

9. Service Experience of MAN B&W Low Speed Diesel Engines. 2010. MAN Diesel & Turbo Teglholsmsgade 41.2450 Copenhagen SV, Denmark, www.mandieselturbo.com
10. Temperature monitoring system GB-10. KONGSBERG MARITIME AS NO-7005 Trondheim, Norway. www.kongsberg.com
11. Temperature monitoring system SENTRY GB-100. KONGSBERG MARITIME AS NO-7005 Trondheim, Norway. www.kongsberg.com
12. Wireless temperature monitoring for bearings in diesel engines. KONGSBERG MARITIME AS NO-7005 Trondheim, Norway. www.kongsberg.com

УДК 621.22-253

DOI: 10.34046/aumsuomt93/14

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ, ВЫЗВАННЫХ ПЕРЕТЕЧКАМИ В ПОЛОСТИ СЖАТИЯ СПИРАЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

*Д.О. Владецкий, кандидат технических наук, доцент
А.Б. Гончар, начальник лаборатории
С.Н. Ефремов, кандидат технических наук, доцент
В.А. Тимофеев, старший преподаватель*

В данной статье рассмотрены результаты расчета и анализ потерь, вызванных перетечками при прохождении пара хладагента R22 в полости сжатия спирального компрессора холодильной машины, работающей в режиме кондиционирования. Предложен эксергетический метод анализа снижения работоспособности потока рабочей среды из-за потерь от перетечек пара.

Ключевые слова: перетечки, полость сжатия орбитальный угол, хладагент, потери, параметры, эксергия, работоспособность.

This article describes the results of calculation and analysis of losses caused by overflows during the passage of refrigerant R22 vapor in the compression cavity of the spiral compressor of the refrigeration machine operating in the air conditioning mode. The proposed method of analysis of the exergy decrement of flow of the working medium because of losses from leakages of steam.

Keywords: overflows, compression cavity, orbital angle, refrigerant, losses, parameters, exergy, operability.

В спиральном компрессоре используется принцип объемного сжатия. Подвижная спираль совершает относительно неподвижной плоскопараллельное движение с малым радиусом, равным эксцентриситету приводного вала. Это обеспечивает очень малый взаимный контакт движущихся частей компрессора. При этом динамика движения на периферии спиралей (область низкого давления) идентична динамике движения в центре (в конечной фазе цикла сжатия). Так как окружная скорость или скорость перемещения поверхностей спиралей относительно друг друга ниже, чем у поршневых компрессоров, при большей частоте вращения вала происходит за один и тот же промежуток времени «двойное сжатие». Высокая степень сжатия достигается за счет того, что используется около 95% рабочего объема.

В работах авторов [1, 2] рассмотрены термодинамические процессы, связанные с перетечками при сжатии пара R22 в спиральном холодильном компрессоре модели ZR94KC-TFD.

Данная работа ставит своей целью проанализировать объемные и энергетические потери потока хладагента при сжатии в рабочей полости, связанные с перетечками.

Основная задача – определить работоспособность, рассматриваемого компрессора, методом эксергетического анализа.

Объемные и энергетические потери от перетечек в процессе сжатия выявляются с использованием термических и калорических уравнений состояния рабочей среды.

$\rho = \frac{m}{v}$; $T = \frac{(k-1)v}{mR}$; $P = \rho hT$; $h = RT \frac{k}{k-1}$ или $h = c_p T$, причем удельная теплоемкость меняется в зависимости от давления.

Течение пара хладагента в щелях, рассматриваемого спирального компрессора, считаем ламинарным, характерную для каждого зазора высоту δ считаем малой по сравнению с его глубиной b , а также считаем малым комплекс $\frac{\delta}{b Re}$.

Влияние различных объемных потерь на производительность спирального компрессора, как и для поршневого, оценивается коэффициентом подачи

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_{nl} \cdot \lambda_n,$$

где коэффициенты λ_w, λ_{nl} и λ_n относятся к скрытым и определяются расчетом.

