

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ ПУСКУ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ З ФРИКЦІЙНОЮ ОПЕРАТИВНОЮ МУФТОЮ

© Харченко Є. В., Ковальчук Р. А., 2006

Пропонується математична модель динамічних процесів у насосному агрегаті з фрикційною оперативною муфтою, побудована з урахуванням несталості моменту інерції кривошипно-повзунного механізму насоса та довільної кількості поршнів насоса. Систему диференціальних рівнянь руху насосного агрегату інтегрують числовими методами з урахуванням моменту тертя у фрикційній муфті та рівнянь електромагнітних явищ в асинхронному двигуні.

The mathematical model of dynamic processes in the pump unit with a friction coupling, made in view of a variable moment of inertia of links of the connecting rod gear of the pump and the arbitrary amount of pistons of the pump is offered. The integration of system of differential equations of motion of the pump unit is carried out numerical methods in view of a friction torque in a friction coupling and the equations of electromagnetic appearances in an induction motor.

Аналіз досліджень та постановка проблеми. Насосний агрегат бурової установки є одним з найважливіших елементів циркуляційної системи, від надійності роботи якого залежить ефективність виносу розбуреної породи на поверхню. Важливою вимогою щодо функціонування циркуляційної системи є безперебійна подача промивальної рідини у свердловину, оскільки тимчасове припинення подачі може призвести до тяжкої аварії – прихоплення колони бурильних труб внаслідок осідання шламу і важких фракцій розчину. Це обумовлює необхідність підвищення технічного рівня бурових насосів та їхніх привідних систем.

Привід бурового насоса здійснюється від двигуна внутрішнього згоряння або електричного двигуна через оперативну фрикційну муфту, пасову та зубчасту передачі. З метою визначення навантажень і прогнозування міцності та довговічності елементів приводу постає потреба проведення всебічного аналізу нестационарних режимів роботи насосного агрегату. Засади теорії бурових поршневих насосів викладено у працях [1, 3, 4, 6], а принцип дії та будова фрикційних муфт – у працях [4, 7]. У монографії [13] досліджено динамічні процеси, що відбуваються внаслідок взаємодії промивальної рідини з пневмокомпенсатором, з використанням дискретної розрахункової моделі механічної системи зі сталими пружно-інерційними характеристиками. У монографії [9] запропоновано підхід до розрахунку, який ґрунтується на сумісному інтегруванні диференціальних рівнянь руху, записаних з урахуванням несталості зведеного моменту інерції кривошипно-повзунних механізмів насоса, та рівнянь електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Загальну методологію моделювання електропровідних систем з достатньою повнотою викладено у працях [2, 8, 12], а приклади математичного моделювання електромеханічних систем, що містять асинхронний двигун, редуктор та робочий механізм – у працях [5, 11, 14].

Однак, вплив роботи фрикційної муфти на динамічні навантаження елементів насосного агрегату є маловивченим. У зв'язку з цим виникає потреба проведення детального аналізу динамічних явищ у насосному агрегаті та його приводі з метою раціонального добору експлуатаційних параметрів фрикційних муфт, що забезпечили б підвищення міцності та надійності елементів циркуляційної системи. У цій статті пропонується математична модель динамічних

процесів у насосному агрегаті з довільною кількістю поршнів та з фрикційною оперативною муфтою, побудована з урахуванням несталості моменту інерції кривошипно-повзунного механізму насоса і нерозривного взаємозв'язку механічних і електромагнітних коливальних явищ. Сумісне інтегрування диференціальних рівнянь руху механічної системи змінної структури та рівнянь електромагнітних явищ в асинхронному двигуні дає можливість детально проаналізувати процеси, що відбуваються під час пуску та усталеного режиму роботи бурового насоса.

Диференціальні рівняння руху насосного агрегату. Механічна система насосного агрегату, що складається з асинхронного двигуна, шино-пневматичної муфти, пасової передачі, редуктора та поршневого насоса, схематично зображено на рис. 1. На схемі прийнято такі позначення: J_1 – зведений момент інерції ротора електричного двигуна з ведучою частиною шинопневматичної муфти; J_2 – зведений момент інерції веденої частини шинопневматичної муфти з валом та 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 і пружно-дисипативні параметри механічної системи зводимо до корінного вала насоса.

