

Ковальчук Р.А., к.т.н.
Національна академія сухопутних військ
імені гетьмана Петра Сагайдачного

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПУСКУ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ З ТРИПОРШНЕВИМ НАСОСОМ

Розглянуто результати математичного моделювання нестационарних процесів у насосному агрегаті з трипоршневим буровим насосом. Проаналізовано модель, що містить рівняння руху елементів системи, які враховують несталість зведеного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму насоса, особливості роботи оперативної фрикційної муфти, а також електромагнітні явища в асинхронному двигуні. Розв'язання одержаної системи диференціальних рівнянь виконано шляхом комп'ютерного числового інтегрування. Як об'єкт досліджень використано насосний агрегат з трипоршневим буровим насосом односторонньої дії НБТ-600, що приводиться в дію асинхронним двигуном. Наведено результати числової реалізації побудованої моделі, зокрема, визначено момент у пружній ланці насосного агрегату за різних значень тиску рідини на викиді насоса. Обґрунтовано раціональні значення часу наповнення шинно-пневматичної муфти повітрям, на основі чого зроблено висновки щодо зниження динамічних навантажень на елементи насоса під час пуску.

Ключові слова: буріння, насосний агрегат, нестационарні процеси, динаміка машин.

Ковальчук Р.А., к.т.н.
Национальная академия сухопутных войск
имени гетмана Петра Сагайдачного

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПУСКА НАСОСНОГО АГРЕГАТА С ТРИПОРШНЕВЫМ НАСОСОМ

Рассмотрены результаты математического моделирования нестационарных процессов в насосном агрегате с трипоршневым буровым насосом. Проанализировано модель, которая содержит уравнения движения элементов системы, учитывающие непостоянство приведенного момента инерции кривошипно-ползунного механизма насоса, особенности работы оперативной фрикционной муфты, а также электромагнитные явления в асинхронном двигателе. Решение полученной системы дифференциальных уравнений выполнено путем компьютерного численного интегрирования. В качестве объекта исследований использованы насосный агрегат с трипоршневым буровым насосом одностороннего действия НБТ-600, который приводится в действие асинхронным двигателем. Приводятся результаты числовой реализации построенной модели, в частности определен момент в упругом звене насосного агрегата при различных значениях давления жидкости на выбросе насоса. Обоснованы рациональные значения времени наполнения шинно-пневматичной муфты воздухом, сделаны выводы по снижению динамических нагрузок на элементы насоса при пуске.

Ключевые слова: бурение, насосный агрегат, нестационарные процессы, динамика машин.

RESEARCH PROCESS OF STARTING THE PUMP UNIT WITH THREE-PISTON PUMP

Work drilling piston pump is characterized by periodic changes of pressures on the piston, which are transmitted to a central system, and periodic changes in the consolidated moment of inertia of crank-slide mechanism. Thereby, oscillatory phenomena occur in the pump unit during its operation, which significantly affect the workload of system elements, fluidity and drive shaft vibration activity of the technical object as a whole. Special meaning gets improving the methodology for the analysis of non-stationary modes of pumping units, due to the need for high performance simultaneous circulation of drilling rigs as well as the strength and reliability of structural elements.

The results of mathematical modeling of unsteady processes in pumping unit with three-piston pump are considered in this paper. The model contains the elements of the equations of motion of mechanical systems with four degrees of freedom, made under the scheme Lagrange equations of the second kind. The equations are based on volatility consolidated moment of inertia crank-slide mechanism pump operational features of friction clutches and electromagnetic phenomena in the induction motor.

In general the mathematical model provides an opportunity to consider any number of pistons pump as unilateral and bilateral actions. Solving the resulting system of differential equations by computer numerical integration is done. Joint integration of differential equations of motion of a mechanical system of variable structure and equations of the electromagnetic phenomena in asynchronous motor allows a detailed analysis of the processes occurring during start-up and steady-state mode of drilling pump.

The pump unit with three-piston pump unilateral action NBT-600 powered induction motor is used as the object of research. The results of numerical realization of the constructed model are given. In particular, the moment of the resilient link pump unit at different fluid pressure in the release pump is determined. The rational measurement of time filling pneumatic tire couplings air is justified. Conclusions to reduce dynamic loads on the elements of the pump during start-up are done.