Объемный коэффициент λ_c учитывает потери от обратного расширения хладагента, оставшегося в мертвом объеме поршневого компрессора. Спиральные компрессоры не имеют мертвого объема, таким образом $\lambda_c = 0$.

Коэффициент подогрева λ_w является паразитным нагревом хладагента. Такой нагрев в спиральных компрессорах отсутствует, так как нагнетательное окно располагается в центре спирального блока на значительном удалении от «холодной» области всасывания.

Таблица 1 – Участки полости сжатия спирального компрессора

Участок №	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
Орбитальные углы θ , град	719 ... 809,7	809,7 ... 899,7	899,7 ... 989,8	989,8 ... 1023,3	1023,3 ... 1169,9	1169,9 ... 1260	1260 ... 1350

При точном определении потери давления в изменяющейся рабочей полости спирального компрессора использование уравнения термодинамического равновесия $P \cdot v = R \cdot T \cdot m$ недостаточно корректно, так как необходимо учитывать сжимаемость пара, изменение площади сечения щели, а также влияние вращения и кориолисовой силы.

Для устранения трудностей, появляющихся при их учете, потери записываются в виде полуэмпирического уравнения (закон Прандтля – Кармана), анализирующее механическое сопротивление потока перетечек через щель:

$$z_{\theta} = \lambda_{\theta} \frac{b}{4 \cdot d_e} g \rho_{\theta} w_{\theta}^2,$$

где λ_{θ} – коэффициент сопротивления для соответствующего орбитального угла θ (при допущении ламинарного течения), $\lambda_{\theta} = 64 / Re_{\theta}$;

b – ширина щели, м;

$$d_e = \frac{4\delta}{b + l_{щ}} - \text{эквивалентный гидравлический диаметр;}$$

Коэффициент прочих потерь λ_n у спирального компрессора не оказывает существенного влияния на величину коэффициента наполнения, так как у него отсутствуют всасывающий и нагнетательный клапаны. В результате основной причиной потери производительности спирального компрессора являются перетечки.

Как показал анализ [1] перетечек в рабочей полости спирального компрессора массовый секундный расход пара R22 на стороне всасывания составлял $G_{oc} = 0,0278$ кг/с, а на выходе из полости сжатия в результате перетечек уменьшился на $m = 7,82 \cdot 10^{-4}$ кг/с. Таким образом, коэффициент плотности λ_{nl} составил 0,97.

Для удобства рассмотрения изменения энергетических характеристик в рабочей полости спирального холодильного компрессора полость разбили на участки с момента всасывания на равные величины изменения орбитального угла (таблица 1).

δ и $l_{щ}$ – соответственно высота и длина щели, м;

ρ_{θ} – плотность истекаемого пара, кг/м³;

$$w_{\theta} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{\theta 2} v_{\theta 1} \left(1 - \frac{P_{\theta 1}}{P_{\theta 2}}\right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

здесь $P_{\theta 1}$ и $P_{\theta 2}$ – начальное и конечное давление в секции, кПа;

$k = 1,16$ для хладагента R22;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Изменение давления в секции, связанное с перетечками находится как разность

$$\delta P = \Delta P_{\theta} - z_{\theta},$$

где: $\Delta P_{\theta} = P_{\theta 2} - P_{\theta 1}$;

z_{θ} – механическое сопротивление потоку.

Результаты расчета влияния перетечек на изменение давления сжатия R22 были получены с использованием параметров пара, приведенных в таблице 2 [2]. На рисунке 1 представлена зависимость изменения величины механического сопротивления потоку перетечек z_{θ} от положения орбитального угла θ .

На рисунке 1 зависимости обозначены соответственно:

\ddot{z}^+ и \ddot{z}^- - механическое сопротивление радиального притока и оттока;

\dot{z}^+ и \dot{z}^- - сопротивление тангенциального притока и оттока;

$\Sigma \ddot{z}$ и $\Sigma \dot{z}$ - сумма сопротивлений радиальных и тангенциальных потоков;

z - окончательное сопротивление.

