

УДК 622.531:622.284.54

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА ВЫСОКОНАПОРНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМЫ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Гуляев К.В., канд.техн.наук,
Донецкий национальный технический университет.

Предложена математическая модель для исследования динамики электромеханической системы привода высоконапорного агрегата

The mathematical model to investigate the dynamics of electrical and mechanical drive of the pump installation was proposed.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Важной научно-технической проблемой угольного машиностроения является создание для систем гидропривода механизированных крепей гидроэнергетических установок нового технического уровня с высокими показателями ресурса (не менее 15000 часов) и допустимыми уровнями вибрации и шума при номинальном давлении 40 МПа и подаче до 200 л/мин.

Наиболее напряженной и ответственной подсистемой в системе гидропривода механизированных крепей является высоконапорный насосный агрегат. Он выполняется на базе трех- или пятиплунжерных насосов с кривошипно-шатунным электромеханическим приводом линейно расположенных поршней, рис.1. Приводной асинхронный электродвигатель 1 через зубчатую передачу вращает коленчатый вал 2, приводные шейки которого расположены под углом 120° (или 72°) относительно друг друга. Цилиндры 6 через нагнетательный и всасывающий клапаны соединены с нагнетательной 9 и всасывающей 8 магистралями. Рабочую жидкость во всасывающую магистраль нагнетает подпиточный насос 7. Поршни 5 разгружены от боковых нагрузок, так как они соединены с шатунами 3 через крейцкопфы 4, воспринимающие поперечные составляющие нагрузок. Для сглаживания пульсации подачи в напорной магистрали 9 устанавливают гидропневоаккумулятор 10.

Анализ исследований и публикаций. Требования к основным параметрам и показателям надежности высоконапорных насосных агрегатов постоянно растут [1], что определяет необходимость детального исследования их рабочих процессов на основе