According to the research was established the increase in friction torque in clutch causes growth electromagnetic torque and moment in indigenous shaft pump mechanism. Particularly important is the filling coupling air, which significantly affects the growth points in the links mechanism. Small points of friction in clutch in different time filling the air electromagnetic torque and moment in indigenous shaft are not significantly different. A large amplitude points is explained features of crank-slider mechanism pump. In subsequent trials mathematical modeling of dynamic processes during operation of the pump unit with three piston pump with account of air compensator will be scheduled.

The results of mathematical modeling can be used in computer-aided design pumping units to ensure proper accuracy of strength and prognostication of the resource structural elements

Keywords: *drilling, pumping unit, transient processes, the dynamics of machines.*

Вступ. Для буріння нафтогазових свердловин у сучасних умовах поряд із двопоршневими насосами частіше почали застосовувати швидкохідні трипоршнєві насоси односторонньої дії. Упровадження трипоршневих насосів у практику буріння глибоких свердловин, особливо на бурових установках, призначених для буріння на морі й у важкодоступних районах, обумовлене рядом техніко-експлуатаційних переваг порівняно з двопоршневими насосами. Головні з них (при однакових потужностях насосів): менші маса і габарити приблизно у 1,4 – 1,5 раза; удвічі менша нерівномірність подачі й тиску в 5 – 6 разів; зменшення змінних деталей у 1,3 – 1,4 раза і їх маси у 2 – 3 рази. Важливим є також, що ефективність використання зворотного ходу поршня у двопоршневих насосах двосторонньої дії за високих тисків знижується через збільшення площі штока. Усебічне вивчення динаміки насосних агрегатів бурових установок з поршневими насосами є необхідною умовою їх раціонального проектування й ефективної експлуатації.

Аналіз останніх джерел досліджень і публікацій. Основи теорії та будова бурових поршневих насосів детально висвітлені у працях [2, 3], а дослідження з кінематики й динаміки механізмів зі змінними інерційними характеристиками, зокрема насосних агрегатів, описані у роботах [4 – 6, 9]. Загальна методологія моделювання електропровідних систем з достатньою повнотою викладена у працях [1, 7, 8]. Оскільки конструкція насосного агрегату передбачає застосування муфт, то питання особливостей конструкції та експлуатації спеціальних фрикційних муфт розглянуто у монографії [3]. Приклади математичного моделювання перехідних режимів роботи двопоршневих насосів двосторонньої дії викладено у статтях [5, 6]. Однак динамічні процеси під час пуску трипоршневих насосів вивчено недостатньо.

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. У статті запропоновано аналіз процесів пуску трипоршневих насосів із застосуванням методики, яка ґрунтується на сучасному підході до математичного моделювання динамічних процесів у поршневих насосах і детально описана у праці [6]. Моделювання процесів пуску трипоршневих насосів є актуальними завданням з динаміки насосних агрегатів, розв'язання якого має важливе науково-практичне значення.

Мета роботи полягає в аналізі динамічних процесів шляхом математичного моделювання у насосному агрегаті з трипоршневим буровим насосом та обґрунтуванні раціональних експлуатаційних параметрів насоса. Дослідження ґрунтуються на застосуванні теорії коливань нелінійних пружних систем з обмеженим числом степенів вільності. Рівняння руху механічної системи, що включають елементи зі сталими та змінними характеристиками, побудовані за схемою рівняння Лагранжа другого роду.

Основний матеріал і результати. Насосний агрегат подано у вигляді механічної системи, що складається з асинхронного двигуна, шинно-пневматичної муфти, пасової передачі, редуктора та поршневого насоса (рис. 1). На схемі прийняті позначення: J_1 – зведений момент інерції ротора електричного двигуна з ведучою частиною шинно-пневматичної муфти; J_2 – зведений момент інерції веденої частини шинно-пневматичної муфти з валом і ведучим шківом пасової передачі; J_3 – зведений момент інерції трансмісійного вала із шестірнею та веденим шківом пасової передачі; J_4 – зведений момент інерції кривошипно-повзунного механізму насоса; c_1 – зведена жорсткість клинових пасів; v_1 – зведений коефіцієнт демпфування пасів; c_2 – зведена жорсткість зубчастої передачі редуктора; v_2 – зведений коефіцієнт демпфування зубчастої передачі; M_E – зведений електромагнітний момент двигуна; M_O – момент сил опору рухові, що діє на корінний вал насоса; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – зведені кутові координати. Інерційні та пружно-дисипативні параметри механічної системи зводимо до корінного вала насоса.

