

Є.В. Харченко¹, К.К. Колесник², Р.Т. Панчак²
Національний університет “Львівська політехніка”,
¹кафедра опору матеріалів,
²кафедра систем автоматизованого проектування

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТОПОРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОМПОВОГО АГРЕГАТА СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ АПАРАТУРИ

© Харченко Є.В., Колесник К.К., Панчак Р.Т., 2010

Пропонується нелінійна математична модель для дослідження стопорних режимів роботи помпового агрегата випробувального стенда. У модель входить рівняння руху елементів агрегата, а також рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Сумісне інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконано числовим методом. Наведено результати числової реалізації побудованої моделі.

Ключові слова: асинхронний двигун, помпа, електромагнітні явища.

Mathematical model of unit, which includes asynchronous motor, clutch and pump is proposed. The model includes non-linear differential equations of electromagnetic effects in motor and motion equations of mechanical units, which generates uniform system. Calculation of transition process is developed by numerical integration of this system.

Keywords: asynchronous motor, pump, electromagnetic effects.

Вступ

Для випробування гідравлічної апаратури застосовують спеціальний стенд, оснащений помповим агрегатом з шестеренчастою помпою, за допомогою якої створюють робочий тиск у гідравлічній системі. Значення робочого тиску залежить від гідравлічного опору випробовуваних деталей і вузлів. Для обмеження тиску робочої рідини в стопорних режимах роботи агрегата застосовується запобіжний клапан. Однак різка зміна тиску в гідравлічній системі стенда під час випробування апаратури приводить до миттєвого зростання моменту на валі помпи, внаслідок чого виникають інтенсивні коливальні явища у помповому агрегаті. Всебічне вивчення динаміки помпових агрегатів стендів для випробування гідравлічної апаратури є необхідною умовою їх раціонального проектування й ефективної експлуатації. Засади математичного моделювання динамічних процесів у електромеханічних привідних системах з урахуванням нерозривного взаємозв'язку електромагнітних явищ у двигунах і механічних коливних явищ викладено у працях [1, 2, 4–6]. Відповідно до цього підходу у праці досліджено динаміку стопорних режимів помпового агрегата, в який входить асинхронний двигун, пружна муфта і шестеренчаста помпа.

Основна частина

Розрахункова модель агрегата, що містить асинхронний двигун, пружну муфту і шестеренчасту помпу, зображена на рис. 1, де J_1 , J_2 – відповідно момент інерції ротора двигуна з ведучою півмуфтою та момент інерції обертових деталей насоса з веденою півмуфтою; c , ν – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя пружної муфти; M_E , M_{Π} – електромагнітний момент асинхронного двигуна і зведений до ведучого вала момент сил корисного опору помпи; φ_1 , φ_2 – координати обертального руху елементів системи.

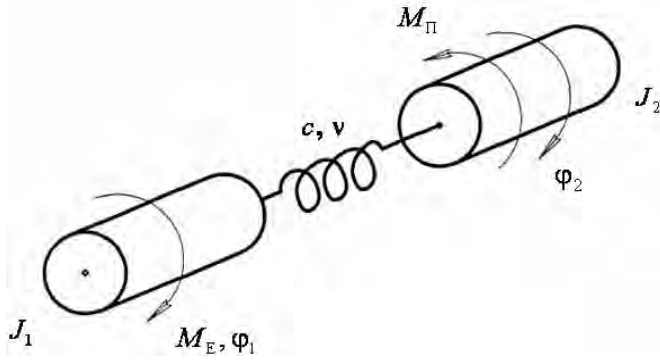


Рис. 1. Розрахункова модель помпового агрегата випробувального стенда

Рівняння руху ротора двигуна і ведучого вала помпи, згідно з принципом Даламбера, записуємо у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_1; & \frac{d\varphi_2}{dt} &= \omega_2; \\ \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{1}{J_1} [c(\varphi_2 - \varphi_1) + v(\omega_2 - \omega_1) + M_E]; \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= \frac{1}{J_2} [c(\varphi_1 - \varphi_2) + v(\omega_1 - \omega_2) - M_{II}], \end{aligned} \quad (1)$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості відповідних елементів системи; t – час.