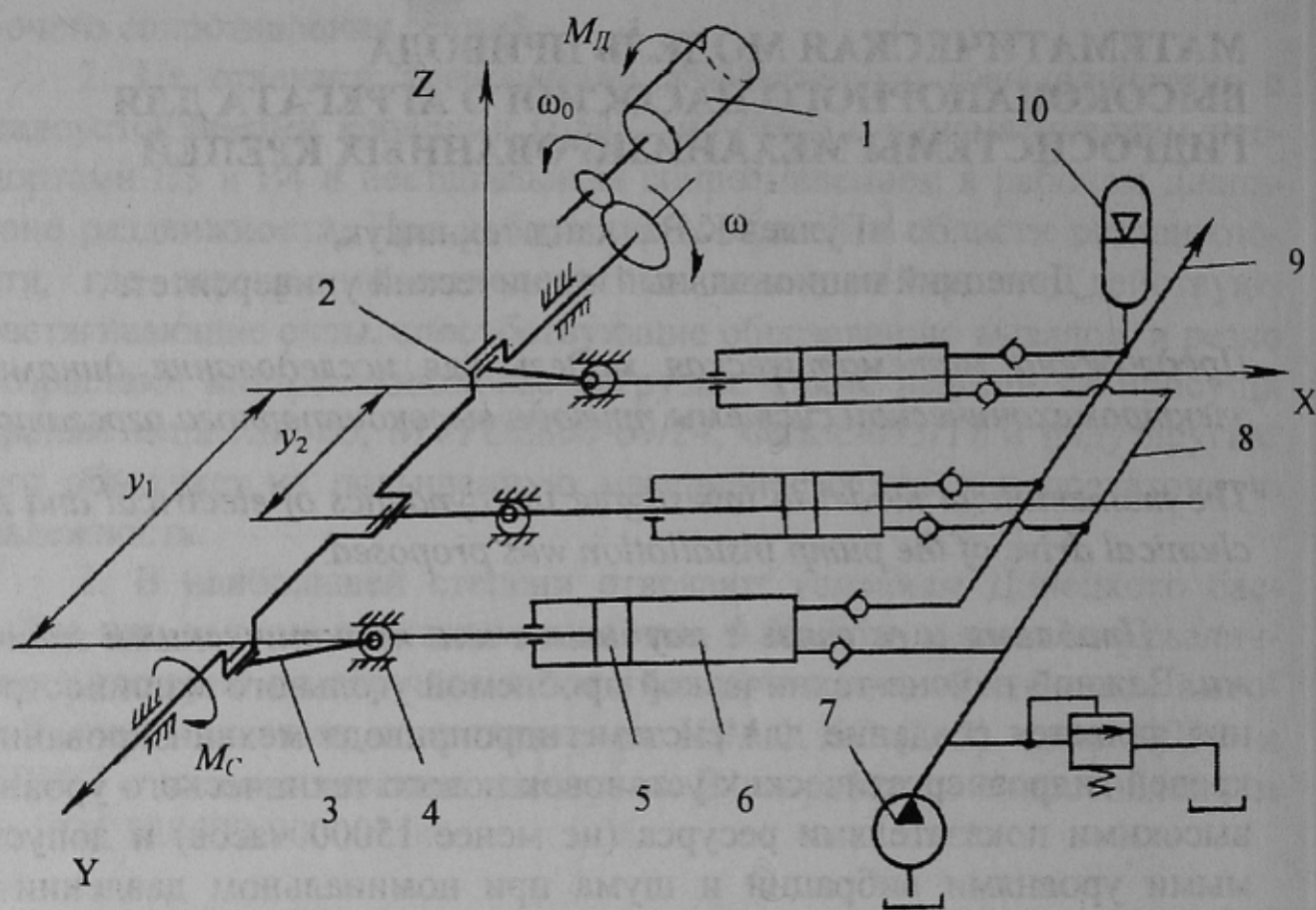


Рисунок 1 – Функціональна схема насосного агрегата

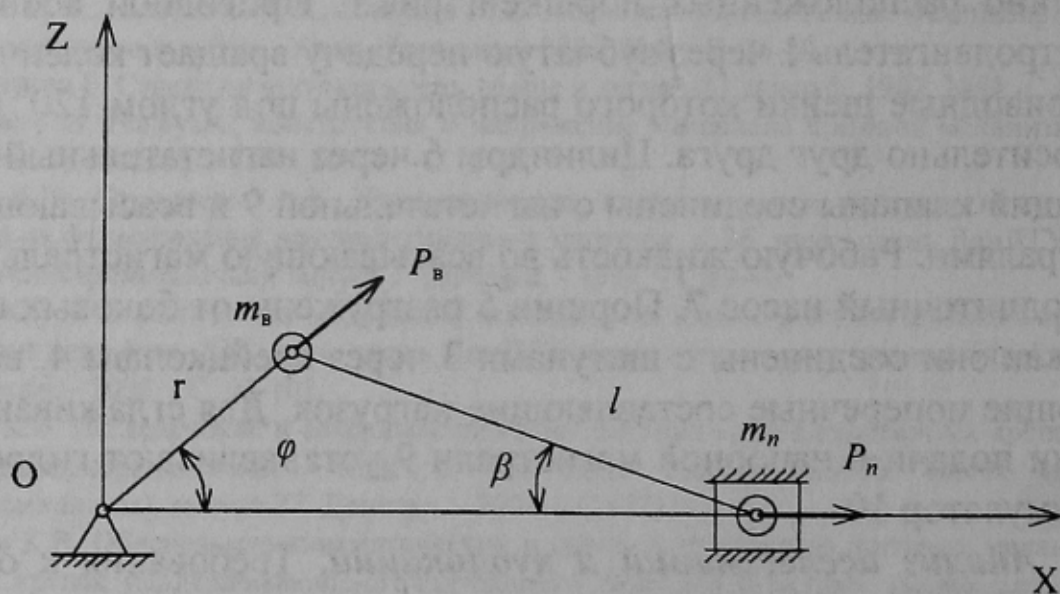


Рисунок 2 – Кінематическа схема кривошипно-шатунного привода насоса

математических моделей, учитывающих особенности динамических свойств приводного электродвигателя, передаточных механизмов и технологической нагрузки, формируемой при взаимодействии насоса с приводом и гидромагистралями системы, а также системы управления.

Разработка таких моделей является необходимым условием для выполнения имитационного моделирования рабочих процессов в системе «электродвигатель – передаточный механизм – насос - технологическая нагрузка» и оптимизации параметров ее элементов с целью минимизации динамических нагрузок и виброактивности насосного агрегата уже на стадии его проектирования.

