

Пример оформления статьи в журнале «Судовые энергетические установки»

УДК 62-341:621.512.3

МОДЕЛЮВАННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ОДНОПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.

Букарос А.Ю., Букарос В.М., Онищенко О.А.

МОДЕЛИРОВАНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ОДНОПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

Букарос А.Ю., Букарос В.Н., Онищенко О.А.

MODELLING OF THE SHIP REFRIGERATION UNIT SINGLE PISTON COMPRESSOR RESISTANCE MOMENT

Bukaros A.Y., Bukaros V.N., Onishchenko O.A.

Досліджена динаміка кривошипного механізму та запропонована методика розрахунку моменту опору однопоршневого компресора суднової холодильної установки. Розроблена математична модель, що описує залежність моменту опору компресора від кута повороту вала приводного електродвигуна. Для компресора ХКВ-6 малої холодильної установки проведена верифікація результатів моделювання.

Ключові слова: однопоршневий компресор, математична модель, момент опору, холодильна установка

Исследована динамика кривошипного механизма и предложена методика расчета момента сопротивления однопоршневого компрессора судовой холодильной установки. Разработана математическая модель, описывающая зависимость момента сопротивления компрессора от угла поворота вала приводного электродвигателя. Для компрессора ХКВ-6 малой холодильной установки проведена верификация результатов моделирования.

Ключевые слова: однопоршневой компрессор, математическая модель, момент сопротивления, холодильная установка

1. Введение

Однопоршневые компрессоры находят широкое применение в различных судовых механизмах, в том числе в судовых холодильных установках малой и средней холодопроизводительности. Тенденции развития современной морской отрасли показывают, что при эксплуатации судовых механизмов и установок основное внимание уделяется вопросам диагностики

и своевременному выявлению неисправностей технологического оборудования [1].

Наибольший эффект диагностирования достигается использованием подхода поиска неисправностей и диагностики (*FDD – fault detection and diagnostics*) с применением специализированных микропроцессорных устройств [2, 3, 4]. Данный подход предполагает использование математических моделей диагностируемых узлов судовых холодильных установок, позволяющих производить предварительную оценку основных параметров функционирования механизма или установки.

Основным и наиболее ответственным элементом судовой холодильной установки является компрессор, поскольку с ним связывают около 70 % всех отказов холодильной установки [5, 6]. Одним из важнейших параметров компрессора, влияющим на износ его механической части является момент сопротивления, действующий на валу приводного электродвигателя. Обращая внимание на тот факт, что момент сопротивления крайне сложно поддается измерению, актуальной задачей становится разработка математической модели, позволяющей проводить в реальном времени достоверную оценку его значения.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Создание математических моделей, описывающих момент сопротивления и динамику механической части компрессора в целом, рассматривается во многих работах [7-11], причем интерес к этой теме не ослабевает.

В работах [7, 8] в рамках разработки динамической многомассовой модели компрессора приводятся уравнения сил и моментов, действующих на основные элементы кривошипного механизма (КШМ) – кривошип, шатун, поршень. При этом авторы рассматривают абсолютные значения сил и моментов без приведения их к валу приводного электродвигателя.

В работе [9] рассматривается динамическая модель поршневого компрессора в вертикальных осях, и приводятся матричные уравнения основных сил и моментов, адаптированные для вычисления численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка в среде моделирования *Matlab*. При этом авторы не учитывают силы, действующие на поршень компрессора со стороны механизма.

В учебном пособии [10], несмотря на подробное описание методики расчета момента сопротивления компрессора, приводятся лишь общие рекомендации по расчету газовых сил, действующих на поршень, что усложняет создание достоверной модели.

Для всех перечисленных работ характерна относительная сложность математического описания момента сопротивления компрессора, что затрудняет создание на его основе достаточно простой и адекватной модели. Более простое математическое выражение, полученное в [11], не дает достоверных результатов и позволяет лишь оценить среднее значение момента сопротивления.

При создании модели необходимо предусмотреть ее простую реализацию средствами общепризнанных пакетов моделирования, например, *Matlab/Simulink*. Это условие и рассмотренные проблемы обуславливают необходимость дальнейших исследований.

3. Объект, цель и задачи исследования

Объектом исследований является однопоршневой компрессор судовой холодильной установки.

Целью данной работы является разработка математической модели кривошипного механизма компрессора, позволяющей проводить в реальном времени достоверную оценку значения момента сопротивления на валу приводного электродвигателя в зависимости от конструктивных особенностей компрессора и условий его функционирования.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд частных задач:

- провести анализ динамики кривошипного механизма однопоршневого компрессора;
- разработать методику и предложить последовательность расчета момента сопротивления компрессора на валу приводного электродвигателя;
- разработать модель кривошипного механизма компрессора в среде моделирования *Matlab*;
- провести верификацию модели с использованием паспортных и экспериментальных данных реального компрессора холодильной установки.