Анализ показал, что потеря давления в конце сжатия пара в рабочей полости составила 1,8%, что оказало влияние на уменьшение холодильного коэффициента установки на 0,16.

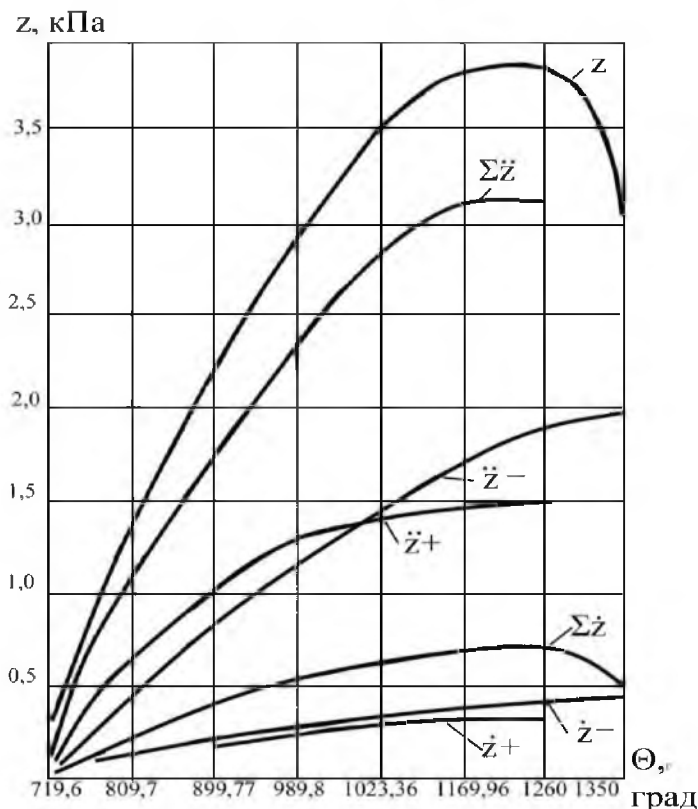


Рисунок 1 – Изменение величины механического сопротивления потоку перетечек через щели спирального компрессора от положения орбитального угла

Количественное состояние тепловых потоков радиальных перетечек \ddot{m} и тангенциальных \dot{m} в зависимости от изменения орбитального угла Θ по уравнениям:

для притока

$$Q^+ = (\ddot{m} + \dot{m}) \cdot (h_{\Theta 2} - h_{\Theta 1});$$

для оттока

$Q^- = \ddot{m}(h_{\Theta 2} - h_{\Theta 1})$ и $Q^- = \dot{m}(h_{\Theta 2} - h_{\Theta 1})$, где $h_{\Theta 1}$ и $h_{\Theta 2}$ - энтальпии начального и конечного состояний секции полости.

На рисунке 2 показано изменение теплового потока, связанного с перетечками в спиральном холодильном компрессоре.

Анализ показал, что часть радиальных утечек поступает во всасывающую полость компрессора и приносит около 2,4% теплового потока, что приводит к повышению температуры всасываемого пара, оказывая влияние на термодинамический процесс.

Как результат изменения тепловых потоков из-за перетечек оказало влияние на калорический к.п.д сжатия $\eta_{\Theta} = \frac{Q_{nep}}{Q_d}$ и составил 0,76.

Эксергия – это максимально возможная полезная работа рабочей полости. Для начала отсчета цикла R22 принята вместо температуры окружающей среды температура кипения хладагента (процесс протекает в полости). Точка начала отсчета цикла:

$$T_0 = 278\text{K}; P_0 = 584 \text{ кПа}; h_0 = 406,85 \text{ кДж/кг}; S_0 = 1,7436 \text{ кДж/(кг·K)}.$$

