

УДК 622.531:622.284.54

## К РАЗРАБОТКЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЫСОКОНАПОРНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА СИСТЕМЫ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Селихов А.В., студент; Гуляев К.В., с.н.с., к.т.н.; Гуляев В.Г., профессор, д.т.н.  
(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина)

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 вращает коленчатый вал 2, приводные шейки которого расположены под углом  $120^{\circ}$  (или  $72^{\circ}$ ) 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 гидропневмоаккумулятор 10.

Требования к основным параметрам и показателям надежности высоконапорных насосных агрегатов постоянно растут [1], что определяет необходимость детального исследования их рабочих процессов на основе 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 6-ти 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.

Рассмотрим особенности кинематики и динамики центральных кривошипно-шатунных механизмов, применяемых в приводе высоконапорных насо-

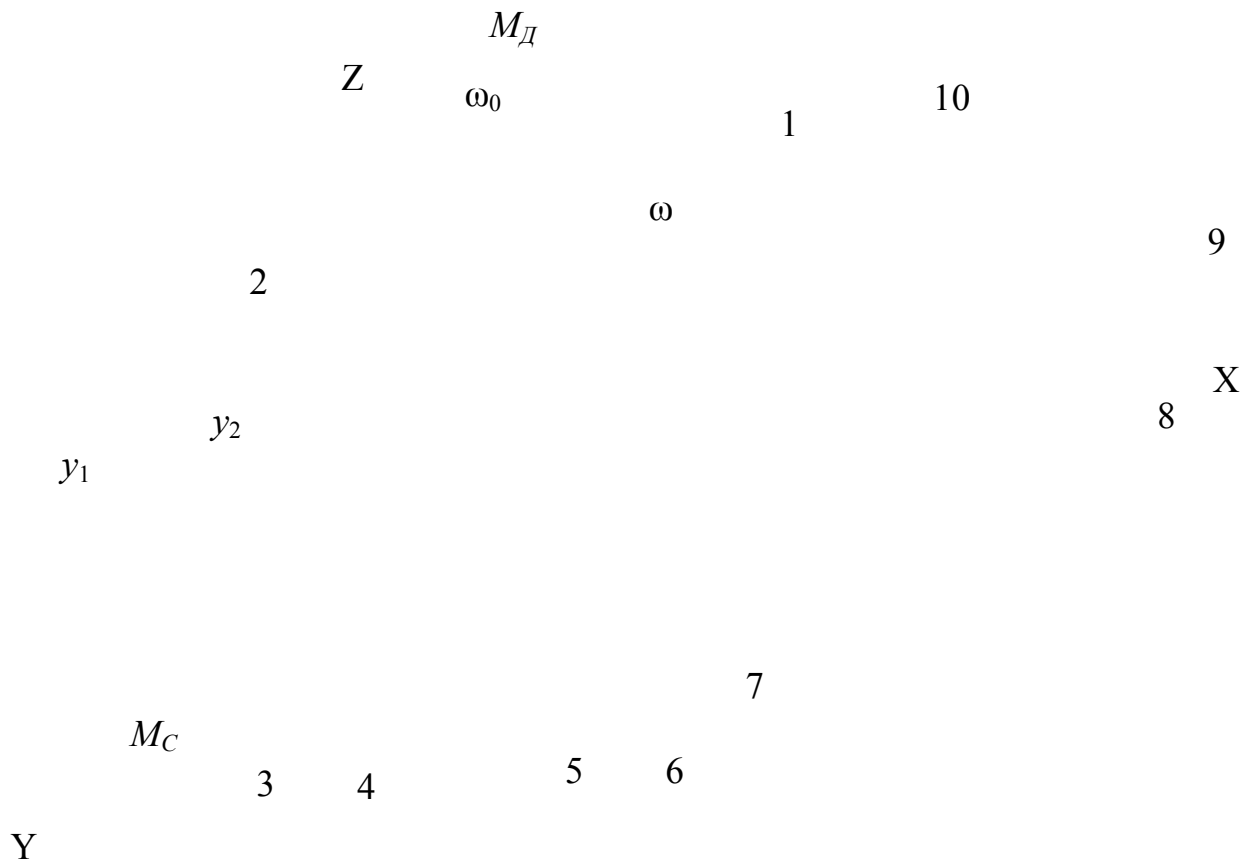


Рисунок 1 – Функціональна схема насосного агрегата

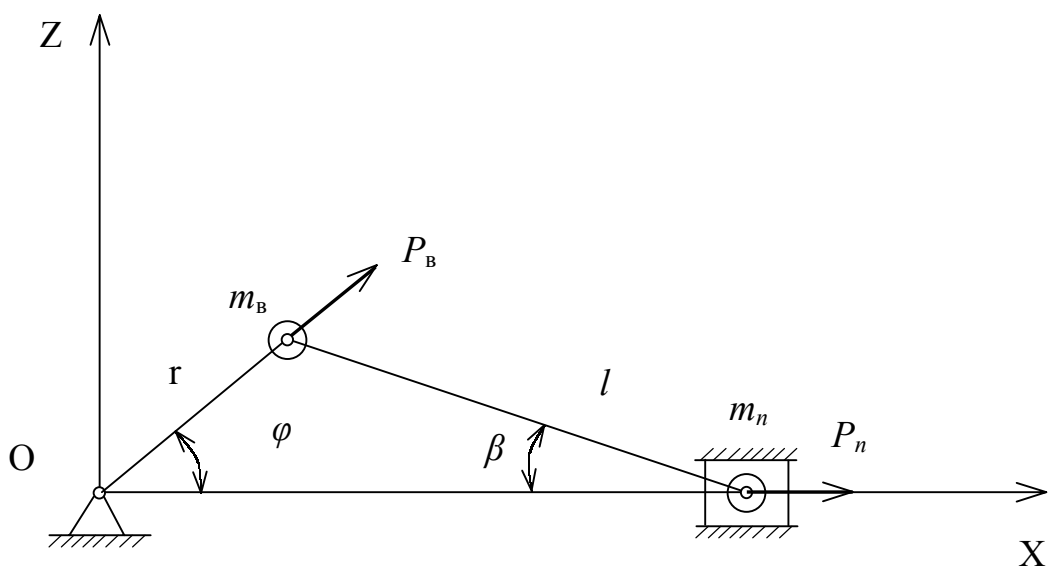


Рисунок 2 – Кинематическая схема кривошипно-шатунного привода насоса

сов. 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 зависимость между координатой  $X$  ведомого звена – ползуна и координатой  $\varphi$  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 зависимости для определения перемещения, скорости и ускорения ползуна и поршня [2]:

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

В работе [3] получено аналитическое выражение ускорения ползуна

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

и силы инерции  $P_n$  (действующей вдоль оси OX)

$$P_n = m_n r \omega^2 (\cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots) \quad (4)$$

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.

Проекции главного вектора сил инерции  $P_b$  и  $P_n$  на оси координат будут иметь вид

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

Если считать плоскость, в которой сосредоточены массы  $m_b$  и  $m_n$ , комплексной плоскостью, то сила инерции вращающейся массы  $m_b$  можно выразить комплексным числом

$$P_b = m_b r \omega^2 e^{i\varphi} \quad (6)$$

где число  $e^{i\varphi}$  соответствует единичному вектору, вращающемуся вместе с кривошипом в плоскости OXZ.

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]:

$$\begin{aligned} R^H &= r \omega^2 [(m_g + 0,5m_n) e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{i\gamma_j} + 0,5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-i\gamma_j} + \\ &+ 0,5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{iky_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-iky_j})]; \\ M^H &= i r \omega^2 [(m_g + 0,5m_n) e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{i\gamma_j} + 0,5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-i\gamma_j} + \\ &+ 0,5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{iky_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-iky_j})]. \end{aligned} \quad (8)$$