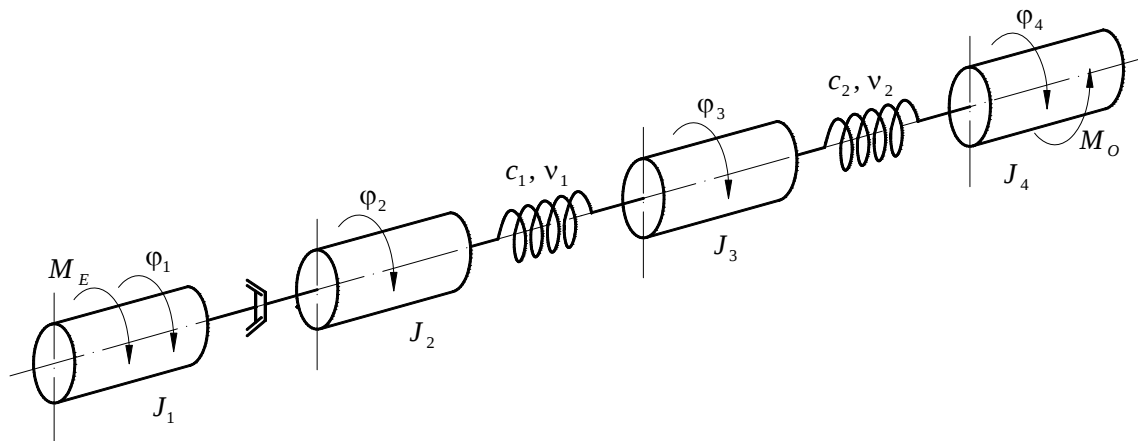


Рис. 1. Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату

Рівняння руху елементів агрегату складаємо за схемою рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (j = 1, 4), \quad (1)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії механічної системи; Φ – дисипативна функція Релея; Q_j – узагальнена сила; q_j – узагальнена координата; t – час.

Приймаючи за узагальнені координати величини

$$q_1 = \varphi_1; \quad q_2 = \varphi_2; \quad q_3 = \varphi_3; \quad q_4 = \varphi_4, \quad (2)$$

кінетичну енергію системи подаємо у вигляді

$$T = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2} + \frac{J_3 \omega_3^2}{2} + \frac{J_4 \omega_4^2}{2}, \quad (3)$$

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,

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2, \quad \frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3, \quad \frac{d\varphi_4}{dt} = \omega_4. \quad (4)$$

Потенціальну енергію та дисипативну функцію Релея з урахуванням залежностей (2), (4) подаємо вигляді

$$\Pi = \frac{c_1(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2}; \quad \Phi = \frac{v_1(\omega_2 - \omega_3)^2}{2} + \frac{v_2(\omega_3 - \omega_4)^2}{2}. \quad (5)$$

Для режиму, коли має місце проковзування в оперативній шинопневматичній муфті, визначаючи похідні виразів (3) і (5) та підставляючи їх в рівняння Лагранжа другого роду (1), одержуємо рівняння руху у вигляді

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= M_{E3} - M_T; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= M_T - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_3); \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + v_1(\omega_2 - \omega_3) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - v_2(\omega_3 - \omega_4); \\ J_4 \frac{d\omega_4}{dt} &= -\frac{1}{2} \frac{\partial J_4}{\partial \varphi_4} \omega_4^2 + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4) - M_O, \end{aligned} \quad (6)$$

де M_T – зведений до корінного вала момент тертя у шинопневматичній муфті, який змінюється за законом:

$$M_T = \alpha_t \cdot t, \text{ якщо } t < t_r;$$

$$M_T = \alpha_t \cdot t_r, \text{ якщо } t \geq t_r,$$

тут t_r – час наповнення муфти; α_t – коефіцієнт, що визначається за залежністю

$$\alpha_t = \frac{M_{T0}}{t_r},$$

де M_{T0} – максимальний момент тертя у муфті.

Зведений момент двигуна знаходимо за формулою

$$M_E = M_{E0} \cdot u, \quad (7)$$

де M_{E0} – дійсний електромагнітний момент двигуна; u – передавальне відношення приводу.

