



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

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ОДНОПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

*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 [2–4]. 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  $l_{ш} \approx \infty$ .

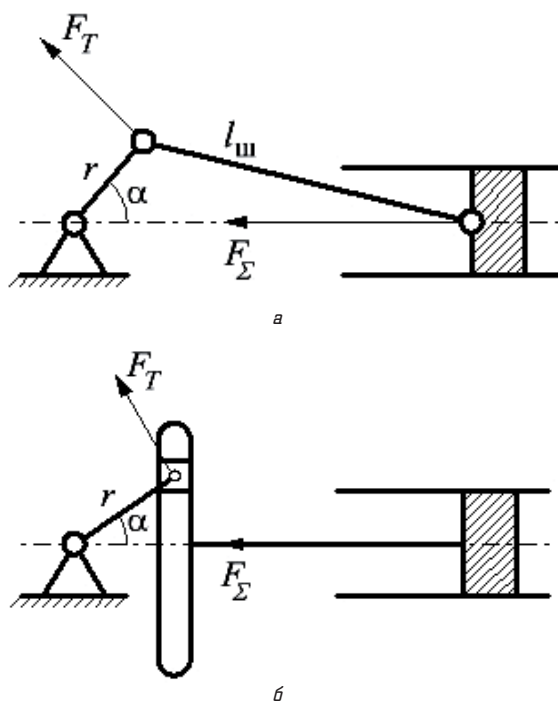


Рис. 1. Кинематическая схема кривошипного механизма компрессора: а — кривошипно-шатунный механизм; б — кривошипно-кулисный механизм

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

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

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

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

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

Давление паров холодильного агента  $P_r''$  со стороны КШМ зависит от конструкции компрессора (открытый, герметичный) и протечек холодильного агента из цилиндра. Обычно значение давления  $P_r''$  и связанное с ним значение силы  $F_r''$  принимают неизменным. Таким образом,

$$F_r'' = P_r'' \cdot S_{п}. \quad (3)$$

Зависимость  $P_r'(\alpha)$  можно описать аналитически, только используя схематизированную индикаторную диаграмму работы компрессора [10], пример которой изображен на рис. 2.

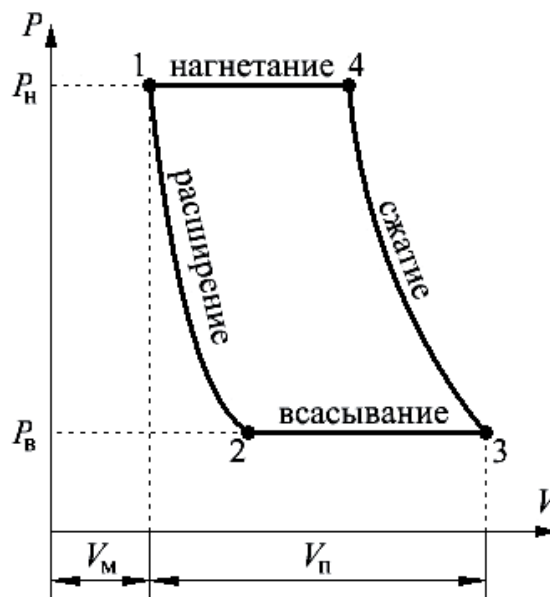


Рис. 2. Упрощенная индикаторная диаграмма компрессора

Если известны давления нагнетания  $P_{п}$  и всасывания  $P_{в}$  компрессора, мертвый объем  $V_{м}$  и объем цилиндра  $V_{п}$ , описываемый поршнем, а также показатели политроп сжатия  $n_c$  и обратного расширения  $n_p$ , то зависимость

давления паров холодильного агента  $P_r'$  от описываемого объема  $V$  определяется следующим образом [10]:

$$P_r'(V) = P_n \cdot \left(\frac{V_M}{V}\right)^{n_p}, \text{ политропа 1-2;}$$

$$P_r'(V) = P_B \cdot \left(\frac{V_M + V_n}{V}\right)^{n_c}, \text{ политропа 3-4;}$$

$$P_B \leq P_r'(V) \leq P_n. \quad (4)$$

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

$$V(\alpha) = V_M + S_n \cdot h(\alpha) =$$

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

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

$$F_r'(\alpha) = P_n \cdot S_n \cdot \left( \frac{V_M}{V_M + S_n r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_p}, \quad 0 \leq \alpha < \pi;$$

$$F_r'(\alpha) = P_B \cdot S_n \cdot \left( \frac{V_M + V_n}{V_M + S_n r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_c}, \quad \pi \leq \alpha < 2\pi; \quad (7)$$

$$P_B \cdot S_n \leq F_r'(\alpha) \leq P_n \cdot S_n.$$

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  $j_n$  и сосредоточенную массу  $m_d$  всех деталей механизма (поршня, штока, шатуна или крейцкопфа и кулисы):

$$F_j(\alpha) = -m_d \cdot j_n(\alpha). \quad (8)$$

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

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

где  $\omega_2$  – 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  $N_{инд}$  и механический КПД компрессора  $\eta_{мех}$  [10]:

