

За результатами проведених теоретичних досліджень можна зробити висновки:

1. На величину питомої роботи різання під час розпилювання стрічковою пилою впливають такі фактори:

- подача на зуб S_z ; висота пропилю H ; кут нахилу пилки до напрямку швидкості подачі (кінематичний кут зустрічі); гострота інструменту; температура деревини (мерзла, тала); відносна вологість деревини W , %; кут різання різців δ , град; порода деревини.

2. Гострота інструменту виявляє значний вплив на енергетичні і якісні показники різання стрічковою пилою. Особливість цього фактора полягає в тому, що він змінюється в часі залежно від шляху, пройденого зубом пилки у матеріалі. Крім цього, на зношеність і затупленість інструменту впливають режими різання: швидкість подачі S_z і швидкість різання V_r .

3. Якість процесу різання стрічковою пилою визначається шорсткістю поверхні пропилю в межах від 100 до 800 мкм, для подачі на зуб від 0,1 до 1,2 мм. Більші значення подачі на зуб допускаються для твердolistяних порід і менші – для шпилькових (для розведених зубів).

4. Критерієм, що характеризує оптимальні значення режимних параметрів процесу різання стрічковою пилою є собівартість обробки одного погонного метра розпиленої продукції. В собівартість оброблення входять витрати на виконання основних і допоміжних операцій та витрати на утримання інструменту.

Зі збільшенням подачі на різець собівартість обробки одиниці продукції зменшується.

Зі збільшенням швидкості різання (частоти обертання пилкового шків) собівартість обробки спочатку падає, а потім зростає. Існує така точка, для якої собівартість обробки є мінімальною. Вона і буде характеризувати оптимальний режим різання.

5. Обмеженнями цільової функції оптимізації за критерієм собівартості обробки будуть:

- можлива подача на зуб за потужністю двигуна механізму різання;
- можлива подача на зуб за об'ємом западини зуба;
- можлива подача на зуб за якістю поверхні (шорсткість, точність, площинність);
- можлива подача на зуб за жорсткістю пилки, що зумовлена критичною силою натягування пилки.

Література

1. Тимонен С.М. Износ и затупляемость зубьев пил как функция пути резания // Лесн. журн. – 1969. – № 3. – С. 67–72. – (Изв. высш. учебн. заведений).

2. Шостак В.В. Оптимизация режимов пиления на круглопильных станках // Лесн. журн. – 1991. – № 3. – С. 70 – 74. – (Изв. Высш. учебн. заведений).

УДК 621.825.001

Проф. Є.В. Харченко, д.т.н.;

аспір. К.К. Колесник – НУ "Львівська політехніка"

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРО-МЕХАНІЧНІЙ ПРИВІДНІЙ СИСТЕМІ З ПРУЖНОЮ МУФТОЮ

Розглядаються результати математичного моделювання динамічних процесів у привідній системі з пружною муфтою. Аналіз виконується з урахуванням електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. На розрахункових прикладах ілюструється ефективність роботи керованої муфти.

E.V.Kharchenko, K.K. Kolesnyk – National University "Lvivska Politehnika"

Calculation of dynamic processes in electromechanical drive system with elastic clutch

Results of mathematical simulation of dynamic processes in drive system with elastic clutch are considered. The analysis is fulfilled in view of the electromagnetic phenomena in the induction motor. An efficiency of operation of controlled clutch are shown on designed examples.

Зниження віброактивності привідних систем є однією з найактуальніших проблем сучасного машинобудування. Дана проблема тісно пов'язана з аналізом нестационарних режимів роботи приводів і вимагає побудови математичної моделі агрегату як єдиної електромеханічної системи [1–3].

Розглянемо математичну модель привідної системи, що складається з асинхронного двигуна, пружної муфти та редуктора з виконавчим органом на вихідному валі. Розрахункова схема системи зображена на рис. 1, де J_1 , J_2 – момент інерції ротора двигуна та зведений до вала двигуна момент інерції редуктора; c , μ – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору муфти; M_E – електромагнітний момент двигуна; M_0 – зведений момент сил корисного опору; φ_1 , φ_2 – кутові координати руху елементів системи.