Якщо проковзування в оперативній шинопневматичній муфті відсутнє, ланки з моментами інерції J_1 і J_2 виконують сумісний рух. Рівняння руху системи одержуємо шляхом підстановки виразів (3) і (5) до співвідношення (1) за умови, що $\varphi_1 = \varphi_2$,

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_2; \quad \varphi_1 = \varphi_1(t_1) + \varphi_2(t) - \varphi_2(t_1); \\ (J_1 + J_2) \frac{d\omega_2}{dt} &= M_E - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_3); \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + v_1(\omega_2 - \omega_3) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - v_2(\omega_3 - \omega_4); \\ J_4 \frac{d\omega_4}{dt} &= -\frac{1}{2} \frac{\partial J_4}{\partial \varphi_4} \omega_4^2 + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4) - M_O. \end{aligned} \quad (8)$$

Перехід від режиму руху з проковзуванням до режиму без проковзування відбувається, якщо виконуються умови

$$\omega_2 = \omega_1 \text{ і } M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \leq M_T. \quad (9)$$

Якщо в процесі руху системи без проковзування в оперативній муфті у деякий момент часу порушується умова, що виражається другим співвідношенням (9), то при цьому знову настає режим руху, що супроводжується проковзуванням.

У процесі числового інтегрування диференціальних рівнянь (4), (6) та (4), (8) необхідно на кожному кроці визначати похідну функції J_4 за координатою φ_4 і електромагнітний момент двигуна M_E .

Зведений момент інерції механізму насоса, який містить n кривошипно-повзунних механізмів, подаємо у вигляді [10]:

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

де

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

причому φ_i ($i = 1, 2, \dots, n$) – кутова координата ведучої ланки окремого кривошипно-повзунного механізму – кривошипа; m_1, m_2, m_3 – маси, відповідно, кривошипа, шатуна і поршня; J_{S1} і J_{S2} – центральні моменти інерції кривошипа та шатуна; l_1 та l_2 – лінійні розміри ланок; a_1 – відстань від центра ваги кривошипа до осі його обертання; a_2 – відстань від центра ваги шатуна до осі з'єднання його з кривошипом.

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

– для одноциліндрового насоса

$$\varphi_1 = \varphi;$$

– для двоциліндрового насоса односторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \quad \varphi_2 = \varphi + \pi;$$

– для двоциліндрового насоса двосторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \quad \varphi_2 = \varphi + \frac{\pi}{2};$$

– для трициліндрового насоса односторонньої дії

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

Похідну $dJ_{3B}/d\varphi$ знаходимо як суму похідних p_i від виразу (11), яка залежить від кількості n кривошипно-повзунних механізмів насоса та зсуву кутів повороту ведучих ланок цих механізмів

$$\frac{dJ_{3B}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (13)$$

Момент сил корисного опору корінного вала визначаємо згідно з [11] за формулою

$$M_O = \sum_{i=1}^n M_{Oi}, \quad (14)$$

де M_{Oi} – момент корисного опору, який створює тиск рідини на i -й поршень,

$$M_{Oi} = P_i l_i \Theta_i, \quad (15)$$

причому P_i – сила тиску на поршень, Θ_i – тригонометрична функція кута повороту кривошипа.

Для насоса двосторонньої дії P_i визначається за залежністю

$$P_i = -pF_n, \text{ якщо } v_i > 0; \quad P_i = 0, \text{ якщо } v_i = 0; \\ P_i = p(F_n - F_u), \text{ якщо } v_i < 0, \quad (16)$$

де F_n і $F_{ш}$ – площі поперечного перерізу поршня та штока, p – тиск рідини на поршень; v_i – швидкість руху поршня

$$v_i = -\omega_2 l_1 \Theta_i. \quad (17)$$

Тригонометрична функція кута повороту кривошипа Θ_i , що фігурує в залежностях (15), (17), має вигляд

$$\Theta_i = \sin \varphi_i + \frac{\sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 - (\sin \varphi_i)^2}}. \quad (18)$$

Дійсний електромагнітний момент двигуна M_{E0} визначаємо з рівнянь електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.

Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями [5, 12]:

$$\begin{aligned} \frac{di_S}{dt} &= A_S (u + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S) + B_S (\Omega_R \Psi_R - R_R i_R); \\ \frac{di_R}{dt} &= A_R (\Omega_R \Psi_R - R_R i_R) + B_R (u_S + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S), \end{aligned} \quad (19)$$

де i_S , i_R і u_S – матриці-колонки струмів і напруг; A_S , B_S , A_R , B_R – матриці зв'язків; Ω_S , Ω_R – матриці частот обертання; Ψ_S , Ψ_R – матриці-колонки потокозчеплень.