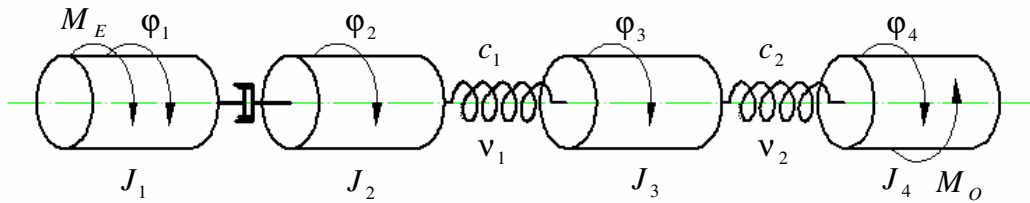


Рисунок 1 – Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату

Рівняння руху елементів агрегату складаємо за схемою рівняння Лагранжа II роду. За узагальнені координати приймаємо такі величини:

$$q_1 = \varphi_1; \quad q_2 = \varphi_2; \quad q_3 = \varphi_3; \quad q_4 = \varphi_4, \quad (1)$$

тоді

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2, \quad \frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3, \quad \frac{d\varphi_4}{dt} = \omega_4, \quad (2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ – зведені до корінного вала кутова швидкість ротора електричного двигуна, кутова швидкість півмуфти, з'єднаної з ведучим шківом пасової передачі, кутова швидкість швидкохідного вала редуктора, з'єднаного з веденим шківом пасової передачі, та дійсна кутова швидкість корінного вала насоса.

Записавши вирази для кінетичної енергії, потенціальної енергії, дисипативної функції Релея з урахуванням залежностей (1), (2) та взявши відповідні похідні, підставимо їх у рівняння Лагранжа другого роду. Для режиму, коли відбувається проковзування в шинно-пневматичній муфті, одержуємо рівняння руху у вигляді

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= M_{E3} - M_T; & J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= M_T - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_3); \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + v_1(\omega_2 - \omega_3) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - v_2(\omega_3 - \omega_4); \\ J_4 \frac{d\omega_4}{dt} &= -\frac{1}{2} \frac{\partial J_4}{\partial \varphi_4} \omega_4^2 + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4) - M_o, \end{aligned} \quad (3)$$

де M_T – зведений до корінного вала момент тертя у шинно-пневматичній муфті. Зведений момент двигуна знаходимо за формулою

$$M_E = M_{E0} \cdot u, \quad (4)$$

де M_{E0} – дійсний електромагнітний момент двигуна;

u – передавальне відношення привода.

За умови відсутності проковзування в шинно-пневматичній муфті, ланки з моментами інерції J_1 і J_2 виконують сумісний рух. Рівняння руху системи при $\varphi_1 = \varphi_2$ буде мати вигляд

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_2; \quad \varphi_1 = \varphi_1(t_1) + \varphi_2(t) - \varphi_2(t_1); \\ (J_1 + J_2) \frac{d\omega_2}{dt} &= M_E - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_3); \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + v_1(\omega_2 - \omega_3) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - v_2(\omega_3 - \omega_4); \\ J_4 \frac{d\omega_4}{dt} &= -\frac{1}{2} \frac{\partial J_4}{\partial \varphi_4} \omega_4^2 + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4) - M_o. \end{aligned} \quad (5)$$

Перехід від режиму руху з проковзуванням до режиму без нього відбувається, якщо виконуються такі умови:

$$\omega_2 = \omega_1 \text{ і } M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \leq M_T. \quad (6)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (2), (3) запишемо у вигляді

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = 0; \quad \omega_2(0) = 0. \quad (7)$$

Для числового інтегрування диференціальних рівнянь (2), (3) та (2), (5) необхідно визначати похідну функції J_4 за координатою φ_4 і електромагнітний момент двигуна M_E , а для інтегрування диференціальних рівнянь (2), (3) – електромагнітний момент двигуна M_E та похідну функції J_2 за координатою φ_2 .

