю.Г. ФОМИН, М.А. ЛЕМЕШКО, А.В. НОВИКОВ, Т.П. ТУЦКАЯ
A.V. KOZHEMJACHENKO, YU.G. FOMIN, M.A. LEMESHKO, A.V. NOVIKOV, T.P. TUTSKAYA

(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,
Ivanovo State Polytechnical University. Textile Institute)

E-mail: vova1572@rambler.ru; lem-mikhail@ya.ru; corppi@yandex.ru; ameli168@mail.ru

В статье выполнен анализ причин засорения капиллярных трубок в процессе эксплуатации герметичных агрегатов компрессионных холодильных машин и теоретически определены допустимые величины степени их засорения.

This article gives an analysis of the causes clogging of the capillary tubes during operation of hermetic units compression refrigerating machines and theoretically determined the admissible values of the degree of clogging.

Ключевые слова: холодильная машина, эксплуатационные примеси, засорения, предельно-допустимые значения.

Keywords: refrigerating machine, operating impurities, contamination, maximum permissible values.

Целью настоящей работы является теоретическое определение предельно-допустимых значений перепада давления рабочей среды, создаваемого наличием эксплуатационных загрязнений внутри дросселей герметичного агрегата [1], [2],

вызывающих изменение проходимости и температурного уровня его подсистем [3].

Теоретический анализ работы дроссельного элемента (капиллярной трубки) проводили с учетом изменения его проходимости.

На рис. 1 (— — — — жидкое состояние хладона; - - - - парожидкостное состояние хладона; ••••• — газообразное состояние хладона) показаны процессы изменения состояния хладона в капиллярной трубке в i - $\lg P$ диаграмме [4], [5].

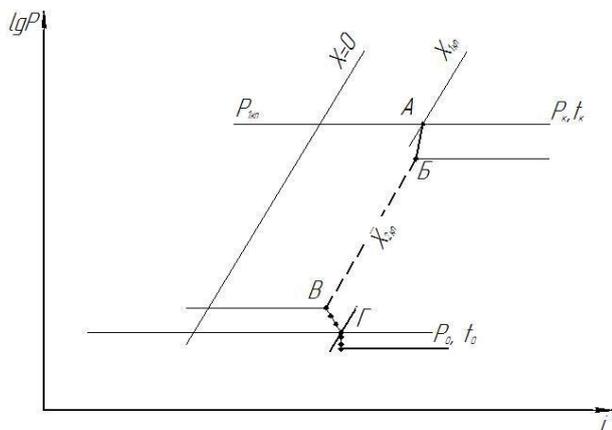


Рис. 1

На участке АБ хладон находится в жидком состоянии, на участке БВ – в парожидкостном состоянии, а на участке ВГ хладон находится в газообразном состоянии.

Фазовое состояние хладона на каждом из трех участков может быть математически представлено следующим образом.

Полагаем, что на участке АБ истечение жидкого хладона соответствует закону сплошного потока жидкости, то есть обычному гидродинамическому потоку. Выделив элементарный участок, составляем уравнение равновесия всех сил, действующих на поток жидкого хладона:

$$F_1 - F_2 - F_3 = 0,$$

где F_1 – сила давления; F_2 – сила тяжести; F_3 – сила инерции жидкого хладона.

Сила давления F_1 потока хладона элементарного участка определяется по следующей формуле:

$$F_1 = PdS = \rho\pi D dL_p, \quad (1)$$

где P – давление жидкости; dS – площадь элементарного участка; D – диаметр капиллярной трубки; dL_p – длина элементарного участка.

Силу тяжести жидкости определим по формуле:

$$F_2 = m_{ж}g = \frac{\rho\pi D^2}{4dL_p}g, \quad (2)$$

где $m_{ж}$ – масса жидкости; g – ускорение свободного падения; ρ – плотность жидкого потока.

Сила инерции жидкого хладона определяется по формуле:

$$F_3 = m_{ж} \frac{dV}{dt}, \quad (3)$$

где $\frac{dV}{dt}$ – ускорение жидкого хладона.

Учитывая формулы (1) ... (3), получаем:

$$\rho\pi D dL_p - \frac{\rho\pi D^2}{4dL_p}g - m_{ж} \frac{dV}{dt} = 0,$$

или

$$\rho\pi D dL_p - \rho \frac{\pi D^2}{4} dL_p g - \rho \frac{\pi D^2}{4} dL_p \frac{dV}{dt} = 0,$$

где $\rho \frac{\pi D^2}{4} \frac{dL_p}{dt}$ – массовый расход жидкого хладона.