Індекс S вказує на приналежність величини до обмотки статора, а R – ротора.

Матриці-колонки i_S , i_R , u_S визначаються рівняннями

$$i_j (j = S, R) = \text{col} (i_{jx}, i_{jy}); \quad u_S = \text{col} (U_m, 0),$$

де i_{jx} , i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x , y ; U_m – амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці A_S , B_S , A_R , B_R визначаються залежностями

$$A_S = \alpha_S (1 - \alpha_S G); \quad B_S = -\alpha_S \alpha_R G; \quad A_R = \alpha_R (1 - \alpha_R G); \quad B_R = B_S,$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} Ri_x^2 + Ti_y^2 & (R-T)i_x i_y \\ (R-T)i_x i_y & Ti_x^2 + Ri_y^2 \end{bmatrix},$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_S + \alpha_R}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_S + \alpha_R}.$$

Тут i_m , i_x , i_y – намагнічувальний струм і його складові за осями x , y ; τ , ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; α_S , α_R – величини, обернені до індуктивностей розсіювання обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання

$$\Omega_S = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \Omega_R = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_R \\ \omega_R - \omega_0 & 0 \end{bmatrix},$$

де ω_0 і ω_R – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електрорадіанах за секунду. Величини ω_0 і ω_R мають значення

$$\omega_0 = 314; \quad \omega_R = \omega_1 \cdot u \cdot p_0,$$

для другого етапу

$$\omega_R = \omega_2 \cdot u \cdot p_0,$$

де u – передавальне відношення приводу; p_0 – число пар магнітних полюсів.

Матриці-колонки повних потокозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд

$$\Psi_S = \frac{1}{\alpha_S} i_S + \frac{1}{\tau} i; \quad \Psi_R = \frac{1}{\alpha_R} i_R + \frac{1}{\tau} i,$$

де

$$i = \text{col}(i_x, i_y).$$

$$\text{Величини } i_x = i_{Sx} + i_{Rx}; \quad i_y = i_{Sy} + i_{Ry}; \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (20)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = M_{E0} \cdot u = \frac{3}{2} \cdot u \cdot p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}). \quad (21)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді

$$\Psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\Psi_m = \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \quad (22)$$

де i_{mk} – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність $\Psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ , згідно з виразами (20), визначаються залежностями

$$\tau = (a_1 i_m + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (23)$$

$$\rho = (a_1 i_m + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \quad (24)$$

Для здійснення числового інтегрування диференціальних рівнянь (19) необхідність наявності в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (22) відпадає, оскільки в процесі розрахунку використовуються безпосередньо вирази (23) і (24).

Якщо рух з проковзуванням – $\omega_R = \omega_1 \cdot u$; якщо без проковзування, то $\omega_R = \omega_2 \cdot u$

Початкові умови інтегрування диференціальних рівнянь. Проекції струмів на координатні осі в момент початку холостого пуску двигуна дорівнюють нулевим, але у цьому випадку приймаємо такі початкові умови, за яких двигун вже працює в усталеному режимі без навантаження, тобто

$$i_{Sx}(0) = i_{Sx0}; \quad i_{Sy}(0) = i_{Sy0}; \quad i_{Rx}(0) = i_{Rx0}; \quad i_{Ry}(0) = i_{Ry0}, \quad (25)$$

де $i_{Sx0}, i_{Sy0}, i_{Rx0}, i_{Ry0}$ – значення струмів для деякого моменту часу режиму холостого ходу електричної машини. Значення проекцій струмів отримуємо розв'язуванням системи рівнянь (19) та рівнянь руху ротора двигуна.

Початкові умови інтегрування рівнянь (4), (6) та (4), (8) мають вигляд

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0; \quad \varphi_3(0) = 0; \quad \varphi_4(0) = 0;$$

$$\omega_1(0) = \omega_{10}; \quad \omega_2(0) = 0; \quad \omega_3(0) = 0; \quad \omega_4(0) = 0. \quad (26)$$

Значення кутової швидкості ω_{10} в момент часу $t = 0$ відповідає швидкості холостого ходу ротора двигуна.