Математическое описание процессов всасывания и нагнетания рабочей жидкости для одного цилиндра с учетом динамических характеристик клапанов приведено в работе [2]. Полученная система шести уравнений позволяет рассчитывать цикл работы одного цилиндра насоса как при полной подаче, так и при регулировании подачи от подпиточного насоса. Однако, в предложенной математической модели не учитываются динамические процессы в кривошипно-шатунном механизме и приводном электродвигателе.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка математической модели привода высоконапорного насоса, которая учитывает динамические свойства кривошипно-шатунного механизма и приводного двигателя. Такая модель позволяет выявить источники возбуждения вибрации и шума и найти способы их устранения или минимизации.

Изложение материала и результаты. Рассмотрим особенности кинематики и динамики центральных кривошипно-шатунных механизмов, применяемых в приводе высоконапорных насосов. Расчетная схема такого механизма с заменой распределенных масс двумя точечными массами m_b (вращающейся) и m_n (поступательно движущейся) представлена на рис. 2.

Из расчетной схемы следует нелинейная зависимость между координатой X ведомого звена - ползуна и координатой φ ведущего звена - кривошипа.

$$X = r \cos \varphi + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}, \quad (1)$$

где $\lambda = r/l$.

После преобразования и дифференцирования (1), пренебрегая членами второго порядка малости, получены упрощенные зависимо-

сти для определения перемещения, скорости и ускорения ползуна и поршня [2]:

$$\left. \begin{aligned} X &= r[(1 - \cos \varphi) - \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)]; \\ \dot{X} &= r\omega(\sin \varphi - \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi); \\ \ddot{X} &= r\omega^2(\cos \varphi - \lambda \cos 2\varphi) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В работе [3] получено аналитическое выражение ускорения ползуна в виде

$$\ddot{X} = -r\omega^2(\cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots) \quad (3)$$

и силы инерции $P_{\text{п}}$ (действующей вдоль оси OX)

$$P_{\text{п}} = m_{\text{п}} r \omega^2 (\cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots) \quad (4)$$

Коэффициенты A_k ($k=2, 4, 6 \dots$) являются функциями параметра $\lambda = rl^{-1}$, (для большинства поршневых машин $\frac{1}{5} < \lambda < \frac{1}{3}$).

Поскольку $\varphi = \omega t$, то каждый член ряда (4) представляет собой гармоническую составляющую силы инерции, изменяющуюся с частотой, кратной угловой скорости кривошипа $\omega = \omega_0/i_{\text{п}}$, где ω_0 – угловая скорость двигателя, $i_{\text{п}}$ – передаточное отношение зубчатой передачи.

Проекции главного вектора сил инерции $P_{\text{в}}$ и $P_{\text{п}}$ на оси координат будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} P_x &= r\omega^2 \left[(m_{\text{в}} + m_{\text{п}}) \cos \varphi + \sum_{k=2,4,6} A_k \cos k\varphi \right] \\ P_z &= r\omega^2 m_{\text{в}} \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Если считать плоскость, в которой сосредоточены массы $m_{\text{в}}$ и $m_{\text{п}}$, комплексной плоскостью, то силу инерции вращающейся массы $m_{\text{в}}$ можно выразить комплексным числом

$$P_{\text{в}} = m_{\text{в}} r \omega^2 e^{i\varphi}, \quad (6)$$

где число $e^{i\varphi}$ соответствует единичному вектору, вращающемуся вместе с кривошипом в плоскости OXZ ($i = \sqrt{-1}$).

Сила инерции поступательно движущейся массы механизма в комплексной форме имеет вид

$$P_n = 0,5m_n r \omega^2 \left[e^{i\varphi} + e^{-i\varphi} + \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} + e^{-ik\varphi}) \right] \quad (7)$$

Для многопоршневых насосов с кривошипно-шатунным приводом с постоянным фазовым углом сдвига между кривошипами $\gamma_j = 360^\circ/n$ (n - число поршней) главный вектор сил инерции R^H и главный момент сил инерции M^H будут иметь вид [3]:

$$R^H = r \omega^2 [(m_B + 0,5m_n) e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{i\gamma_j} + 0,5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-i\gamma_j} + 0,5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{ik\gamma_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-ik\gamma_j})]; \quad (8)$$

$$M^H = i r \omega^2 [(m_B + 0,5m_n) e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{i\gamma_j} + 0,5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-i\gamma_j} + 0,5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{ik\gamma_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-ik\gamma_j})]. \quad (9)$$

В выражениях (8) и (9) члены, содержащие $e^{\pm i\varphi}$ являются соответственно силами инерции и моментами сил инерции первого порядка, а члены, содержащие $e^{\pm ik\varphi}$ - соответственно силами инерции и моментами сил инерции k -го порядка; Y_j – расстояние от плоскости j -го механизма до плоскости первого механизма (см. рис.1).