Обозначая $\rho \frac{\pi D^2}{4} \frac{dL_p}{dt} = \mu$, получим:

$$\rho\pi D dL_p - \rho \frac{\pi D^2}{4} dL_p g - \mu dV = 0. \quad (4)$$

Интегрируем уравнение (4):

$$\rho\pi D \int dL_p - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \int dL_p - \mu \int dV = C.$$

Общим интегралом является выражение:

$$\rho\pi D L_p - \rho \frac{\pi D^2}{4} L_p g - \mu V = C,$$

или

$$L_p \left(\rho\pi D - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \right) - \mu V = C. \quad (5)$$

Задаемся начальными условиями $L_p = L_{p0}$; $V = V_0$ и подставляем их в уравнение (5):

$$L_p \left(\rho \pi D - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \right) - \mu V = L_{p0} \left(\rho \pi D - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \right) - \mu V_0,$$

$$\rho \pi D (L_p - L_{p0}) - \rho \frac{\pi D^2}{4} g (L_p - L_{p0}) - \mu (V - V_0) = 0.$$

Обозначая $L_p - L_{p0} = \Delta L_p$; $V - V_0 = \Delta V$,
имеем:

$$\rho \pi D \Delta L_p - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \Delta L_p - \mu \Delta V = 0,$$

или

$$\rho \pi D \Delta L_p = \mu \Delta V + \rho \frac{\pi D^2}{4} g \Delta L_p,$$

откуда:

$$\rho = \frac{1}{\pi D} \left(\frac{\mu \Delta V}{\Delta L_p} + \rho \frac{\pi D^2}{4} g \right).$$

Для участка БВ составляем соотношение падения давления парожидкостной смеси к падению давления жидкого хладагента. При этом принимаем модель течения парожидкостной смеси гомогенной, так как в этом случае двухфазный поток рассматривается как однофазная жидкость.

Тогда имеем:

$$\frac{\Delta P_{см}}{\Delta P_{ж}} = 1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} x,$$

где $\Delta P_{см}$ – падение давления парожидкостной смеси на участке БВ; $\Delta P_{ж}$ – падение давления жидкого хладагента на участке АБ; ρ' – плотность пара; ρ'' – плотность жидкости; x – массовый расход паросодержания.

Массовый расход паросодержания вычисляем по формуле:

$$x = \frac{G''}{G_{см}} = \frac{G''}{G'' + G'}, \quad (7)$$

$$L_{p0} \left(\rho \pi D - \rho \frac{\pi D^2}{4} g \right) - \mu V_0 = C. \quad (6)$$

Учитывая уравнения (5) и (6), получим:

где G'' – массовый расход пара; G' – массовый расход жидкости; $G_{см}$ – массовый расход парожидкостной смеси.

Учитывая выражение (7), имеем:

$$\frac{\Delta P_{см}}{\Delta P_{ж}} = 1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \cdot \frac{G''}{G'' + G'}.$$

Отсюда:

$$\Delta P_{см} = \Delta P_{ж} \left(1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \cdot \frac{G''}{G'' + G'} \right).$$

Давление газа на участке ВГ определим по формуле:

$$P_{г} = P_{ж} - \frac{2\tau}{R},$$

где $P_{г}$ – давление газа на участке ВГ; $P_{ж}$ – давление жидкости на участке АБ; R – радиус кривизны капиллярной трубки; τ – удельная энергия поверхности парожидкостной смеси.

Удельную энергию поверхности парожидкостной смеси определяем согласно эмпирической зависимости:

$$\tau = \tau_0 \left(1 - \frac{T}{T_{кр}} \right)^{\frac{11}{9}}, \quad (8)$$

где τ – коэффициент, зависящий от температуры хладагента в жидком состоянии; T – температура хладагента в жидком состоянии; $T_{кр}$ – критическая температура хладагента R12.

Учитывая формулу (8,) получаем:

$$P_r = P_{ж} - \frac{2\tau_0}{R} \left(1 - \frac{T}{T_{кр}}\right)^{\frac{11}{9}}.$$

Температура на отдельных участках капиллярной трубки определяется из выражения:

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right)(V - v) = RT,$$

откуда:

$$T = \frac{\left(P + \frac{a}{V^2}\right)(V - v)}{R},$$

где P – давление на участках; V – объем хладона; T – температура на отдельном участке; R – газовая постоянная; a и v – постоянные, зависящие от $P_{кр}$ и $V_{кр}$ хладона.

Длина участка АБ определяется из уравнения пленкопередачи через цилиндрическую поверхность:

$$L_{AB} = \frac{\theta \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} \right)}{\pi(t_{ж} - t_0)},$$

где α_1 – коэффициент теплопередачи от парожидкостной смеси к внутренним поверхностям капиллярной трубки; α_2 – коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности всасывающего патрубка к пару; $D_{вн}$ – внутренний диаметр всасывающего патрубка; D_n – наружный диаметр всасывающего патрубка; λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности материала капиллярной трубки и всасывающего патрубка; $t_{п.с}$ – температура парожидкостной смеси хладона; $t_{пар}$ – температура пара хладона, проходящего по всасывающему трубопроводу; θ – количество тепла, которое отводится от парожидкостной смеси.