Якщо в процесі пуску відбувається n переходів від одного етапу руху до іншого, і якщо позначити значення часу переходу від одного етапу до іншого як $t_1, t_2, \dots, t_n$, то при переході до етапу без проковзування

$$\varphi_2 = \varphi_2(t_i); \quad \varphi_3 = \varphi_3(t_i); \quad \varphi_4 = \varphi_4(t_i)$$

$$(i = 1, 3, 5, \dots, n).$$

При повторному переході до етапу з проковзуванням

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \varphi_1(t_1) + \sum_{j=2,4,\dots,i} \varphi_2(t_j) - \varphi_2(t_{j-1}); \\ \varphi_2 &= \varphi_2(t_i); \varphi_3 = \varphi_3(t_i); \varphi_4 = \varphi_4(t_i) \\ \omega_1 &= \omega_2(t_i); \omega_2 = \omega_2(t_i); \omega_3 = \omega_3(t_i); \omega_4 = \omega_4(t_i) \\ (i &= 2, 4, 6, \dots, n-1).\end{aligned}$$

Приклад розрахунку. Розглянемо машинний агрегат бурового насоса У8-6М, обладнаний асинхронним двигуном АКЗ-15-41-8Б. Оскільки зведений момент інерції рухомих частин насоса є значним, для запуску агрегату застосовують шинопневматичну оперативну муфту. Для приведення насосного агрегату в робочий режим спочатку оперативна муфта розмикається і здійснюється холостий пуск двигуна. Подальшого розгону системи досягають поступовим вмиканням муфти. Момент сил корисного опору визначається за формулою (14). Параметри двигуна: амплітуда напруги мережі живлення $U_m=4,9$ кВ; активні опори фаз статора і ротора $r_s=0,38$ 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. Буровий насос У8-6М є поршневим, двоциліндровим насосом подвійної дії і складається з привідної і гідравлічної частин, змонтованих на одній рамі. Кут між привідними ланками кривошипно-повзунних механізмів насоса становить 90° ($\varphi_1 = \varphi$, $\varphi_2 = \varphi + \pi/2$). Маса ланок: $m_1=1000$ кг, $m_2=800$ кг, $m_3=420$ кг; геометричні розміри ланок: $l_1=0,2$ м, $a_1=0,13$ м, $l_2=0,85$ м, $a_2=0,25$ м; центральні моменти інерції кривошипа та шатуна, відповідно, $J_{S1}=42$ кг·м², $J_{S2}=137$ кг·м².

Початкові умови інтегрування диференціальних рівнянь (4), (6), (19) для періоду розгону насоса шляхом вмикання оперативної муфти такі:

$$\begin{aligned}\omega_1(0) &= 78,5; \omega_2(0) = 0; \omega_3(0) = 0; \omega_4(0) = 0; \\ \varphi_1(0) &= 0; \varphi_2(0) = 0; \varphi_3(0) = 0; \varphi_4(0) = 0; \\ i_{Sx}(t) &= 0,071; i_{Sy}(t) = -30,27; i_{Rx}(t) = 6,777 \cdot 10^{-6}; i_{Ry}(t) = 5,441 \cdot 10^{-6}.\end{aligned}$$

Наведені тут значення струмів та кутової швидкості ротора одержані в процесі розрахунку холостого пуску двигуна до усталення режиму його роботи.

У результаті сумісного числового інтегрування диференціальних рівнянь руху механічної системи (4), (6) або (4), (8) і рівнянь, що описують електромагнітні явища в асинхронному двигуні (19), отримуємо часові залежності величин ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 , електромагнітного моменту M_E , а також крутних моментів M_{1c} та M_{2c} у пружних ланках агрегата, які визначаються залежностями:

$$M_{1c} = c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + v_1(\omega_2 - \omega_3); \quad M_{2c} = c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + v_2(\omega_3 - \omega_4). \quad (27)$$

Графіки, зображені на рис. 2, ілюструють зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна (а), ведучого шків пасової передачі (б), швидкохідного вала насоса (в), корінного вала насоса (г). Як бачимо, ротор двигуна входить в усталений режим руху під час розгону насоса, навантаженого силами корисного опору, протягом неповних трьох секунд. Час, протягом якого вирівнюються кутові швидкості ω_1 , та ω_2 , суттєво залежить від закону зміни моменту тертя у муфті M_T . Незначні коливання кутових швидкостей елементів механічної системи зумовлені циклічним характером роботи насосного агрегату. Із збільшенням навантаження на поршні амплітуда цих коливань суттєво зростає.