Зведений до ведучого вала момент корисного опору рухові помпи M_{II} під час входження агрегата в стопорний режим роботи визначається залежністю

$$M_{II} = M_0, \text{ якщо } t \leq t_0; \quad M_{II} = M_C, \text{ якщо } t > t_0, \quad (2)$$

де M_0 – значення моменту в усталеному режимі роботи агрегата, який передуює стопорному режимові; M_C – значення моменту в стопорному режимі роботи агрегата; t_0 – момент часу, що відповідає виникненню стопорного режиму.

Початкові умови інтегрування рівнянь (1) мають вигляд

$$\varphi_1(0)=0; \quad \varphi_2(0)=0; \quad \omega_1(0)=\omega_0; \quad \omega_2(0)=\omega_0; \quad (3)$$

де ω_0 – кутова швидкість руху елементів системи в усталеному режимі роботи агрегата.

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні описуються рівняннями [3]:

$$\begin{aligned} \frac{di_S}{dt} &= A_S(u + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S) + B_S(\Omega_R \Psi_R - R_R i_R); \\ \frac{di_R}{dt} &= A_R(\Omega_R \Psi_R - R_R i_R) + B_R(u_S + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S), \end{aligned} \quad (4)$$

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

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

де 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 розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання Ω_S, Ω_R мають вигляд

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

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

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

де p_0 – кількість 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

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

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

Значення τ і ρ визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (5)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}). \quad (6)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (4) мають вигляд

$$i_{Sx}(0) = i_{Sx0}; \quad i_{Sy}(0) = i_{Sy0}; \quad i_{Rx}(0) = i_{Rx0}; \quad i_{Ry}(0) = i_{Ry0}, \quad (7)$$

де $i_{Sx0}, i_{Sy0}, i_{Rx0}, i_{Ry0}$ – значення проекцій струмів на координатні осі обмоток статора і ротора в усталеному режимі роботи помпового агрегата, що передує стопорному режимові. Отже, розрахунок стопорних режимів роботи помпового агрегата зводиться до інтегрування системи рівнянь (1), (4) з урахуванням залежностей (2), (5), (6) і початкових умов (3), (7).

Для прикладу на рис. 2 і 3 подано результати розрахунків стопорних режимів роботи помпового агрегата стенда для випробування гідравлічної апаратури за таких вихідних даних: $J_1 = 0,107 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 0,0072 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c = 16944 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $v = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$; $M_C = 104,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $L_s = 0,001708 \text{ Гн}$; $L_r = 0,001875 \text{ Гн}$; $L_m = 0,096 \text{ Гн}$; $R_s = 0,365 \text{ Ом}$; $R_r = 0,275 \text{ Ом}$; $U_m = 310,5 \text{ В}$; $p_0 = 2$; $\omega_0 = 157 \text{ рад}/\text{с}$.

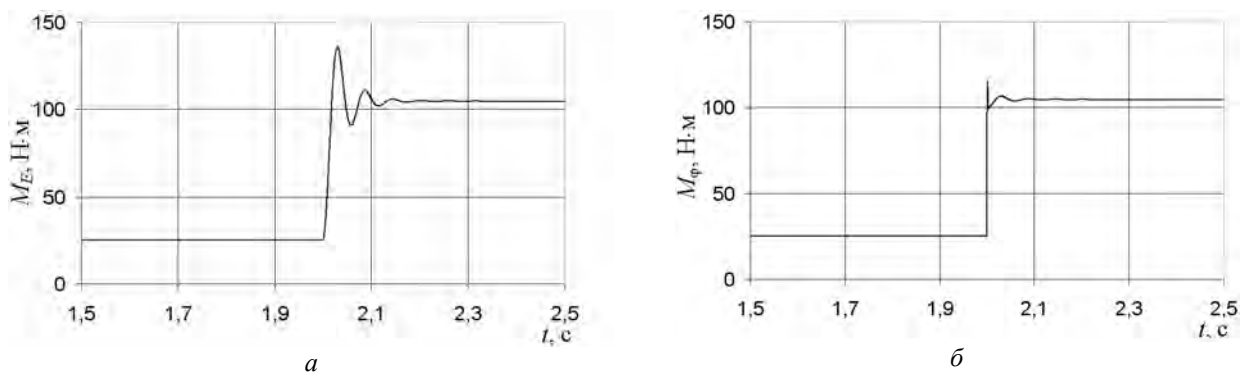


Рис. 2. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а) та моменту сил пружності муфти (б) у стопорному режимі роботи випробувального стенда ($M_0 = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$)