4. Материалы и методика построения и верификации математической модели кривошипного механизма компрессора судовой холодильной установки

4.1 Последовательность расчета момента сопротивления на валу приводного электродвигателя компрессора

Рассмотрим динамику кривошипного механизма (КШМ) компрессора, показанную на рис. 1. Разновидности КШМ компрессора с шатуном (рис. 1, *а*) и кулисой (рис. 1, *б*) встречаются примерно одинаково в компрессорах судовых холодильных установок [6] и очень похожи по принципу действия. Кроме того, можно утверждать, что кривошипно-кулисный механизм является частным случаем кривошипно-шатунного механизма с бесконечно длинным шатуном. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать динамику кривошипно-шатунного механизма, и при необходимости для кривошипно-кулисного механизма будем принимать длину шатуна $l_{ш} \approx \infty$.

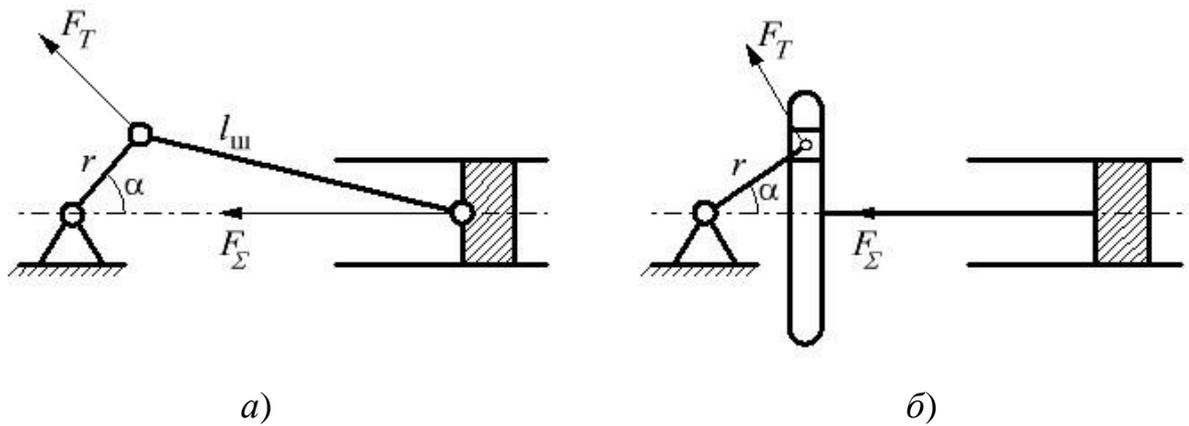


Рис. 1. Кинематическая схема кривошипного механизма компрессора:
 а) кривошипно-шатунный механизм; б) кривошипно-кулисный механизм

Известно [10], что на поршень компрессора в общем случае действует суммарная сила F_{Σ} , равная:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{а}}' - F_{\text{а}}'' + F_j + F_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{а}}'$ и $F_{\text{а}}''$ – газовые силы, действующие на поршень со стороны цилиндра и КШМ соответственно; F_j – суммарная сила инерции поступательно движущихся частей, в данном случае поршня; $F_{\text{тр}}$ – силы трения, действующие на поршень. Силе $F_{\text{а}}''$ обычно приписывают знак минус, учитывая ее противоположную направленность силе F_{Σ} . Все силы, входящие в выражение (1), зависят от угла поворота α вала двигателя компрессора, поэтому задача моделирования момента сопротивления компрессора сводится к определению зависимостей $F_{\text{а}}'(\alpha)$, $F_{\text{а}}''(\alpha)$, $F_j(\alpha)$ и $F_{\text{тр}}(\alpha)$.

В общем случае газовая сила, действующая на поршень определяется давлением паров холодильного агента P_r и площадью поверхности поршня $S_{\text{п}}$:

$$F_r(\alpha) = P_r(\alpha) \cdot S_{\text{п}}. \quad (2)$$

Давление паров холодильного агента $P_{\text{а}}''$ со стороны КШМ зависит от конструкции компрессора (открытый, герметичный) и протечек холодильного агента из цилиндра. Обычно значение давления $P_{\text{а}}''$ и связанное с ним значение силы $F_{\text{а}}''$ принимают неизменным. Таким образом,

$$F_{\text{а}}'' = P_{\text{а}}'' \cdot S_{\text{п}}. \quad (3)$$

Зависимость $P_{\text{а}}'(\alpha)$ можно описать аналитически, только используя схематизированную индикаторную диаграмму работы компрессора [10],

пример которой изображен на рис. 2.