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

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

$$N_{инд}(\alpha) = P_B \cdot V_n \cdot \left[ 1 - \frac{V_M}{V_n} \cdot \left[ \left( \frac{P_n}{P_B} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_n}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (12)$$

где  $k \approx n_c \approx n_p$  – показатель адиабаты [10]. Подставляя выражение (12) в (11), получим:

$$F_{тр}(\alpha) = (0,6...0,7) \frac{P_B \cdot S_n}{2 \cdot n_2} \cdot \left[ 1 - \frac{V_M}{V_n} \cdot \left[ \left( \frac{P_n}{P_B} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right] \times$$

$$\times \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_n}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \left( \frac{1}{\eta_{мех}} - 1 \right). \quad (13)$$

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:

$$M_c(\alpha) = F_T(\alpha) \cdot r, \quad (14)$$

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

$$F_T(\alpha) = F_2(\alpha) \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (15)$$

Одновременно необходимо учитывать момент сопротивления  $M_{тр,вр}$ , 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  $F_{тр}$ , как:

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

Окончательно момент сопротивления компрессора:

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

Используя уравнение (17), можно рассчитывать значение момента сопротивления однопоршневого компрессора при любом угле поворота вала приводного электродвигателя.

**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.

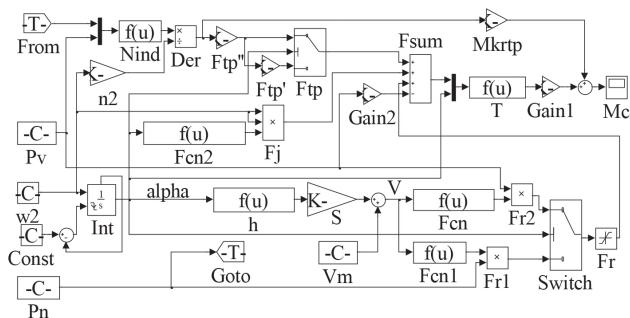


Рис. 3. Модель КШМ однопоршневого компрессора

Входными параметрами модели являются давления нагнетания  $P_n$ , всасывания  $P_v$  и угловая частота вращения ротора двигателя компрессора  $\omega_2$ , 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  $Int$  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  $V_{\text{ц}}$ , описываемый поршнем, по (6).

Блоки  $F_{cn}$ ,  $F_{r2}$ ,  $F_{cn1}$ ,  $F_{r1}$ ,  $Switch$  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  $n_2$ ,  $Der$ ,  $F_{tp}'$ ,  $F_{tr}''$  и  $F_{tr}$  вычисляют значение силы трения по (11). В свою очередь на выходе блока  $N_{ind}$  вычисляется значение индикаторной мощности компрессора по (12).

Сигналы с блоков  $F_{tr}$ ,  $F_j$ ,  $Fr$  и  $Gain_2$  суммируются в блоке  $F_{sum}$  в соответствии с (1). Блок  $Gain_2$  вычисляет газовую силу, действующую на поршень со стороны КШМ, по (3). Блок  $T$  вычисляет тангенциальную силу по (15), а блок  $Mkrtп$  — момент сопротивления  $M_{\text{тр.вр}}$  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),  $D_{\text{ц}} = 23$  мм;
- относительное мертвое пространство,  $V_m/V_{\text{ц}} = 0,025$ ;
- давление всасывания (давление кипения),  $P_v = 0,1325$  МПа;
- давление нагнетания (давление конденсации),  $P_n = 1,5038$  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, равном атмосферному давлению  $P_v = 0,101$  МПа и нагнетания  $P_n = 0,6$  МПа. Подача компрессора в ходе эксперимента не менялась и составила  $0,0028$  м<sup>3</sup>/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.

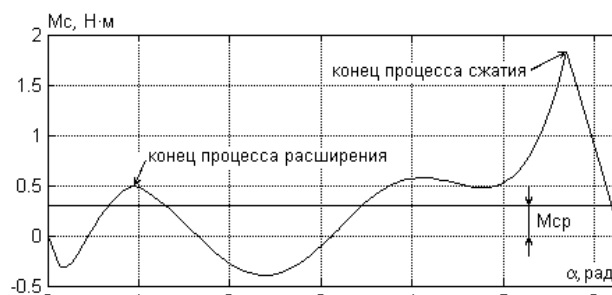


Рис. 4. Момент сопротивления компрессора ХКВ-6 в номинальном режиме работы

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  $53^\circ$ , угол конца процесса сжатия (рис. 2, т. 4) составил  $5,7$  рад или  $326^\circ$ .