Крива, наведена на рис. 3, а, ілюструє зміну в часі електромагнітного моменту двигуна АКЗ-15-41-8Б в період від початку вмикання шинопневматичної муфти до входження системи в усталений режим, а криві, наведені на рис. 3, б та 3, в, є часовими залежностями крутних моментів у пружних ланках механізму, тобто, у пасовій та в зубчастій передачах. Інтенсивні коливання крутних моментів зумовлені циклічною зміною навантаження на поршні насоса, а також великою інерційністю його ланок.

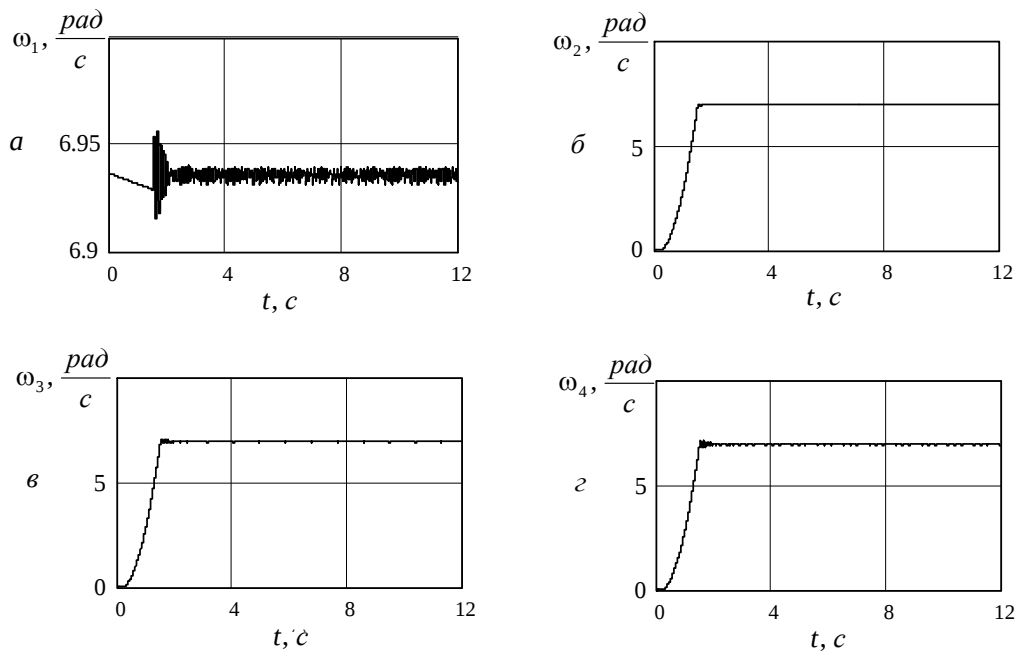


Рис. 2. Розрахункові залежності кутової швидкості ротора двигуна (а), кутової швидкості півмуфти, з'єднаної з ведучим шківом пасової передачі (б), кутової швидкості швидкохідного вала редуктора, з'єднаного з веденим шківом пасової передачі (в), кутової швидкості корінного вала насоса (г)