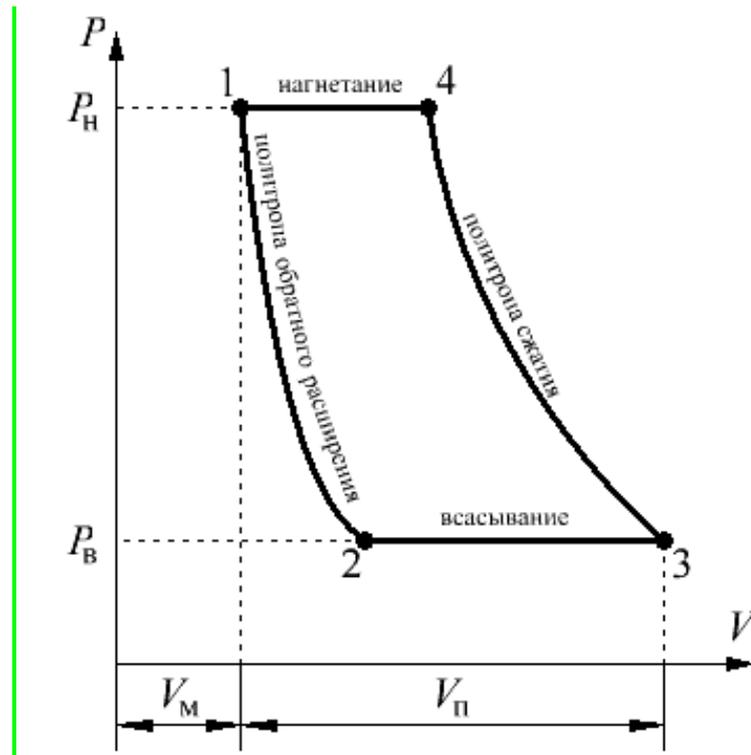


Рис. 2. Упрощенная индикаторная диаграмма компрессора

Если известны давления нагнетания P_n и всасывания P_v компрессора, мертвый объем V_m и объем цилиндра V_p , описываемый поршнем, а также показатели политроп сжатия n_c и обратного расширения n_p , то зависимость давления паров холодильного агента P'_a от описываемого объема V определяется следующим образом [10]:

$$P'_a(V) = P_i \cdot \left(\frac{V_i}{V}\right)^{n_p}, \quad \text{для } 1-2;$$

$$P'_a(V) = P_a \cdot \left(\frac{V_i + V_i}{V}\right)^{n_c}, \quad \text{для } 3-4; \quad (4)$$

$$P_a \leq P'_a(V) \leq P_i.$$

В свою очередь объем цилиндра, описываемый поршнем, пропорционален ходу поршня h , который, исходя из кинематической схемы на рис. 1, можно приблизительно описать следующим выражением:

$$h(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (5)$$

где r – радиус кривошипа, $\lambda_r = r/l_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине

шатунa. Таким образом, объем, описываемый поршнем, при условии начала движения от нижней мертвой точки [10]:

$$V(\alpha) = V_M + S_{\Pi} \cdot h(\alpha) = V_M + S_{\Pi} \cdot r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (6)$$

Подставив выражение (6) в (4) и с учетом (2), получим окончательно:

$$F'_a(\alpha) = P_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{V_i}{V_i + S_i \cdot r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_b}, \quad 0 \leq \alpha < \pi;$$

$$F'_a(\alpha) = P_a \cdot S_i \cdot \left(\frac{V_i + V_i}{V_i + S_i \cdot r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_h}, \quad \pi \leq \alpha < 2\pi; \quad (7)$$

$$P_a \cdot S_i \leq F'_a(\alpha) \leq P_i \cdot S_i.$$

Для кривошипно-кулисного механизма в выражении (7) необходимо положить $\lambda_r = 0$.

Суммарная сила инерции поступательно движущихся частей КШМ компрессора можно определить, зная ускорение поршня j_{Π} и сосредоточенную массу m_d всех деталей механизма (поршня, штока, шатуна или крейцкопфа и кулисы):

$$F_j(\alpha) = -m_a \cdot j_i(\alpha) \quad (8)$$

Ускорение поршня может быть получено двойным дифференцированием выражения хода поршня (5) по времени:

$$j_i(\alpha) = \frac{d^2 l_i}{dt^2} = \frac{d^2 l_i}{d\alpha^2} \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = r \cdot \omega_2^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_r \cdot \cos 2\alpha), \quad (9)$$

где ω_2 – угловая частота вращения ротора двигателя компрессора. Таким образом, силы инерции КШМ:

$$F_j(\alpha) = m_d \cdot r \cdot \omega_2^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_r \cdot \cos 2\alpha). \quad (10)$$

Силы трения, действующие на поршень, можно выразить через индикаторную мощность $N_{\text{инд}}$ и механический КПД компрессора $\eta_{\text{мех}}$ [10]:

$$F_{\infty}(\alpha) = (0,6...0,7) \frac{N_{\text{эф ä}}(\alpha)}{2 \cdot h \cdot n_2} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right), \quad (11)$$

где n_2 – частота вращения ротора двигателя компрессора (с^{-1}), $\eta_{\text{мех}}$ рекомендуется принимать в пределах $0,8...0,95$. В свою очередь индикаторную мощность, если пренебречь потерями в нагнетательной и всасывающей линиях, можно определить как:

$$N_{\text{инд}}(\alpha) = P_{\text{в}} \cdot V_{\text{п}} \cdot \left(1 - \frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{п}}} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{в}}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{в}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (12)$$

где $k \approx n_{\text{с}} \approx n_{\text{р}}$ – показатель адиабаты [10]. Подставляя выражение (12) в (11), получим:

$$F_{\text{тр}}(\alpha) = (0,6...0,7) \frac{P_{\text{в}} \cdot S_{\text{п}}}{2 \cdot n_2} \cdot \left(1 - \frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{п}}} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{в}}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{в}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right), \quad (13)$$

Таким образом, можно заключить, что силы трения при возвратно-поступательных движениях поршня не зависят от угла поворота вала компрессора, а лишь меняют свое направление при прохождении поршнем мертвых точек.