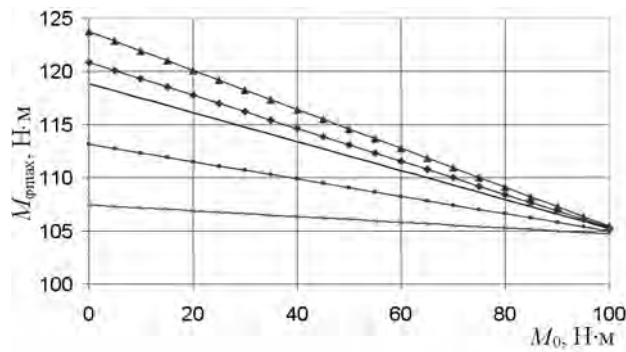


Рис. 3. Залежності максимального моменту сил пружності муфти в аварійних режимах роботи випробувального стенда від моменту сил корисного опору помпи за різних значень жорсткості муфти:
 — $c = 16944$ Н·м/рад, \times $c = 5000$ Н·м/рад, \blacksquare $c = 10000$ Н·м/рад,
 \blacklozenge $c = 20000$ Н·м/рад, \blacktriangle $c = 25000$ Н·м/рад

У досліджуваній помповий агрегат входить асинхронний двигун 4A160S4Y3 (15 кВт, 1500 об/хв), пружна муфта і шестеренчаста помпа НШ-50. Він становить джерело гідравлічної енергії з витратою 75 л/хв та тиском 16 МПа. Стопорні режими роботи помпового агрегата можуть виникати під час випробування гідророзподільників, дроселів, запобіжних клапанів та іншої гідроапаратури. Випробування кожного виду обладнання здійснюється за певного значення робочого тиску, тобто певного значення моменту M_0 сил корисного опору помпи. Граничне значення тиску в гідравлічній системі, на який налаштовується запобіжний клапан, становить 12,5 МПа і за витрати 63 л/хв і коефіцієнта корисної дії помпи $\eta_n = 0,82$ відповідає моменту сил корисного опору $M_C = 104,6$ Н·м.

Висновки

Як показують результати досліджень, на динамічні навантаження елементів помпового агрегата істотно впливають робочий тиск у гідросистемі, що залежить від гідравлічного опору досліджуваної деталі чи вузла, граничний тиск, на який налаштований запобіжний клапан, а також жорсткість пружної муфти. Зі збільшенням жорсткості муфти вплив раптової зміни сил корисного опору помпи на динамічні навантаження істотно зростає, а з її зменшенням до 5000 Н·м/рад знижується максимальний динамічний момент муфти на 10–15 %. Отже, побудована математична модель динамічних процесів дає змогу забезпечувати необхідну точність розрахунків елементів помпових агрегатів на міцність, добирати раціональні режими роботи і прогнозувати довговічність стендів для випробування гідравлічної апаратури.

1. Вейц В.Л., Вербовой А.Ф., Кочура А.Е. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – Киев: Вища школа, 1988. – 295 с. 2. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с. 3. Чабан В.І. Методи нелінійної електротехніки. – Львів: Світ, 1990. – 168 с. 4. Kharchenko Y. Mathematical Modelling of Nonstationary Processes in Engine Aggregates of Mud Pumps. *Diagnostyka*. 2008. Nr 4(48). S. 61–65. 5. Kharchenko Y., Kolesnyk K. The mathematical modeling of electromechanical drive system with worm-gear // *Proceeding of the XIV Ukrainian-Polish Conference on “CAD in Machinery Design. Implementation and Educational Problems” CAD’2006*. – Lviv: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – S. 77–79. 6. Kharchenko Y., Kolesnyk K., Kovalchuk R. Analysis of dynamic processes in the pump unit with pneumatic compensator // *XVII Ukrainian-Polish Conference on “CAD in Machinery Design. Implementation and Educational Problems. CADMD’2009”*, 9-10 October, 2009, Krasieczyn, Poland, Ukraine. – P. 19–20.