Щоб визначити момент асинхронного двигуна, скористаємося рівнянням електромагнітного стану машини [4, 7]:

$$\frac{dI}{dt} = Z \cdot U, \quad (8)$$

тут

$$I = \text{col}(I_{Sx}, I_{Sy}, I_{Rx}, I_{Ry});$$

$$Z = \begin{bmatrix} \eta_S & 0 & \nu & 0 \\ 0 & \eta_S & 0 & \nu \\ \nu & 0 & \eta_S & 0 \\ 0 & \nu & 0 & \eta_S \end{bmatrix}, \quad U = \begin{bmatrix} U_m + p_0 \omega_0 (\chi_y + I_{Sy} L_S) - R_S I_{Sx} \\ -p_0 \omega_0 (\chi_x + I_{Sx} L_S) - R_S I_{Sy} \\ p_0 (\omega_0 - \omega) (\chi_y + I_{Ry} L_R) - R_R I_{Rx} \\ p_0 (\omega_0 - \omega) (\chi_x + I_{Rx} L_R) - R_R I_{Ry} \end{bmatrix},$$

де $I_{Sx}, I_{Sy}, I_{Rx}, I_{Ry}$ – проекції струмів на координатні осі x, y (індекси S і R указують на приналежність величин до статора і ротора відповідно);

U_m – амплітуда напруги мережі живлення;

R_S, R_R – активні опори обмоток;

L_R, L_S, L_m – індуктивності розсіяння обмоток і робоча індуктивність двигуна;

ω_0 і ω – синхронне та поточне значення кутової швидкості ротора;

p_0 – число пар магнітних полюсів;

$$\eta_S = \alpha_S \left(1 - \frac{\alpha_S}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m} \right);$$

$$\eta_R = \alpha_R \left(1 - \frac{\alpha_R}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m} \right);$$

$$\nu = - \frac{\alpha_S \alpha_R}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m};$$

$$\chi_x = (I_{Sx} + I_{Rx}) L_m; \quad \chi_y = (I_{Sy} + I_{Ry}) L_m,$$

причому $\alpha_S, \alpha_R, \alpha_m$ – величини, обернені до відповідних індуктивностей розсіяння. Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 L_m (I_{Rx} I_{Sy} - I_{Ry} I_{Sx}). \quad (9)$$

Проекції струмів на координатні осі в момент початку пуску двигуна дорівнюють нулеві, тобто

$$I_{Sx}(0) = 0; \quad I_{Sy}(0) = 0; \quad I_{Rx}(0) = 0; \quad I_{Ry}(0) = 0. \quad (10)$$

Трипоршневий буровий насос включає три простих кривошипно-повзунних механізми, що мають спільний корінний вал. Площини, що проходять через вісь обертання корінного вала й осі шийок для під'єднання шатунів, повернуті одна відносно одної на певний кут. Схема окремого кривошипно-повзунного механізму зображена на рис. 2. Центри мас відповідних ланок розміщені в точках S_1 , S_2 і B . Позначаємо кутову координату ланки OA окремо взятого механізму як φ_i , маси ланок OA , AB і поршня – як m_1 , m_2 , m_3 ; центральні моменти інерції кривошипа і шатуна механізму насоса – як J_{S1} і J_{S2} ; лінійні розміри – як $OS_1=a_1$, $AS_2=a_2$, $OA=l_1$, $AB=l_2$.

Зведений момент інерції механізму насоса, який включає три кривошипно-повзунних механізми, визначимо за формулою [5]

$$J_{3B}(\varphi) = \sum_{i=1}^n \left[J_{S1} + m_1 a_1^2 + m_2 u_i \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + J_{S2} \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + m_3 \left(-l_1 \left(\sin \varphi_i + \frac{l_1 \sin 2\varphi_i}{2\sqrt{h_i}} \right) \right)^2 \right], \quad (11)$$

де

$$h_i = l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi_i)^2, \quad u_i = \frac{h_i}{(\cos \varphi_i)^2} + a_2^2 - 2a_2 \frac{h_i}{l_2} + 2a_2 \frac{l_1 (\sin \varphi_i)^2 \cdot \sqrt{h_i}}{\cos \varphi_i \cdot l_2}. \quad (12)$$