Момент сопротивления, с которым одноцилиндровый компрессор противодействует вращению вала встроенного электродвигателя, определяется как:

$$M_{\text{н}}(\alpha) = F_{\text{т}}(\alpha) \cdot r, \quad (14)$$

где $F_{\text{т}}(\alpha)$ – тангенциальная сила, действующая на кривошип (рис. 1). Зависимость $F_{\text{т}}(\alpha)$ может быть описана следующим образом [10]:

$$F_{\text{т}}(\alpha) = F_{\Sigma}(\alpha) \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (15)$$

Одновременно необходимо учитывать момент сопротивления $M_{\text{тр.вр}}$, возникающий в результате действия сил трения на вращающийся кривошип с шатуном или кулисой со стороны паров холодильного агента. Данный момент сопротивления всегда положительный и определяется по аналогии с $F_{\text{тр}}$, как:

$$M_{\text{д.д.}}(\alpha) = (0,3\dots0,4) \frac{N_{\text{д.д.}}}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_2} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{д.д.}}} - 1 \right) \cdot r. \quad (16)$$

Окончательно момент сопротивления компрессора:

$$M_{\text{н}}(\alpha) = F_{\Sigma}(\alpha) \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\alpha \right) \cdot r + M_{\text{д.д.}}. \quad (17)$$

4.2 Построение модели кривошипного механизма однопоршневого компрессора средствами Matlab/Simulink

Полученные зависимости (1-17) были использованы для построения модели КШМ компрессора в среде моделирования *Matlab/Simulink*, которая приведена на рис. 3.

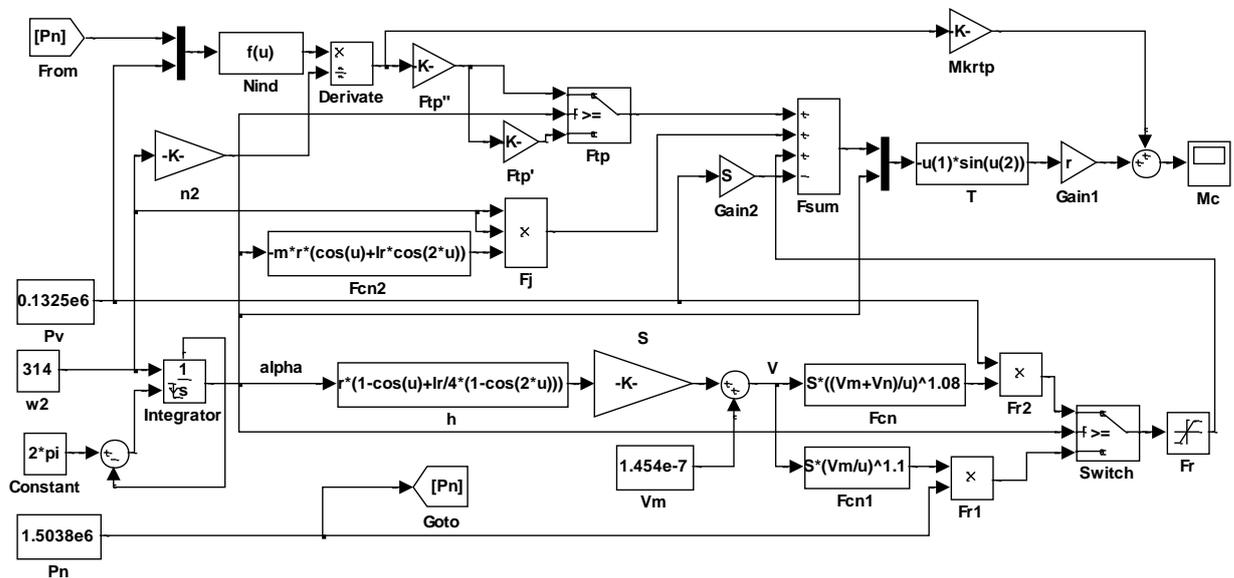


Рис. 3. Модель КШМ однопоршневого компрессора

Входными параметрами модели являются давления нагнетания P_n , всасывания P_v и угловая частота вращения ротора двигателя компрессора ω_2 , реализованные блоками P_n , P_v и w_2 соответственно. Данные параметры зависят от условий окружающей среды, состояния электрической сети и ряда других причин.