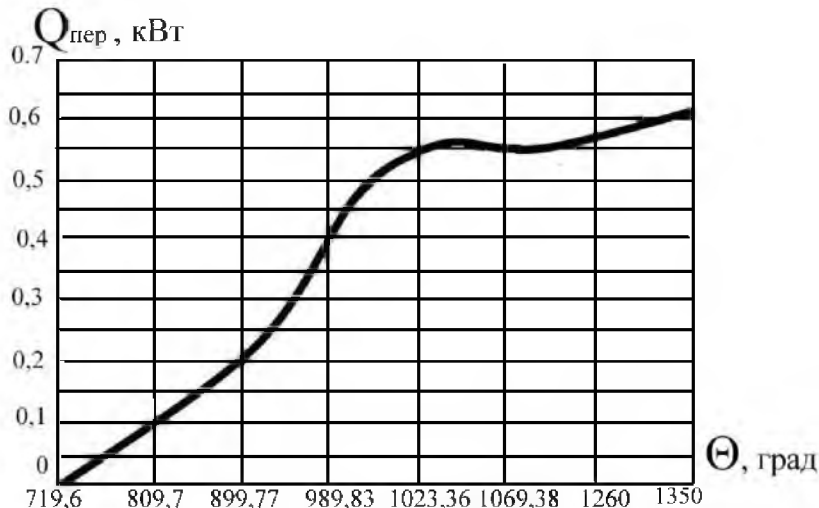


Рисунок 2 – Процесс изменения теплового потока при сжатии хладагента R22 из-за перетечек в компрессоре

На основании расчетных данных энергетическая мощность, расходуемая на сжатие пара определяется $N_{\vartheta} = \frac{N_e}{\eta_{эм}}$, где $\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д.

Входная удельная эксергия пара

$$e_{ex} = \frac{N_{\vartheta}}{G_a},$$

где G_a – расход хладагента, кг/с.

Уравнение эксергии $e = h - h_0 - T_0(S - S_0)$ описывает исключительно физическую энергию потока хладагента. Прирост удельной эксергии $\Delta e = e_2 - e_1$ – разность входной и выходной эксергии процесса.

По мере прохождения потока возникают электромеханические потери и потери в результате деструкции энергии [3]. Электромеханические потери находятся по формуле $d_{эм} = (1 - \eta_{эм}) \cdot l_{ex}$, а деструкционные, описывающие необратимости, включающие внутренние и внешние, находятся по формуле $d_{\partial} = \eta_{ie} \cdot l_{ex}$, где η_{ie} – внутренний энергетический к.п.д., представляющий собой отношение прироста удельной эксергии хладагента к

внутренней удельной работе $\eta_{ie} = \frac{\Delta e \cdot \eta_i}{l_a}$, где l_a

– адиабатная работа цикла R22.

Суммарная потеря эксергии $\Sigma d = d_{эм} + d_{\partial}$. Таким образом эксергетический к.п.д. потока определится $\eta_e = \frac{l_{ex} - \Sigma d}{l_{ex}}$.

Зная расход пара, протекающего в рабочей полости, можно сопоставить значения эксергетических к.п.д. потока без перетечек с потоком при перетечках.

На основании проделанных расчетов установлено, что в результате снижения конечного расхода хладагента от перетечек эксергетический к.п.д. понизился с 0,74 до 0,54.

Литература

1. Ефремов С.Н. Анализ массового расхода перетечек в спиральном холодильном компрессоре / С.Н. Ефремов. //Вестник СевГТУ.– 2003.– вып.87.– С.107-110.
2. Владецкий Д.О. Термодинамический анализ процессов переменного массового расхода перетечек в спиральном холодильном компрессоре / Д.О. Владецкий, А.Б. Гончар, С.Н. Ефремов, В.А. Тимофеев. // Эксплуатация морского транспорта. – 2018.– №1(86). – С.105-109.
3. Морозюк Т.В. О корректном проведении эксергетического анализа / Т.В. Морозюк. //Холодильная техника. – 2006.– №2. – С.18-21.
4. Каракаев А.Б., Хекерт Е.В., Луканин А.В.Разработка методологии, методов и моделей анализа

влияния различных вариантов построения структуры и режимов поддержания и восстановления работоспособности судовых электроэнергетических систем (Часть 2) // Эксплуатация морского транспорта.– 2016.– № 4 (81).– С. 85-95.