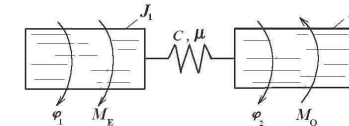


Рис. 1. Розрахункова модель привідної системи

Диференціальні рівняння руху механічних ланок запишемо у вигляді:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu(\omega_1 - \omega_2) = M_E; J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu(\omega_1 - \omega_2) = M_0, \quad (1)$$

де t – час; ω_1 , ω_2 – кутові швидкості елементів з моментами інерції J_1 , J_2 .

Якщо привідна система оснащена керованою муфтою квазінульової жорсткості, то рівняння руху набувають вигляду:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + M_c = M_E; J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - M_c = M_0, \quad (2)$$

де M_c – момент сил пружності муфти,

$$M_c = c_1 \Delta + \mu_1 \dot{\Delta}, \text{ якщо } \Delta < \Delta_1;$$

$$M_c = c_1 \Delta_1 + c_2 (\Delta - \Delta_1) + \mu_2 \dot{\Delta}, \text{ якщо } \Delta_1 \leq \Delta \leq \Delta_2;$$

$$M_c = c_1 \Delta_1 + c_2 (\Delta_2 - \Delta_1) + c_1 (\Delta - \Delta_2) + \mu_1 \dot{\Delta}, \text{ якщо } \Delta > \Delta_2. \quad (3)$$

Тут Δ і $\dot{\Delta}$ – кутова деформація і швидкість кутової деформації муфти,

$$\Delta = \varphi_1 - \varphi_2, \dot{\Delta} = \omega_1 - \omega_2; \quad (4)$$

Δ_1 і Δ_2 – значення кутових деформацій пружної ланки, у межах яких муфта має квазінульову жорсткість; c_1 , c_2 , μ_1 , μ_2 – квазіпружні коефіцієнти та коефіцієнти лінійного опору муфти, причому

$$\begin{aligned} c &= c_1; \quad \mu = \mu_1, \text{ якщо } \Delta_1 > \Delta > \Delta_2; \\ c &= c_2; \quad \mu = \mu_2, \text{ якщо } \Delta_1 \leq \Delta \leq \Delta_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Регулювання жорсткісної характеристики муфти здійснюється згідно з накладеними умовами:

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta_1}{dt} &= \frac{d\Delta_2}{dt} = \alpha, \text{ якщо } \Delta \geq \Delta_2 - \delta_2; \\ \frac{d\Delta_1}{dt} &= \frac{d\Delta_2}{dt} = -\alpha, \text{ якщо } \Delta \leq \Delta_1 + \delta_1, \end{aligned} \quad (6)$$

де α – швидкість переміщення зони квазінульової жорсткості в напрямі більших або менших деформацій.

Електромагнітний момент двигуна для довільного моменту часу визначається з рівнянь електромагнітного стану машини [4]:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (7)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-стовпці струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язку; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-стовпці потокозчеплень; R_s, R_r – активні опори. Індеси s та r вказують на приналежність параметрів обмоткам статора і ротора відповідно.

Матриці-стовпці i_s, i_r, u_s визначаються рівностями:

$$i_j (j = s, r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \quad u_s = \text{col}(U_m, 0),$$

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

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r обчислюються за формулами:

$$A_s = \alpha_s (1 - \alpha_s G); \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G; \quad A_r = \alpha_r (1 - \alpha_r G); \quad B_r = B_s,$$

де

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

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 – струм намагнічування і його складові за осями x, y ; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічування, якою є залежність робочого потокозчеплення Ψ_m від струму намагнічування i_m ; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання записуємо у вигляді:

$$\Omega_s = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_1 \\ \omega_1 - \omega_0 & 0 \end{pmatrix},$$

де ω_0 – синхронна швидкість обертання.