Зависимости (1) – (3) можно использовать для определения функций положения и передаточных функций кривошипно-шатунного механизма, а выражения (4) – (9) – при определении обобщенных сил, входящих в уравнение Лагранжа II рода .

В первом приближении, считая звенья передаточного механизма жесткими и не учитывая демпфирование, запишем уравнение движения агрегата с одной степенью свободы q (q – угол поворота ротора двигателя) в форме уравнения Лагранжа второго рода [4]

$$I(q)\ddot{q} + \frac{1}{2}I'(q) \cdot \dot{q} = M_d + M_c, \quad (10)$$

где $I(q)$ – массовый момент инерции системы, приведенный к валу двигателя, $I'(q) \equiv \frac{dI}{dq}$, M_d , M_c – приведенные моменты движущих сил и сил сопротивления соответственно. Момент инерции системы

$$I(q) = I_d(q) + I_m(q), \quad (11)$$

где $I_d(q)$ – момент инерции ротора двигателя (пренебрегая малой остаточной динамической неуравновешенностью ротора, будем считать $I_d(q) = I_{до} = \text{const}$. Для кривошипно-шатунного механизма с нелинейной функцией положения, момент инерции зависит от q . Если выделить в периодических функциях $I_m(q)$ постоянные составляющие $I_{мо}$, получим

$$I(q) = I + \tilde{I}(q) = \frac{1}{2\pi i} \int_0^{2\pi} I(q) dq + \tilde{I}(q), \quad (12)$$

где $\tilde{I}(q)$ – переменная составляющая момента инерции кривошипно-шатунного механизма привода насоса.

Поскольку активные силы сопротивления, формируемые на поршнях насоса, приложены к звеньям механизма, приводимым от эксцентрикового (кривошипного) вала, то M_c – периодическая функция q с периодом $2\pi i_n$

$$M(q, \dot{q}) = M(\dot{q}) + \tilde{M}(q, \dot{q}), \quad (13)$$

где $M(\dot{q}) = \frac{1}{2\pi i} \int_0^{2\pi} M(q, \dot{q}) dq$ – усредненная характеристика момента сил сопротивления; $\tilde{M}(q, \dot{q})$ – переменная часть приведенного момента сил сопротивления.

При установившемся движении агрегата с идеальным двигателем $\dot{q} = \omega_0 = \text{const}$, а момент на валу двигателя будет иметь вид

$$M(t) = \frac{1}{2} I(\omega_0 t) \omega_0^2 - \tilde{M}(\omega_0 t, \omega_0) - M(\omega_0), \dots \quad (14)$$

где первые два слагаемых определяют переменную составляющую движущего момента, а третье – среднее его значение [4].

Со стороны передаточного механизма на выходное звено двигателя действует момент $M_n(t)$:

$$M_n(t) = -M_{co}(\omega_0) + \frac{1}{2} I'_m(\omega_0 t) \omega_0^2 - \tilde{M}_c(\omega_0 t, \omega_0) = -M_{co}(\omega_0) + \tilde{M}_n(t), \quad (15)$$

где $M_{co}(\omega_0)$, $\tilde{M}_n(t)$ – соответственно постоянная и переменная составляющие крутящего момента в передаточном механизме (зубчатой передаче).

Условием отсутствия раскрытия зазоров в передаче является постоянство знака $M_n(t)$. Для этого должно выполняться условие:

$$|M_{co}(\omega_0)| > |\tilde{M}_c(\omega_0 t, \omega_0) - \frac{1}{2} I'_M(\omega_0 t) \omega_0^2| \max. \quad (16)$$

При учете динамической характеристики приводного асинхронного электродвигателя математическая модель установившегося движения насосного агрегата можно представить в виде

$$\left. \begin{aligned} [I_{до} + I_{мо} + \tilde{I}_M(q)]\dot{q} + \frac{1}{2} \tilde{I}'_M(q)q^2 &= M_d + M_{co}(q) + \tilde{M}_c(q_1 q); \\ \tau \dot{M}_d + M_d &= \frac{2M_k}{S_k \omega_c} (\omega_c - p_n q) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Второе уравнение системы (17) описывает линеаризованную динамическую характеристику асинхронного двигателя для области скольжений $0 \leq S \leq 0,5 S_k$ (S_k, M_k , соответственно критические значения скольжения и момента двигателя, p_n – число пар полюсов; $\tau = (\omega_c S_k)^{-1}$ – электромагнитная постоянная времени двигателя, ω_c – круговая частота питающего напряжения).