Вычисление угла поворота вала приводного электродвигателя производится блоком *Integrator* со сбросом при достижении значения угла $\alpha = 2\pi$. Блок h рассчитывает мгновенное значение хода поршня по (5); блоки S , V_m и сумматор – объем цилиндра V_n , описываемый поршнем, по (6).

Блоки F_{cn} , F_{r2} , F_{cn1} , F_{r2} , $Switch$ и Fr рассчитывают значение газовой силы, действующей на поршень со стороны цилиндра, по (7). На выходе блоков F_{cn2} и F_j формируется мгновенное значение силы инерции в соответствии с (10). Блоки n_2 , *Derivate*, $F_{tp'}$, $F_{tr''}$ и F_{tr} вычисляют значение силы трения по

(11). В свою очередь на выходе блока $Nind$ вычисляется значение индикаторной мощности компрессора по (12).

Сигналы с блоков Ftr , Fj , Fr и $Gain2$ суммируются в блоке $Fsum$ в соответствии с (1). Блок $Gain2$ вычисляет газовую силу, действующую на поршень со стороны КШМ, по (3). Блок T вычисляет тангенциальную силу по (15), а блок $Mkrtp$ – момент сопротивления $M_{тр.вр}$ по (16). На выходе сумматора формируется значение результирующего момента сопротивления компрессора по (17).

4.3 Оборудование и условия проведения верификации модели кривошипного механизма однопоршневого компрессора

Верификация полученной модели проводилась на примере компрессора ХКВ-6 малой холодильной установки в двух режимах работы: номинальном при работе компрессора на фреоне R600a в составе холодильной установки с использованием паспортных данных компрессора и при работе компрессора на воздухе с проведением эксперимента.

Паспортные данные исследуемого компрессора:

- тип КШМ – кривошипно-кулисный;
- радиус кривошипа, $r = 7$ мм.
- диаметр цилиндра (поршня), $D_{п} = 23$ мм.
- относительное мертвое пространство, $V_{м}/V_{п} = 0,025$.
- давление всасывания (давление кипения), $P_{в} = 0,1325$ МПа.
- давление нагнетания (давление конденсации), $P_{н} = 1,5038$ МПа.
- масса деталей КШМ, $m = 0,2$ кг.
- тип приводного электродвигателя – ДХМ-2/90 [12].

Перед проведением эксперимента компрессор был отсоединен от холодильной установки и продут атмосферным воздухом. В процессе снятия опытных данных всасывающий патрубок компрессора оставался свободным. В нагнетательной линии устанавливался клапан для создания необходимого давления нагнетания. Таким образом, компрессор работал при давлении всасывания, равному атмосферному давлению $P_{в} = 0,101$ МПа и нагнетания $P_{н} = 0,6$ МПа. Подача компрессора в ходе эксперимента не менялась и составила $0,0028$ м³/с.

Момент сопротивления компрессора ХКВ-6 на основании полученных экспериментальных данных вычислялся по методике, предложенной в [13] для поршневых компрессоров.

5. Результаты моделирования момента сопротивления однопоршневого компрессора и их обсуждение

В результате моделирования момента сопротивления компрессора ХКВ-6 в номинальном режиме работы с параметрами, соответствующими паспортным данным, была получена зависимость момента сопротивления от угла поворота вала приводного электродвигателя, показанная на рис. 4.

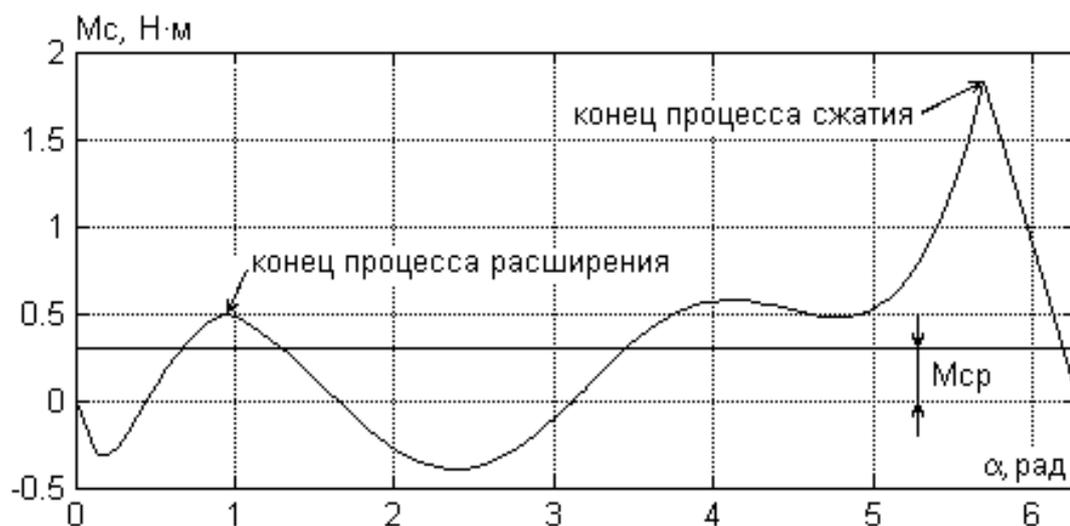


Рис. 4. Момент сопротивления компрессора ХКВ-6 в номинальном режиме работы

Форма приведенной кривой момента сопротивления на валу компрессора хорошо согласуется с аналогичными результатами в работах [9-11]. Угол конца процесса расширения холодильного агента (рис. 2, т. 2) составил 0,92 рад или 53° , угол конца процесса сжатия (рис. 2, т. 4) составил 5,7 рад или 326° .