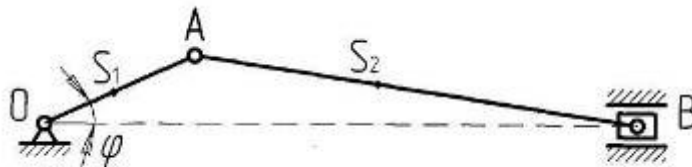


Рисунок 2 – Схема кривошипно-повзунного механізму насоса

Кути повороту ведучих ланок кривошипно-повзунних механізмів насоса φ_i ($i = 1, 2, \dots, n$) зв'язані з кутом повороту φ корінного вала трипоршневого насоса односторонньої дії так:

$$\varphi_1 = \varphi; \quad \varphi_2 = \varphi + \frac{2}{3}\pi; \quad \varphi_3 = \varphi + \frac{4}{3}\pi.$$

Момент опору рухові знаходимо за формулою

$$M_O = \sum_{i=1}^n M_{O_i}, \quad (13)$$

де M_{O_i} – момент опору, який створює тиск рідини на i -ий поршень,

$$M_{O_i} = P_i l_1 \Theta_i, \quad (14)$$

де P_i – сила тиску на поршень;

Θ_i – тригонометрична функція кута повороту кривошипа.

Для насоса односторонньої дії P_i буде визначатися такою залежністю:

$$P_i = -pF_n, \text{ якщо } v_i > 0; \quad P_i = 0, \text{ якщо } v_i = 0, \quad (15)$$

де F_n – площа поперечного перерізу поршня,

p – тиск рідини на поршень;

v_i – швидкість поршня,

$$v_i = -\omega_2 l_1 \Theta_i. \quad (16)$$

Тригонометрична функція кута повороту кривошипа Θ_i , що фігурує в залежностях (14), (16), має вигляд

$$\Theta_i = \sin \varphi_i - \frac{\sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 - (\sin \varphi_i)^2}}. \quad (17)$$

Розглянемо агрегат, котрий включає буровий насос типу НБТ-600, який приводиться в дію електричним асинхронним двигуном АКЗ-15-41-8Б. Буровий насос НБТ-600 є трипоршневим насосом односторонньої дії та складається з привідної і гідравлічної частин, що змонтовані на одній рамі. Кут між привідними ланками кривошипно-повзунних механізмів насоса становить 120° ($\varphi_1 = \varphi$, $\varphi_2 = \varphi + 2\pi/3$, $\varphi_3 = \varphi + 3\pi/4$). Маси ланок: $m_1 = 2800$ кг, $m_2 = 300$ кг, $m_3 = 150$ кг; геометричні розміри ланок: $l_1 = 0,125$ м, $a_1 = 0,05$ м, $l_2 = 1,19$ м, $a_2 = 0,25$ м; центральні моменти інерції кривошипа та шатуна відповідно $J_{S1} = 35$ кг·м², $J_{S2} = 95$ кг·м². Параметри двигуна: амплітуда напруги мережі живлення $u_m = 4,9$ кВ; активні опори фаз $r_S = 0,38$ Ом, $r_R = 0,318$ Ом; індуктивності розсіяння $L_S = 1,048 \cdot 10^{-2}$ Г, $L_R = 1,112 \cdot 10^{-2}$ Г; робоча індуктивність $L_m = 0,505$ Г; число пар магнітних полюсів $p_0 = 4$; момент інерції ротора $J_1 = 55$ кг·м².

Після сумісного інтегрування диференціальних рівнянь руху механічної системи (2), (3) або (2), (5) і рівнянь, що описують електромагнітні явища в асинхронному двигуні (8), отримуємо часову залежність електромагнітного моменту M_E (9) та крутного моменту M_K в корінному валі насоса

$$M_{2c} = c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4). \quad (18)$$