Математическая модель (17) может быть использована для исследования динамических процессов в приводе насосного агрегата при решении задач динамического анализа и синтеза без учета упруго-диссипативных характеристик передаточных звеньев и исполнительных механизмов. Решение системы нелинейных уравнений (17) можно осуществить численным методом или методом приближений.

Для определения возмущений в системе привода насоса первое уравнение системы (17) представим в виде

$$(I_{до} + I_{мо})\dot{q} - M_d - M_{co}(q) = -\frac{1}{2} \tilde{I}'_M(\omega_0 t) \omega_0^2 - \tilde{I}_M(q)q + \tilde{M}_c(\omega_0 t, \omega_0) \quad (18)$$

При равномерном вращении двигателя ($\dot{q} = 0$) функции времени, стоящие в правой части (18), называются возмущениями. Их величина согласно [4]

$$L_M(t) = -\frac{1}{2} \tilde{I}'_M(\omega_0 t) \omega_0^2 + \tilde{M}_c(\omega_0 t, \omega_0) \dots (19)$$

Первое слагаемое (19) связано с переменностью приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма, а второе – обусловлено зависимостью \tilde{M}_c от q . Возмущение является периодической функцией времени с периодом $T = \frac{2\pi i_n}{\omega_0}$, не содержит постоянной составляющей и может быть представлено рядом Фурье:

$$L_M(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_{Mr} \cos(r\omega t + \gamma_r), \quad \omega = \omega_0 / i_n \quad (20)$$

В общем случае поршневой двигатель также может быть источником периодических ($\tau_0 = 2\pi / \omega_0$) возмущений $L_d^{(1)}$, обусловленных переменностью приведенного момента инерции двигателя и $L_d^{(2)}$, связанных с зависимостью переменной составляющей \tilde{M}_d от q :

$$\left. \begin{aligned} L_d^{(1)}(t) &= \sum_{r=1}^{\infty} L_{др}^{(1)} \cos(r\omega_0 t + \delta_r); \\ L_d^{(2)}(t) &= \sum_{r=1}^{\infty} L_{др}^{(2)} \cos(r\omega_0 t + \varepsilon_r) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Возмущения (21) и (20), определенные при равномерном вращении, характеризуют виброактивность двигателя и механической части системы привода насоса. Они являются причиной колебательных процессов (вибрации и шума) в насосном агрегате при установившемся движении. В рассматриваемом случае с электроприводом возмущения (21) можно принять равными нулю.

Определение коэффициентов $L_{др}$ рекомендуется производить методом гармонического анализа предварительно найденных зависимостей $\tilde{M}_c(q, \omega_0)$ и $\tilde{I}_m(q)$. Дифференцирование функции $\tilde{I}_m(q)$ целесообразно выполнять после разложения ее в ряд Фурье [4].

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, приведены физические основы и математическая модель формирования динамических процессов в электромеханической подсистеме кривошипно-шатунного привода высоконапорного насоса, позволяющая исследовать в первом приближении влияние на виброактивность агрегата динамических характеристик передаточных механизмов и приводного двигателя.

На втором этапе работы планируется разработка математической модели системы с учетом ее упруго-диссипативных характеристик и формируемой в системе технологической нагрузки.

Список источников.

1. Гуляев В.Г., Бойко Н.Г. Требования к гидроэнергетическим установкам механизированных крепей нового технического уровня // Известия Донецкого горного института, №2/2000, Донецк-2000, -С.47-51.
2. Пономаренко Ю.Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей // М.: Недра, 1983. - 183с.
3. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов // М.-К. Машгиз, 1961.- 340с.
4. Динамика машин и управление машинами. Справочник. Под. Ред. Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988.-240с

Рекомендована к опубликованию проф., д.т.н. Кондрахиным В.П.