Среднее за один оборот вала значение момента сопротивления $M_{ср}$, полученное путем интегрирования, приведенной на рис. 4, кривой составляет 0,31 Н·м. В свою очередь согласно паспортным данным приводного электродвигателя ДХМ-2/90 [12] его номинальный момент составляет 0,3 Н·м. Как видим, наблюдается соответствие результатов моделирования и паспортных данных.

В результате моделирования момента сопротивления компрессора ХКВ-6 при работе на воздухе получена графическая зависимость момента сопротивления от угла поворота вала приводного электродвигателя, показанная на рис. 5.

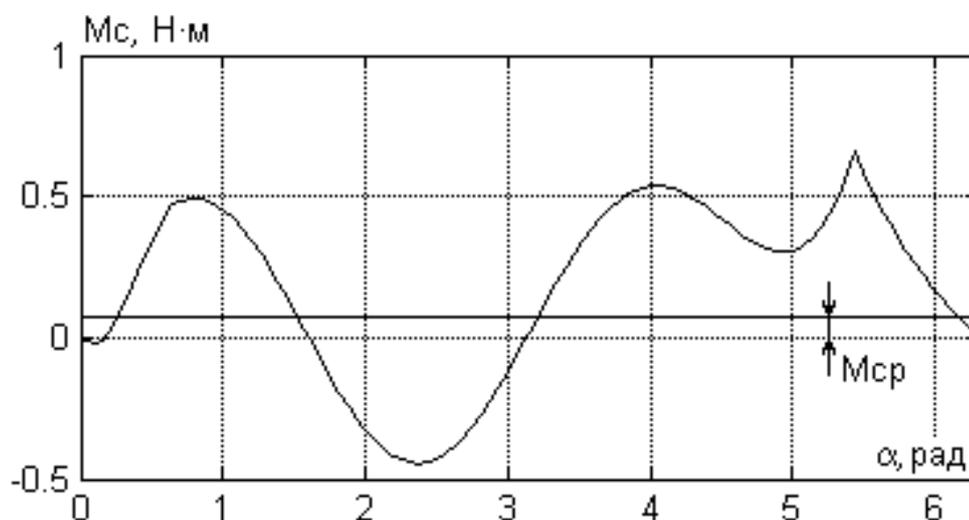


Рис. 5. Момент сопротивления компрессора ХКВ-6 при работе на воздухе

Интегрирование кривой момента сопротивления, приведенной на рис. 5, дало среднее значение $M_{\text{ср}} = 0,18$ Н·м. Используя методику, описанную в [13], было рассчитано экспериментальное значение среднего момента сопротивления, которое составило $M_{\text{ср.эксп.}} = 0,17$ Н·м при номинальной подаче компрессора $0,0028$ м³/с. Как видим, расхождение экспериментальных данных и результатов моделирования составляет 5,5%, что вполне допустимо.

6. Выводы

Анализируя результаты проведенных исследований, можно утверждать об адекватности рассмотренной методики расчета и моделирования момента сопротивления на валу приводного электродвигателя однопоршневого компрессора судовой холодильной установки реальному физическому аналогу.

Разработанная математическая модель кривошипного механизма однопоршневого компрессора достаточно просто реализуется в среде моделирования *Matlab/Simulink* и может быть включена в модели компрессионных холодильных установок различного назначения.

Используя разработанную модель, можно в реальном времени проводить оценку основных параметров функционирования компрессора для диагностирования технического состояния и своевременного обнаружения возможных неполадок компрессора в соответствии с подходом *FDD*.

Литература:

1. Очеретяный, Ю. А. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной холодильной установки судна [Текст] / Ю. А. Очеретяный, В. И. Живица, В. Н. Белый, О. А. Онищенко, Э. И. Вайнфельд // Судовые энергетические установки. – 2011. – №28. – С.5–11.
2. Mahendra, Kumar. I.N. Kar. Fault Detection and Diagnosis of Air-Conditioning Systems using Residuals [Text] / In Proc. 10th IFAC International Symposium on Dynamics and Control of Process Systems. Mumbai, India, 2013
3. Tassou, S. A. Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigerant systems [Text] / I. N. Grace // International Journal of Refrigeration. – 2005. – V.28.- N. 5. - P.680-688.
4. Сниховский, Е.Л. К вопросу формирования алгоритма диагностирования технического состояния пароконденсационных холодильных машин [Текст] / Е.Л.Сниховский, А.С.Клепанда, И.И.Петухов, А.В.Шерстюк // Вестник НТУ "ХПИ". - 2014. - №11.- С.154-159
5. Воропай, П.И. Повышение надежности и экономичности поршневых компрессоров [Текст] / П.И. Воропай, А.А. Шленов. – М.: Недра, 1980. – 359 с.