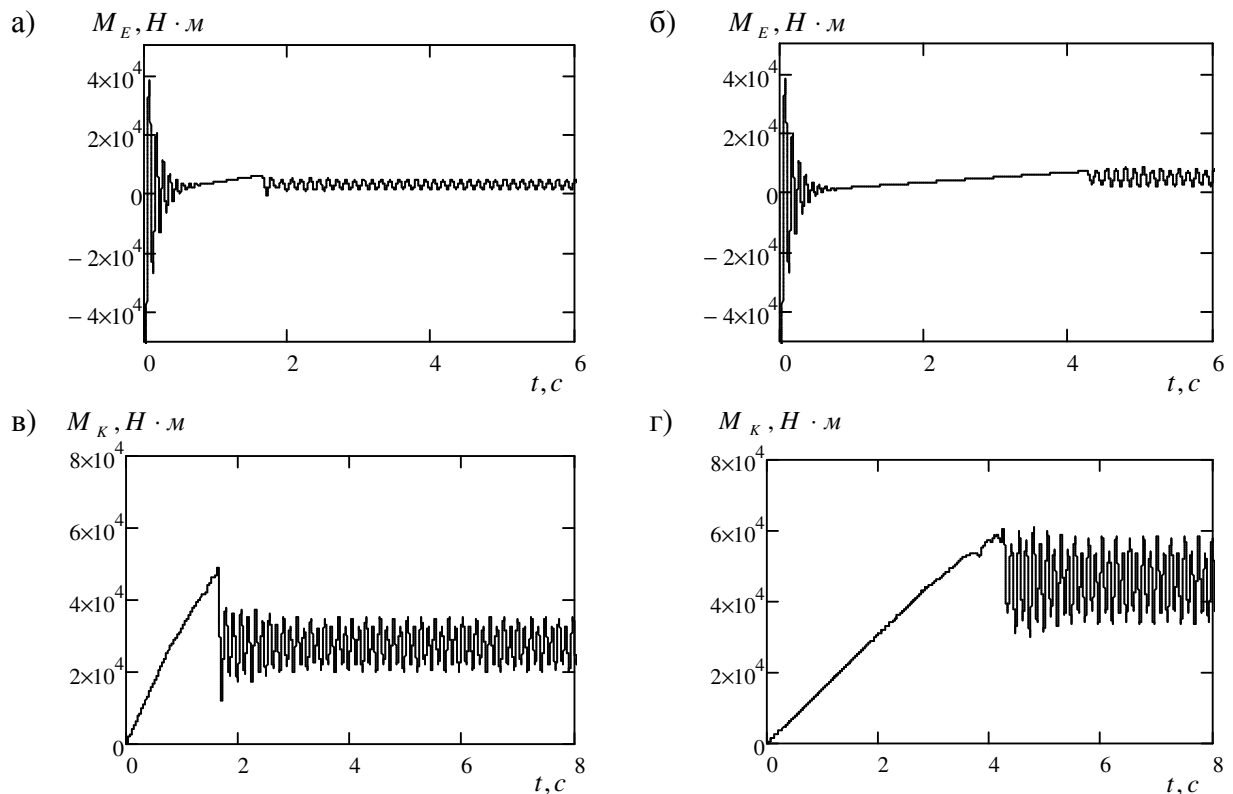


Рисунок 3 – Графіки зміни в часі електромагнітного моменту двигуна (а, б) та моменту в корінному валі насоса (в, г)

На рис. 3, а, в наведено часові залежності електромагнітного моменту в асинхронному двигуні та моменту в корінному валі насоса за час наповнення муфти повітрям 4 с, моменту тертя у муфті 12 кН·м і тиску на поршні насоса 15 МПа. На рис. 3, б, г наведено часові залежності електромагнітного моменту в асинхронному двигуні та моменту в корінному валі насоса за часу наповнення муфти повітрям 6 с, моменту тертя у муфті 10 кН·м і тиску на поршні насоса 25 МПа. Одержані результати використовуємо для обґрунтування раціональних параметрів пуску насоса. Як бачимо, зростання моменту тертя у муфті спричиняє збільшення електромагнітного моменту та моменту у корінному валі механізму насоса. Особливо важливим є час наповнення муфти повітрям, що суттєво впливає на зростання моментів у ланках механізму. Для малих моментів тертя у муфті за різного часу наповнення муфти повітрям електромагнітний момент та момент у корінному валі суттєво не відрізняються.

Висновки. Час розгону трипоршневого бурового насоса безпосередньо залежить від роботи оперативної фрикційної муфти. Тривалість проковзування робочих поверхонь шинно-пневматичної муфти визначається законом зміни моменту тертя у муфті, що у свою чергу залежить від часу наповнення муфти повітрям. Значна амплітуда коливань моментів пояснюється особливостями роботи кривошипно-повзунних механізмів насоса. У процесі подальших досліджень планується провести математичне моделювання динамічних процесів під час експлуатації насосного агрегату з трипоршневим насосом з урахуванням дії пневмокомпенсатора.