Матриці-стовпці повних потокозчеплень обмоток статора і ротора визначаються залежностями:

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i,$$

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

де

Величини i_m, i_x, i_y становлять:

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}; \quad i_y = i_{sy} + i_{ry}; \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаються за допомогою співвідношень:

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (8)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (9)$$

Криву намагнічування подаємо залежностями:

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

$$\Psi_m = \alpha_m^{-1} i_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}, \quad (10)$$

де i_{mk} – критичне значення струму намагнічування, за межами якого функція $\Psi_m(i_m)$ нелінійна. Тоді τ і ρ , згідно з (8), набувають вигляду:

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

$$\tau = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (11)$$

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

$$\rho = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}. \quad (12)$$

У процесі числового інтегрування диференціальних рівнянь (7) безпосередньо використовуємо вирази (11), (12). Тому необхідність зберігання в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (10) відпадає.

Отже, диференціальними рівняннями (1), (7) та алгебраїчними співвідношеннями (8) – (12) повністю описується динамічний стан електромеханічної системи приводу з муфтою, що має сталу жорсткість. Диференціальними рівняннями (2), (7) та алгебраїчними залежностями (3) – (6), (8) – (12) описуються динамічні процеси в системі з керованою муфтою. Характерною особливістю рівнянь (7) є їх запис безпосередньо у нормальній формі Коші, що суттєво спрощує інтегрування.

У загальному випадку початкові умови розрахунку динамічного режиму записуємо у вигляді:

$$i_s(0) = \text{col}(i_{sx0}, i_{sy0}); \quad i_r(0) = \text{col}(i_{rx0}, i_{ry0}). \quad (13)$$

$$\Phi_1 = \Phi_{10}; \quad \Phi_2 = \Phi_{20}; \quad \omega_1 = \omega_{10}; \quad \omega_2 = \omega_{20}.$$

Аналізуючи процес пуску двигуна, початкові значення переміщень, кутових швидкостей і проекцій струмів приймаємо рівними нулю.

Проаналізуємо режими холостого пуску та усталеного режиму коливань привідної системи, що складається з асинхронного двигуна А02-71-4, пружної муфти і маховика. Як вихідні дані для проведення розрахунків використовуємо такі параметри електромеханічної системи: $J_1 = 0,82 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_0 = 157 \text{ рад/с}$;

$L_s=1,22 \cdot 10^{-3}$ Гн; $L_r=1,22 \cdot 10^{-3}$ Гн; $L_m=4,47 \cdot 10^{-2}$ Гн; $R_s=0,0825$ Ом; $R_r=0,107$ Ом; $U_m=310,5$ В; $p_0=2$.

Результати розрахунків процесів пуску привідної системи з муфтою сталої жорсткості, виконаних за нульових початкових умов (13), подано на рис. 2. Отримані графічні залежності свідчать про суттєвий вплив жорсткості та коефіцієнта згасання муфти на навантаження пружної ланки.

На рис. 3 наведено залежності максимального моменту сил пружності муфти в усталеному режимі коливань привідної системи, збудованих періодичним навантаженням на виконавчий орган. Коефіцієнт згасання був прийнятим $\mu=5$. Отримані результати показують, що у дорезонансному режимі коливань зменшення динамічних навантажень можна досягти за рахунок збільшення жорсткості муфти, а в зарезонансному режимі – за рахунок зменшення жорсткості пружного елемента.

Приклади часових залежностей моменту сил пружності муфти, отримані при $c = 8$ кН·м/рад (рис. 4, а) та при $c_1 = 10$ кН·м/рад; $c_2 = 4$ кН·м/рад (рис. 4, б), показують, що за рахунок застосування керованої муфти досягається суттєве зменшення динамічних навантажень.