6. Фока, А.А. Судовой механик: Справочник. Том 2. [Текст] / М.: Феникс, 2010. - 1032 с. .
7. Cho, J.R. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor. [Text] / S.J. Moon // Tribology International. – 2005. - №38. – P.459-468.
8. Estupiñan, E.A. Dynamic Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors, Combining Multibody Dynamics, Finite Elements Method and Fluid Film Lubrication [Text] / Ilmar F. Santos // International journal of mechanics.- 2007.- V.1. – N. 4. - P. 36-43.
9. Kurka, R. G. Dynamic Modeling of Reciprocating Compressors with Vertical Axis. [Text]/ Karen L. G. P., Jaime H. I. // Presented at ISMA2010-USD2010 Conference, Leuven, Belgium, 2010.
10. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. [Текст] / П.И. Пластинин // М.: Колос, 2006. – 456 с.
11. Карпович, О.Я. Вентильно-индукторный электропривод компрессорів малих холодильних установок [Текст] / автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.09.03 / О.Я. Карпович. – М., 2012. – 23 с.
12. Лопухина, Е.М. Автоматизированное проектирование электрических машин малой мощности [Текст] / Г.А. Семенчуков. – М.: Высш. шк., 2002. – 512 с.
13. Онищенко, Г.Б. Автоматизированный электропривод промышленных установок. Учебное пособие [Текст] / Г.Б. Онищенко, М.И. Аксенов, В.П. Грехов, М.Н. Зарицкий, А.В. Куприков, А.И. Нитиевская. Под общей редакцией Г.Б.Онищенко. – М.: РАСХН, 2001. – 520 с.

References:

1. Ocheretjanyj, Ju. A. Концепсия системы комп'ютерного мониторинга і технічної діагностики рефрижераторної холодильної установки судна [Текст] / Ju. A. Ocheretjanyj, V. I. Zhivica, V. N. Belyj, O. A. Onishhenko, Je. I. Vajnfel'd // Sudovyje jenergeticheskie ustanovki. – 2011. – №28. – S.5–11.
2. Mahendra, Kumar. I.N. Kar. Fault Detection and Diagnosis of Air-Conditioning Systems using Residuals [Text] / In Proc. 10th IFAC International Symposium on Dynamics and Control of Process Systems. Mumbai, India, 2013
3. Tassou, S. A. Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigerant systems [Text] / I. N. Grace // International Journal of Refrigeration. – 2005. – V.28.- N. 5. - P.680-688.
4. Snihovskij, E.L. K voprosu formirovanija algoritma diagnostirovanija tehnicheskogo sostojanija parokompressionnyh holodil'nyh mashin [Текст] / E.L.Snihovskij, A.S.Klepanda, I.I.Petuhov, A.V.Sherstjuk // Vestnik NTU "HPI". - 2014. - №11.– S.154-159
5. Voropaj, P.I. Povyshenie nadezhnosti i jekonomichnosti porshnevnyh kompressorov [Текст] / P.I. Voropaj, A.A. Shlenov. – М.: Nedra, 1980. – 359 с.
6. Foka, A.A. Sudovoj mehanik: Spravochnik. Tom 2. [Текст] / М.: Feniks, 2010. - 1032 s.

7. Cho, J.R. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor. [Text] / S.J. Moon // Tribology International. – 2005. - №38. – P.459-468.
8. Estupiñan, E.A. Dynamic Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors, Combining Multibody Dynamics, Finite Elements Method and Fluid Film Lubrication [Text] / Ilmar F. Santos // International journal of mechanics.- 2007.- V.1. – N. 4. - P. 36-43.
9. Kurka, R. G. Dynamic Modeling of Reciprocating Compressors with Vertical Axis. [Text]/ Karen L. G. P., Jaime H. I. // Presented at ISMA2010-USD2010 Conference, Leuven, Belgium, 2010.
10. Plastinin, P.I. Porshnevye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet. [Tekst] / P.I. Plastinin // M.: Kolos, 2006. – 456 s.
11. Karpovich, O.Ja. Ventil'no-induktornij elektroprivod kompressoriv malih holodil'nih ustanovok [Tekst] / avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk 05.09.03 / O.Ja. Karpovich. – M., 2012. – 23 s.
12. Lopuhina, E.M. Avtomatizirovannoe proektirovanie jelektricheskikh mashin maloj moshhnosti [Tekst] / G.A. Semenchukov. – M.: Vyssh. shk., 2002. – 512 s.
13. Onishhenko, G.B. Avtomatizirovannyj jelekthroprivod promyshlennyh ustanovok. Uchebnoe posobie [Tekst] / G.B. Onishhenko, M.I. Aksenov, V.P. Grehov, M.N. Zarickij, A.V. Kuprikov, A.I. Nitievskaja. Pod obshej redakciej G.B.Onishhenko. – M.: RASHN, 2001. – 520 s.