Література

1. Вейц В. Л. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями / В. Л. Вейц, А. Ф. Вербовой, А. Е. Кочура. – К. : В. школа, 1988. – 295 с.
2. Верзилин О. И. Современные буровые насосы / О. И. Верзилин. – М.: Машиностроение, 1971. – 225 с.
3. Ильский А. П. Расчет и конструирование бурового оборудования / А. П. Ильский, Ю. В. Миронов, А. Г. Чернобыльский. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
4. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов: Свит, 1991. – 176 с.
5. Харченко С. В. Визначення зведених моментів інерції поршневих насосів бурових установок / С. В. Харченко, Р. А. Ковальчук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. – № 535. – С. 89 – 95.
<http://vlp.com.ua/periodicals/bulletins/engineering>
6. Харченко С. В. Розрахунок процесу пуску насосного агрегату бурової установки з фрикційною оперативною муфтою / С. В. Харченко, Р. А. Ковальчук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. – № 556. – С. 69 – 78.
<http://vlp.com.ua/periodicals/bulletins/engineeringcad>
7. Чабан В. Й. Методы анализа электромеханических систем / В. Й. Чабан. – Львов: «Вища школа», 1985. – 189 с.
8. Mudrik I. Measurement of dynamic properties of machine aggregate with variable parameters and asynchronous motor / I. Mudrik // J. Theor. and Appl. Mech. – 1992. – № 1 (23). – P. 40 – 41 s.
9. Goudas I. Dynamik of slider-crank mechanisms with flexible supports and non-ideal forcing / I. Goudas, I. Stavrakis, S. Natsiavas // Nonlinear Dyn. – 2004. – № 3 (35). – S. 205 – 207.

References

1. Veyc V. L. *Dinamika upravlyaemogo elektromehaničeskogo privoda s asinhronnymi dvigatelyami* / V. L. Veyc, A. F. Verbovoy, A. E. Kochura. – K. : V. shkola, 1988. – 295 s.
2. Verzilin O. I. *Sovremennye burovyje nasosy* / O. I. Verzilin. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 225 s.
3. Il'skiy A. P. *Raschet i konstruirovaniye burovogo oborudovaniya* / A. P. Il'skiy, Yu. V. Mironov, A. G. Chernobylyskiy. – M.: Nedra, 1985. – 452 s.
4. Harchenko E. V. *Dinamicheskie processy burovyyh ustanovok* / E. V. Harchenko. – Lvov: Svit, 1991. – 176 s.
5. Kharchenko Ye. V. *Vyznachennia zvedenykh momentiv inertsiy porshnevyykh nasosiv burovyykh ustanovok* / Ye. V. Kharchenko, R. A. Kovalchuk // *Visnyk NU «Lvivska politekhnika». Seriya: Optyimizatsiia vyrobnychyykh protsesiv i tekhnichniy kontrol u mashynobuduvanni i prykladobuduvanni.* – Lviv: NU «Lvivska politekhnika», 2005. – № 535. – S. 89 – 95.
<http://vlp.com.ua/periodicals/bulletins/engineering>
6. Kharchenko Ye. V. *Rozrakhunok protsesu pusku nasosnoho ahrehatu burovoy ustanovky z fryktsiinoiu operatyvnoiu muftoiu* / Ye. V. Kharchenko, R. A. Kovalchuk // *Visnyk NU «Lvivska politekhnika». Seriya: Dynamika, mitsnist ta proektuvanni mashyn i prykladiv.* – Lviv: NU «Lvivska politekhnika», 2006. – № 556. – S. 69 – 78.
<http://vlp.com.ua/periodicals/bulletins/engineeringcad>
7. Chaban V. Y. *Metody analiza elektromehaničeskikh sistem* / V. Y. Chaban. – Lvov: «Vischa shkola», 1985. – 189 s.
8. Mudrik I. *Measurement of dynamic properties of machine aggregate with variable parameters and asynchronous motor* / I. Mudrik // *J. Theor. and Appl. Mech.* – 1992. – № 1 (23). – P. 40 – 41 s.
9. Goudas I. *Dynamik of slider-crank mechanisms with flexible supports and non-ideal forcing* / I. Goudas, I. Stavrakis, S. Natsiavas // *Nonlinter Dyn.* – 2004. – № 3 (35). – S. 205 – 207.

© Ковальчук Р.А.
Надійшла до редакції 28.04.2016