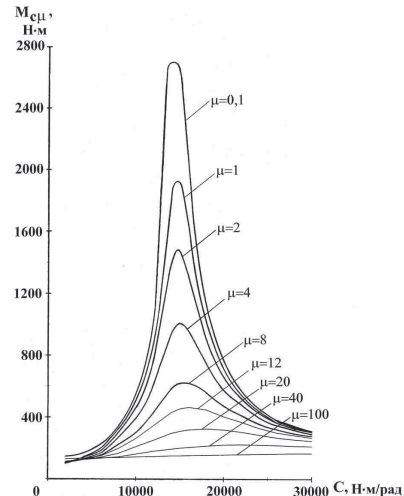


Рис. 2. Залежності максимальних значень моменту сил пружності від жорсткості муфти при перехідних режимах роботи пружної муфти при різних коефіцієнтах згасання

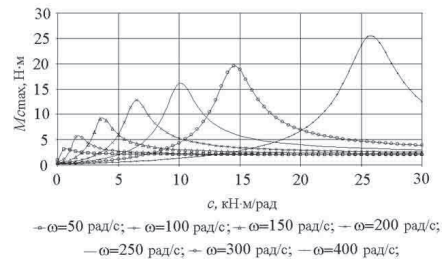


Рис. 3. Розрахункові криві максимального моменту пружної муфти

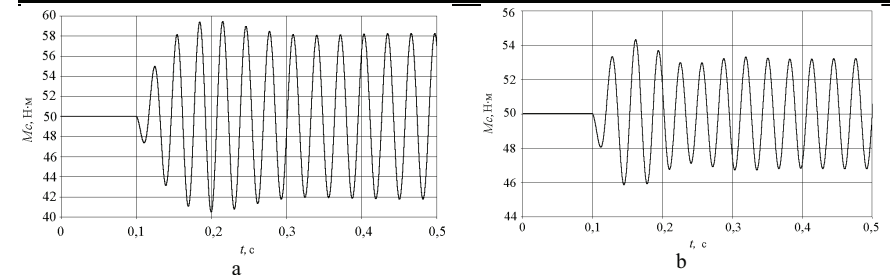


Рис. 4. Розрахункові криві моменту у пружній муфті сталої жорсткості (а) і пружної муфти з регульованою жорсткістю (б)

Побудована математична модель дає можливість оцінювати ефективність роботи та здійснювати обґрунтований вибір характеристик керованих віброзахисних пристроїв.

Література

1. Вейц В.Л., Вербовой П.Ф., Кочура А.Е. и др. Динамика управляемого электро-механического привода с асинхронными двигателями. – К.: Наук. думка, 1988. – 272 с.
2. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.
3. Цехович Л. И. О динамике электропривода постоянного тока с упругой связью // Электротехника. 1968. №6. – С. 28-31.
4. Чабан В. И. Основы теории переходных процессов электромашиных систем. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.

УДК 681. 817. 061. 6

Доц. І.Р. Кенс, к.т.н.; С.С. Мергель, к.т.н.;
О.Г. Алещенко – УкрДЛТУ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ФІЗИКО-АКУСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕРЕВИНИ

Наведено методики та результат експериментального визначення фізико-акустичних параметрів основних промислових деревинних порід України. Подано рекомендації щодо оптимального використання деревини спецпризначення.

Одним із об'єктивних показників кваліметрії деревини спеціального призначення є її фізико-акустичні параметри. Для визначення цих параметрів експериментальним шляхом можна застосувати імпульсний або резонансний метод. Обидва методи відносяться до методів неруйнівного контролю, що дозволяє проводити дефектоскопію і кваліметрію деревини спеціального призначення без втрат і відходів.

За основний інтегральний показник фізико-акустичних параметрів деревини прийнято акустичну константу, на величину якої значною мірою впливає модуль пружності E та густина деревини ρ . Залежність акустичної константи A від величин E та ρ є нелінійною [1]:

$$A = \frac{c}{\rho} = \sqrt{\frac{E}{\rho^3}}, \text{ м}^4/(\text{кг} \cdot \text{с}) \quad (1)$$

де c – швидкість звуку в деревині, м/с.