Среднее за один оборот вала значение момента сопротивления  $M_{\text{ср}}$ , 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.

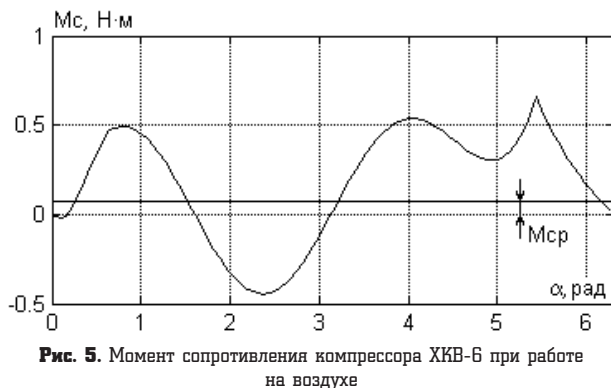


Рис. 5. Момент сопротивления компрессора ХКВ-6 при работе на воздухе

Интегрирование кривой момента сопротивления, приведенной на рис. 5, дало среднее значение  $M_{ср} = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Используя методику, описанную в [13], было рассчитано экспериментальное значение среднего момента сопротивления, которое составило  $M_{ср.экс.} = 0,17 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при номинальной подаче компрессора  $0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$ . Как видим, расхождение экспериментальных данных и результатов моделирования составляет 5,5 %, что вполне допустимо.

## 6. Выводы

В данной работе проведен анализ динамики кривошипного механизма однопоршневого компрессора с шатуном и кулисой, в результате которого получены уравнения основных сил, действующих в компрессоре.

На основе схематизированной индикаторной диаграммы разработана методика и предложена последовательность расчета момента сопротивления на валу приводного электродвигателя компрессора. Данная методика предполагает предварительный расчет сил по уравнениям (3), (7), (10), (13), определение суммарной силы по (1) и вычисление момента сопротивления по (17).

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.

Верификация разработанной модели на примере компрессора ХКВ-6 малой холодильной установки показало расхождение результатов моделирования с паспортными и экспериментальными данными не превышающее 6 %. Следовательно, можно утверждать об адекватности рассмотренной методики расчета и моделирования момента сопротивления на валу приводного электродвигателя однопоршневого компрессора судовой холодильной установки реальному физическому аналогу.

## 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. Kumar, M. Fault Detection and Diagnosis of Air-Conditioning Systems using Residuals [Text] / M. Kumar, I. N. Kar // 10th IFAC International Symposium on Dynamics and Control of Process Systems. — Mumbai, India, 2013. — P. 607–612. doi:10.3182/20131218-3-in-2045.00113
3. Tassou, S. A. Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigerant systems [Text] / S. A. Tassou, I. N. Grace // International Journal of Refrigeration. — 2005. — Vol. 28, № 5. — P. 680–688. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.12.007
4. Сниховский, Е. Л. К вопросу формирования алгоритма диагностирования технического состояния парокompрессионных 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 [Текст]: справочник / А. А. Фока. — М.: Феникс, 2010. — Т. 2. — 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] / J. R. Cho, S. J. Moon // Tribology International. — 2005. — Vol. 38, № 5. — P. 459–468. doi:10.1016/j.triboint.2004.10.002
8. Estupinan, E. A. Dynamic Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors, Combining Multibody Dynamics, Finite Elements Method and Fluid Film Lubrication [Text] / E. A. Estupinan, I. F. Santos // International journal of mechanics. — 2007. — Vol. 1, № 4. — P. 36–43.
9. Kurka, R. G. Dynamic Modeling of Reciprocating Compressors with Vertical Axis [Text] / R. G. Kurka, L. G. P. Karen, H. I. Jaime // Presented at ISMA2010-USD2010 Conference. — Leuven, Belgium, 2010. — P. 1573–1588.
10. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Теория и расчет [Текст] / П. И. Пластинин. — М.: Колос, 2006. — Т. 1. — 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] / Е. М. Лопухина, Г. А. Семенчуков. — М.: Высш. шк., 2002. — 512 с.
13. Онищенко, Г. Б. Автоматизированный электропривод промышленных установок [Текст]: учеб. пос. / Г. Б. Онищенко, М. И. Аксенов, В. П. Грехов, М. Н. Зарицкий, А. В. Куприков, А. И. Нитиевская; под общ. ред. Г. Б. Онищенко. — М.: РАСХН, 2001. — 520 с.

## МОДЕЛЮВАННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ОДНОПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА СУДОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

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.