где $t_{ж}$ – температура жидкого хладона; t_0 – температура окружающей среды; d_n – наружный диаметр капиллярной трубки; $d_{вн}$ – внутренний диаметр капиллярной трубки; α_1 – коэффициент теплопередачи от жидкого хладона к внутренней поверхности капиллярной трубки; α_2 – коэффициент теплопередачи от наружной поверхности капиллярной трубки к окружающей среде; λ – коэффициент теплопроводности материала капиллярной трубки; θ – количество тепла, которое отводится от жидкого хладона к окружающей среде.

Температуру внутренней поверхности в °С определяем по формуле:

$$t_{вн} = t_{ж} - \frac{\theta}{\alpha_1 d_{вн} \pi \ell}.$$

Температуру наружной поверхности определяем из выражения:

$$t_n = t_0 - \frac{\theta}{\alpha_2 d_n \pi \ell}.$$

Длина участка БВ определяется по формуле:

$$L_{БВ} = \frac{\theta \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{D_n}{d_n} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{D_{вн}}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 D_{вн}} \right)}{\pi(t_{п.с} - t_{пар})},$$

Длину участка ВГ определим по формуле:

$$L_{ВГ} = \frac{\theta \left(\frac{1}{\alpha_1 d_n} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{вн}}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 d_{вн}} \right)}{\pi \Delta t},$$

где Δt – разность температур окружающей среды и газообразного хладона; θ – количества тепла, подводимое извне к поверхности капиллярной трубки.

Холодопроизводительность чистой капиллярной трубки на участках определяется по формуле:

$$Q_k = G_a C_p \Delta T,$$

где G_a – массовый расход хладагента на соответствующих участках; C_p – теплоемкость хладагента на соответствующих участках; ΔT – разность температур хладагента на соответствующих участках.

Составим соотношение холодопроизводительности чистой и засоренной капиллярной трубки:

$$\frac{Q'_k}{Q_k} = \frac{G'_a \Delta T'}{G_a \Delta T} \leq 7\% ,$$

откуда:

$$\Delta T = \frac{G'_a \Delta T'}{0,07 G_a} . \quad (9)$$

ВЫВОДЫ

Выражение дает возможность определять предельно допустимое значение ΔT , при котором герметичный холодильный агрегат считается работоспособным, а также обеспечивает получение диагностического параметра, характеризующего остаточную годность бытовой холодильной машины, находящейся в стадии эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кожмяченко А.В.* Влияние загрязнений на работоспособность герметичных агрегатов бытовых холодильников и повышение их эксплуатационных характеристик при ремонте: Дис....канд. техн. наук. – М., 1988.

2. *Кожмяченко А.В., Лемешко М.А., Рукаевич В.В.* Диагностирование технического состояния бытовых холодильных приборов // Изв. вузов Сев.-Кавказский регион, Технические науки. – 2011, №4. С. 110...115.

3. *Кожмяченко А.В., Болгов И.В.* Факторы, влияющие на долговечность фильтр-осушителей герметичных агрегатов бытовых холодильников // Сб. научн. тр. – Московский технологический институт, вып. 61, 1986. С. 8...12.

4. *Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г.* Холодильные машины и аппараты. – М.: Госторгиздат, 1962.

5. *Якобсон В.Б.* Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977.

REFERENCES

1. *Kozhemjachenko A.V.* Vlijanie zagrjaznenij na rabotosposobnost' germetichnyh agregatov bytovyh holodil'nikov i povyshenie ih jekspluatacionnyh harakteristik pri remonte: Dis....kand. tehn. nauk. – M., 1988.

2. *Kozhemjachenko A.V., Lemeshko M.A., Rukasevich V.V.* Diagnostirovanie tehničeskogo sostojanija bytovyh holodil'nyh priborov // Izv. vuzov Sev.-Kavkazskij region, Tehničeskije nauki. – 2011, №4. S. 110...115.

3. *Kozhemjachenko A.V., Bolgov I.V.* Faktory, vlijajushhie na dolgovechnost' fil'trosushitelej germetichnyh agregatov bytovyh holodil'nikov // Sb. nauchn. tr. – Moskovskij tehnologičeskij institut, vyp. 61, 1986. S. 8...12.

4. *Rozenfel'd L.M., Tkachev A.G.* Holodil'nye mashiny i apparaty. – M.: Gostorgizdat, 1962.

5. *Jakobson V.B.* Malye holodil'nye mashiny. – M.: Pishhevaja promyshlennost', 1977.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильного отделочного оборудования ТИ ИВГПУ. Поступила 30.01.15.