Abstract

The article discusses the problem of mathematical modeling of the mechanical single-piston compressor of ship refrigeration unit. The dynamics of the crank mechanism is analyzed. Basic equations of the forces acting in the compressor are obtained on the basis of schematized indicator diagram and sequence of calculation of torque resistance is proposed. Simulation model is developed in the simulation environment Matlab/Simulink that enables the analysis of changes of resistance moment in the function of the rotation angle of the shaft of the drive motor, compressor design features and conditions of its operation.

The verification of the model is conducted on example of the compressor XKB-6 of small refrigeration unit. Characteristic curve of resistance moment of resistance moment in the function of the rotation angle of the shaft of the drive motor during working the compressor RAC-6 in nominal mode on freon gas R-600a and air. With the described method of calculating and modeling it is revealed that the average value of the resistance moment of test compressor in both modes of operation corresponds to the marking and experimental data.

Keywords

single-piston compressor; mathematical model; resistance moment; refrigeration unit

Букарос Андрей Юрьевич
Кандидат технических наук; старший преподаватель
Кафедра электромеханики
Одесская национальная академия пищевых технологий;
ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина, 65039
e-mail: bucaros@mail.ru
Контактный телефон: 063 89 43 871
Количество статей в общегосударственных базах данных – 10
Количество статей в международных базах данных - 4
Номер ORCID: orcid.org/0000-0002-6306-0874

Букарос Валерия Николаевна
Преподаватель спецдисциплин
Обособленное структурное подразделение Училище №3
Национального университета «Одесская юридическая академия»
ул. Мечникова, 76-а, г. Одесса, Украина, 65020
e-mail: eralife84@gmail.com
Контактный телефон: 063 04567 07
Количество статей в общегосударственных базах данных – 1
Количество статей в международных базах данных - 1
Номер ORCID: orcid.org/0000-0003-2791-3240

Онищенко Олег Анатольевич
Доктор технических наук, профессор
Кафедра технической эксплуатации флота
Одесская национальная морская академия
ул. Дидрихсона 8, г. Одесса, Украина, 65029
e-mail: olegoni@mail.ru
Контактный телефон: 067 482 6991
Количество статей в общегосударственных базах данных –
Количество статей в международных базах данных -
Номер ORCID: orcid.org/0000-0002-3766-3188

Букарос Андрій Юрійович
Кандидат технічних наук; старший викладач
Кафедра електромеханіки
Одеська національна академія харчових технологій;
вул. Канатна, 112, м. Одеса, Україна, 65039
e-mail: bucaros@mail.ru
Контактний телефон: 063 89 43 871
Кількість статей в загальнодержавних базах даних – 10
Кількість статей в міжнародних базах даних - 4
Номер ORCID: orcid.org/0000-0002-6306-0874

Букарос Валерія Миколаївна
Викладач спецдисциплін
Відокремлений структурний підрозділ Училище №3
Національного університету «Одеська юридична академія»
вул. Мечникова, 76-а, м. Одеса, Україна, 65020
e-mail: eralife84@gmail.com
Контактний телефон: 063 04567 07
Кількість статей в загальнодержавних базах даних – 1
Кількість статей в міжнародних базах даних - 1
Номер ORCID: orcid.org/0000-0003-2791-3240

Онищенко Олег Анатолійович
Доктор технічних наук, професор
Кафедра технічної експлуатації флоту
Одеська національна морська академія
вул. Дидрихсона 8, м. Одеса, Україна, 65029
e-mail: olegoni@mail.ru
Контактний телефон: 067 482 6991
Кількість статей в загальнодержавних базах даних –
Кількість статей в міжнародних базах даних -
Номер ORCID: orcid.org/0000-0002-3766-3188

Bucaros Andrey
Senior lecturer Associate professor, Candidate of technical science
Department of electrical engineering
Odessa National Academy of Food Technologies;
Str. Kanatnaya 112, Odessa, Ukraine, 65039
e-mail: bucaros@mail.ru
Contact tel.: 063 89 43 871
The number of articles in national databases - 10
The number of articles in international databases - 4
Number ORCID: orcid.org/0000-0002-6306-0874

Bucaros Valeriya
Teacher of special disciplines
Separate structural unit School No. 3
National University "Odessa Law Academy"
Str. Mechnikova 76-a, Odessa, Ukraine, 65020
e-mail: eralife84@gmail.com
Contact tel. : 063 07 04567
The number of articles in national databases - 1
The number of articles in international databases - 1
Number ORCID: orcid.org/0000-0003-2791-3240

Onishchenko Oleg
Professor, Doctor of technical sciences,
Department of fleet technical operation
Odessa National Maritime Academy
Str. Metchnikov 8, Odessa, Ukraine 65029
e-mail: olegoni@mail.ru
Contact tel.: 067 482 6991
The number of articles in national databases -
The number of articles in international databases -
Number ORCID: orcid.org/0000-0002-3766-3188