$$(9)$$

В выражениях (8) и (9) члены, содержащие  $e^{\pm i\varphi}$  являются соответственно силами инерции и моментами сил инерции первого порядка, а члены, содержащие  $e^{\pm ki\varphi}$  - 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 правую часть уравнений Лагранжа II рода [4].

Согласно [3] обобщенная сила  $Q$  в поршневых машинах равна избыточному моменту  $\Delta M$  на коленчатом валу:

$$Q = \Delta M = M_d - M_c + M_b \quad (10)$$

где  $M_d$  – приведенный к коленчатому валу момент движущих сил;

$M_c$  – приведенный момент сил сопротивлений;

$M_b$  – приведенный момент сил веса.

Для многопоршневых машин с допустимой для практики точностью можно принять [3]

$$\Delta M = M_d - M_c \quad (11)$$

т.к. при периодическом движении таких машин работа сил веса на интервале периода равна нулю.

Если в конструкции кривошипно-шатунного привода приняты технические решения по уравновешиванию сил инерции, то момент сил сопротивления на коленчатом валу можно в первом приближении представить выражением

$$M_c = M_n + \mu_m (\varphi - \varphi_n) + M_b \sin n\omega t, \dots \quad (12)$$

где  $M_n$  – номинальный момент;  $\mu_m$  – коэффициент пропорциональности (если  $\mu_m > 0$  – то второе слагаемое есть демпфирующий момент; если  $\mu_m < 0$ , то второе слагаемое является возбуждающей силой);  $\varphi$  - текущее значение угловой скорости кривошипа;  $\varphi_n$  - номинальная угловая скорость коленчатого вала;  $M_b \sin n\omega t$  – возбуждающий момент, обусловленный функционированием многопоршневого насоса ( $n$  – число поршней).

Динамические свойства приводного асинхронного двигателя можно учесть, используя его динамическую характеристику согласно рекомендациям [5]: линеаризованные модели Пинчука – Вейца или Ривина, либо нелинейную модель Венцке.

Для исследования рабочего процесса с учетом подсистемы автоматического управления подачей насоса в функции давления в напорной магистрали, в описании полной системы необходимо добавить математическую модель авторегулятора.

#### Перечень ссылок

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. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов // М.-К. Машгиз, 1961.- 340с.
3. Пономаренко Ю.Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей //М.: Недра, 1983. – 183с.
4. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин // Л. : Машиностроение, 1968. –284с.
5. Проектирование и конструирование горных машин /Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. М. : Недра, 1988. – 368с.