*Букарос Андрей Юрьевич, кандидат технических наук, старший преподаватель, кафедра электромеханики, Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, e-mail: bucaros@mail.ru. Букарос Валерия Николаевна, преподаватель специализации, Обособленное структурное подразделение «Училище № 3 Национального университета «Одесская юридическая академия», Украина, e-mail: eralife84@gmail.com.*

**Онищенко Олег Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, кафедра технической эксплуатации флота, Одесская национальная морская академия, Украина, e-mail: olegoni@mail.ru.

**Букарос Андрій Юрійович**, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра електромеханіки, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.

**Букарос Валерія Миколаївна**, викладач спеціалізації, Відокремлений структурний підрозділ «Училище № 3 Національного університету «Одеська юридична академія», Україна.

**Онищенко Олег Анатолійович**, доктор технічних наук, професор, кафедра технічної експлуатації флоту, Одеська національна морська академія, Україна.

**Bucaros Andrey**, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: bucaros@mail.ru.

**Bucaros Valeriya**, Separate structural unit «School № 3», National University «Odessa Law Academy», Ukraine, e-mail: eralife84@gmail.com.

**Onishchenko Oleg**, Odessa National Maritime Academy, Ukraine, e-mail: olegoni@mail.ru

УДК 621.371:621.311.4

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.47770

**Дорошенко О. І.,  
Романюк О. В.,  
Борисенко С. О.**

## РОЗРОБЛЕННЯ ФІЗИЧНОЇ БАЗИ ДЛЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЕЛЕКТРОПЕРЕДАВАННЯ

Спираючись на фізику нормального режиму роботи електроенергетичних систем, у статті пропонується новий науково-методичний підхід до визначення розуміння реактивної потужності електропередачі до систем електропостачання промислових і дорівнених, до них споживачів. Доведено, що у якості її реактивного розрахункового значення, замість амплітудного, необхідно приймати діюче значення.

**Ключові слова:** електропостачання, моделювання електропередачі, електроенергія, активна потужність, реактивна потужність, повна потужність.

### 1. Вступ

Як відомо, передавання електричної енергії (електропередача) є найбільш поширеною функцією електроенергетичної системи (ЕЕС). Фізично, її здійснюють електричні мережі (ЕМ) цієї системи, які складаються з ліній електропередачі (повітряних і кабельних) та підстанцій (трансформаторних і розподільних). Таку сукупність, призначену для передачі електроенергії до конкретного приймального пункту називають електропередачею, яку можна розглядати окремим об'єктом ЕЕС. При цьому, як відомо з теоретичних основ електротехніки (ТОЕ) (наприклад, з [1]) електроенергія, фізично, є енергією електромагнітного поля ЕЕС, яке створюється одночасною дією напруги і струму провідності струмоведучих частин цієї системи, на діелектричне середовище, що оточує усі такі її частини.

Очевидно, що електромагнітним полем називається такий стан згаданого діелектричного середовища, за якого у ньому починають діяти електричні сили Кулона і магнітні сили Кариоліса. Таким чином, створюється враження про те, ніби, одночасно діють два види енергії: електрична і магнітна.

При цьому, математичний формалізм, що панує сьогодні в електроенергетиці не дає змоги зрозуміти фізику реального процесу електропередачі. Так, наприклад, нормативний документ [2] стверджує, що споживачеві передається електрична енергія, як товарна продукція електроенергетичної системи, двох видів — активна та реактивна. За їх споживання споживачеві нараховується окрема плата. Аналогічний підхід до розуміння реактивної електроенергії є характерним і для зарубіжжя.

Але, як відомо з [3, 4], реактивної енергії як окремого виду електричної енергії, фізично, не може бути. Тому очевидно, що є актуальним проведення наукових досліджень, які можуть підтвердити, або спростувати думку про те, що реактивна електроенергія може бути окремим видом енергії, яку можна передавати споживачеві від її генераторів з ЕЕС.

### 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Як відомо з теоретичних основ електротехніки [1], математично, потужність будь-якої частини ЕЕС визначається теоремою Пойтінга. За синусоїдальних напруги і струму провідності її струмоведучих частин та за умови  $U \equiv E$  і  $I \equiv H$ , її миттєве значення, як значення повної потужності визначається за формулою, кВА:

$$s = u \cdot i, \quad (1)$$

де  $u$  та  $i$  є функціями аргументу  $\omega t$ , од.

Після відомого математичного перетворення створюється формула для визначення розрахункового значення повної потужності будь-якого електромагнітного поля, яку можна вважати його математичною моделлю, кВА:

$$\begin{aligned} S_p &= U_m \sin \omega t \cdot I_m \sin(\omega t - \varphi) = \\ &= U \cdot I \cos \varphi - U \cdot I \cos(2\omega t - \varphi) = P \mp J \cdot Q, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $U_m$  — амплітудне значення напруги, кВ;  $I_m$  — амплітудне значення струму провідності, А;  $U$  — діюче значення