- Астреин В.В., Кондратьев С.И. Структура системы безопасности судовождения // Эксплуатация морского транспорта.– 2015.– № 3 (76).– С. 38-47.

References

- Efremov S.N. Analiz massovogo raskhoda peretechnik v spiral'nom holodil'nom kompressore / S.N. Efremov. – Vestnik SevGTU. Sb. nauch. trudov, vyp.87, Sevastopol', 2003. – S.107–110.
- Vladeckij D.O. Termodinamicheskij analiz processov peremennogo massovogo raskhoda peretechnik v spiral'nom holodil'nom kompressore /

D.O. Vladeckij, A.B. Gonchar, S.N. Efremov, V.A. Timofeev. – Eksploatatsiya morskogo transporta. – 2018.– №1(86). – S.105-109.

- Morozyuk T.V. O korrektnom provedenii eksergeticheskogo analiza / T.V. Morozyuk. – Holodil'naya tekhnika. – 2006.– №2. – S.18-21.
- Karakaev A.B., Hekert E.V., Lukanin A.V. Razrabotka metodologii, metodov i modelej analiza vliyaniya razlichnykh variantov postroeniya struktury i rezhimov podderzhaniya i vosstanovleniya rabotosposobnosti sudovykh elektroenergeticheskikh sistem (CHast' 2) // Eksploatatsiya morskogo transporta.– 2016.– № 4 (81).– С. 85-95.
- Astrein V.V., Kondrat'ev S.I. Struktura sistemy bezopasnosti sudovozhdeniya / Eksploatatsiya morskogo transporta. 2015. № 3 (76). S. 38-47.

УДК 621.9.048.6:621.794

DOI: 10.34046/aumsuomt93/15

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЦИНКОВЫХ ПОКРЫТИЙ ПОЛУЧЕННЫХ В ПРОЦЕССЕ ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНОХИМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ, РЕАЛИЗУЕМЫХ НА СУДОРЕМОНТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

В.В. Иванов, доктор технических наук, профессор

А.В. Филь, кандидат технических наук, доцент

Н.П. Погорелов, кандидат технических наук, доцент

Представлены результаты исследований цинковых покрытий, получаемых на поверхности металлов в процессе механохимического синтеза, реализуемого в условиях виброволновых технологических систем. Раскрыты особенности морфологии структуры покрытия, показана активирующая роль в её формировании свободнодвижущихся инденторов. Определены факторы влияния, позволяющие повысить эксплуатационные свойства поверхностного слоя деталей судовых механизмов. Показаны преимущества этого способа нанесения цинковых покрытий по сравнению с традиционными методами. **Ключевые слова:** цинковое покрытие, механохимия, виброволновая технологическая система, свободнодвижущийся индентор, микро/наноструктура, спектральный анализ покрытия, образцы деталей с цинковым покрытием.

The paper considers results of investigation of zinc coatings obtained on the metal surface in the course of the mechano-chemical synthesis which is executed in the vibrowave technological systems. The nature of coatings is found out as well as the activating function of free-moving indenters formed under action of low-frequency vibration and its action on increasing of performance characteristics of the item surface area. Advantages of such method of applying zinc coatings are specified when compared to the conventional way.

Key words: zinc coatings, mechanochemistry, technological vibrowave system, free-moving indenter, microstructure, nanostructure, spectrochemical analysis of covering, samples of items covered with zinc.

Введение

Формирование цинкового покрытия на поверхности металла в условиях виброволновых технологических систем представляет собой сложный процесс, являющийся результатом совместного воздействия механической составляющей и химической реакции. При нанесении покрытия механохимическим способом обеспечивается один из основных показателей качества поверхности отсутствие

наводороженного слоя [1-3].

Цель исследований: является установление технологических особенностей формирования механохимического цинкового покрытия, сформированного в результате виброволнового воздействия свободнодвижущихся инденторов.

Результаты исследований

Процесс нанесения цинкового покрытия механохимическим способом во вращающихся барабанах имеет устойчивую репутацию в мире.