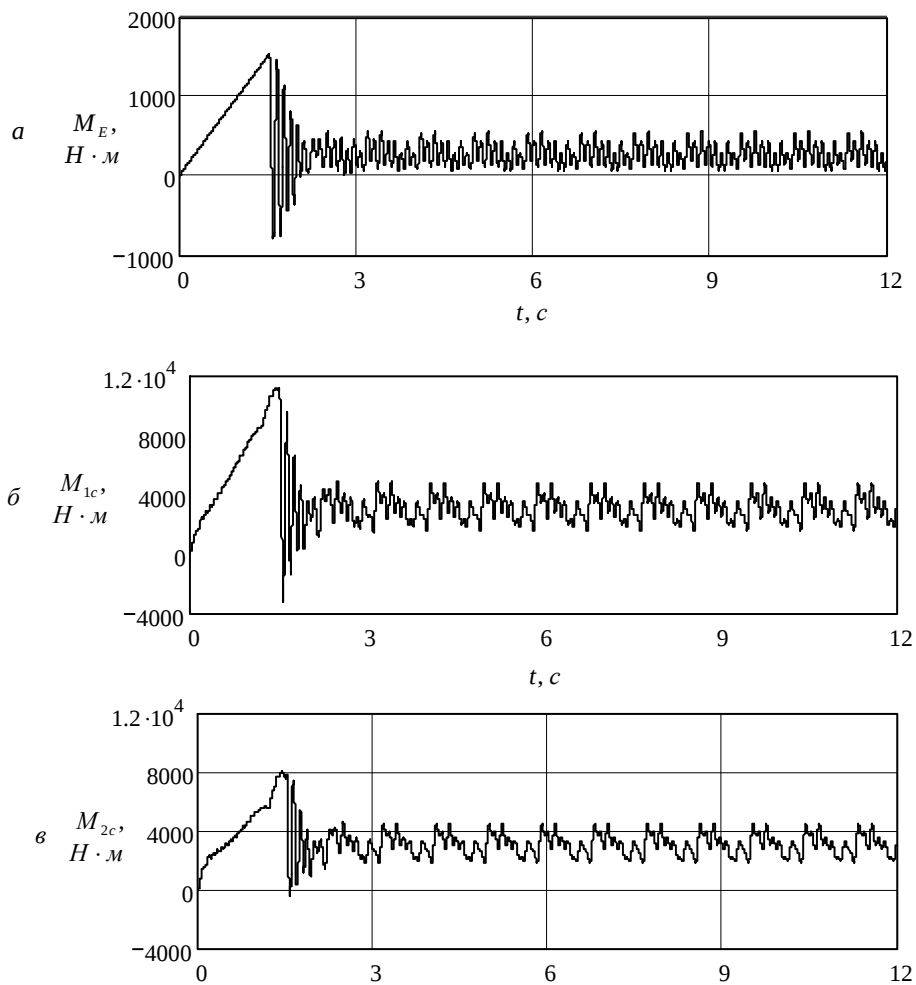


Рис. 3. Графіки зміни електромагнітного моменту (а), моменту в пасовій передачі (б) та моменту в шестірні редуктора (в) під час поступового увімкнення шинопневматичної муфти

Висновки. 1. Побудована математична модель дає можливість забезпечити належну точність розрахунку на міцність і прогнозування ресурсу елементів насосного агрегату. Шляхом раціонального добору режимів роботи привідної системи можна значно знизити динамічні навантаження її елементів і підвищити за рахунок цього надійність машинного агрегату.

2. Одержані результати дозволяють визначати раціональні експлуатаційні параметри шинопневматичної муфти, зокрема, момент тертя у муфті M_T та час заповнення муфти повітрям, які забезпечують достатньо швидкий розгін агрегату за умови обмеження динамічних навантажень елементів насоса та його приводу.

1. Алексеевский Г. В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с. 2. Вейц В.Л., Вербовой А.Ф., Кочура А.Е. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Вища школа, 1988. – 295 с. 3. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 225 с. 4. Ильский А.П., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М. Недра, 1985. – 452 с. 5. Калинин С.Г., Харченко Е.В. Динамика несущих конструкций буровых установок. – Львов: Вища школа, 1988. – 144 с. 6. Николич А.С. Поршневые буровые насосы. – М.: Недра, 1973. – 276 с. 7. Поляков В.С., Барабаш И.Д. Муфты. – Л.: Машиностроение, 1973. – 336 с. 8. Электропривод новых буровых установок с применением тиристорных преобразователей: Тематические научно-технические обзоры. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – 193 с. 9. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с. 10. Харченко Є.В., Ковальчук Р.А. Визначення зведених моментів інерції поршневих насосів бурових установок // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. – № 535. – С. 89–95. 11. Харченко Є.В., Ковальчук Р.А. Розрахунок нестационарних процесів у насосному агрегаті бурової установки // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. – № 539. – С. 103–110. 12. Чабан В.Й. Методы анализа электромеханических систем. – Львов: Вища школа, 1985. – 189 с. 13. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с. 14. Mudrik I. Measurement of dynamic properties of machine aggregate with variable parameters and asynchronous motor // J. Theor. and Appl. Mech. – 1992. – 23, № 1. P. 40–41.