

І.Т. Ребезнюк, Л.Ф. Дзюба, О.В. Меншикова*

Національний лісотехнічний університет України,

*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

ДИНАМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИЛИ РІЗАННЯ ДЕРЕВИНИ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ СТРІЧКОПИЛКОВОМУ ВЕРСТАТІ

© Ребезнюк І.Т., Дзюба Л.Ф., Меншикова О.В. *, 2008

Запропоновано методику динамічного моделювання сили різання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті.

The contacts fatigue of teeth active surface in cog-wheels was estimated. The process of surfaces destruction was studied owing analysis of straining state of materials within theory of strength.

У теорії різання деревини силу різання під час пиляння деревини на стрічкопилковому верстаті здебільшого приймають сталою величиною. Це прийнято на підставі припущення про постійну товщину шарів деревини, що зрізаються лезами зубців. Проте змінність швидкостей різання і подачі [1] як основних компонентів формування товщини зрізуваного шару спричинятиме його зміну, а відтак, зміну сили різання. Також на зміні сили різання позначатимуться шаруватість деревини та зіткнення зубців стрічкової пилки з деревиною в процесі пиляння. У розрахунках силу різання переважно визначають через її складові: дотичну P_Z та нормальну P_Y . Враховуючи швидкості різання деревини, конструкції механізмів різання стрічкопилкових верстатів та значну кількість чинників формування сили різання, її складові однозначно будуть змінними в часі. Зважаючи на теоретичні засади подання сили різання в металообробці [1] необхідно розглядати зазначені складові сили різання деревини як функції часу, пов'язані залежністю:

$$P_Y(t) \approx m \cdot P_Z(t), \quad (1)$$

де m – перехідний коефіцієнт, який насамперед залежить від ступеня затуплення інструменту, а також від вологості деревини, переднього кута, подачі на зубець тощо [2,3].

Зміну в часі складових сили різання встановлено за результатами експериментальних досліджень на горизонтальному стрічкопилковому верстаті СКТП 505-2. Ґрунтуючись на даних експерименту, залежність від часу для дотичної складової сили різання можна описати виразом:

$$P_Z(t) = P_{Z0} + P_{ZД}(t), \quad (2)$$

де P_{Z0} – стала частина дотичної складової сили різання, H ; $P_{ZД}(t)$ – змінна частина цієї складової, H .

Дотична складова сили різання P_{Z0} у теорії різання [2] визначається за залежністю

$$P_{Z0} = P_{num} \cdot h_{np} \cdot b_{np} \cdot \frac{v_{S0}}{v_0}, \quad (3)$$

де P_{num} – питома сила різання, $\frac{H}{M^2}$; h_{np} – висота пропилу, m ; b_{np} – ширина пропилу, m ; v_{S0} – стала швидкість подачі, $\frac{M}{c}$; v_0 – стала швидкість різання, $\frac{M}{c}$. Для змінної частини дотичної складової сили різання експериментально встановлено

$$P_{ZД}(t) = f \cdot P_{num} \cdot h_{np} \cdot b_{np} \cdot \frac{v_S(t)}{v(t)}, \quad (4)$$

де f – коефіцієнт, що пов'язаний з амплітудою коливань дотичної складової сили різання, який за результатами експерименту міститься в межах 0,06...0,12. Більші значення коефіцієнта f приймають при малих значеннях сталої частини дотичної складової сили різання.

Як видно з виразу (4), змінна частина дотичної складової сили різання $P_{zd}(t)$ залежить від співвідношення швидкостей різання $v(t)$ та подачі $v_s(t)$, які є функціями часу. Установити

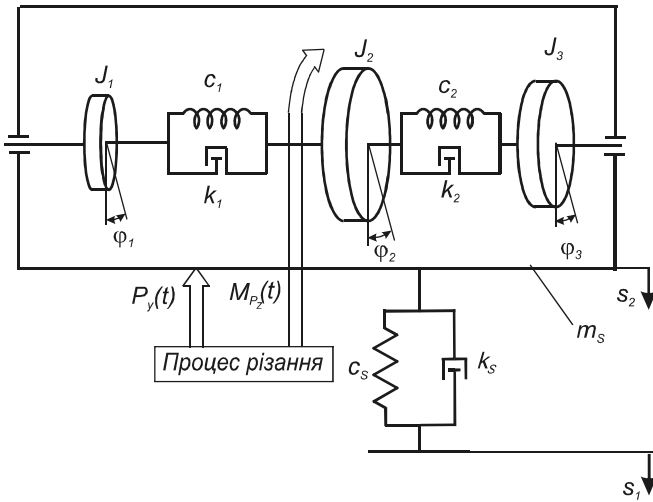


Рис. 1. Схема розрахункової моделі горизонтального стрічкопилкового верстата

залежності цих швидкостей від часу можна розв'язанням системи диференціальних рівнянь руху еквівалентної пружної системи верстата. Ця система складається з двох кінематично незалежних систем: пружної системи механізму різання і пружної системи механізму подачі. Наявність у пружній системі механізму подачі ланцюгової передачі зумовлює значну нерівномірність руху веденої маси каретки стрічкопилкового верстата [4]. Це враховано в схемі розрахункової моделі стрічкопилкового верстата, яку показано на рис. 1.

Диференціальні рівняння руху еквівалентної пружної системи верстата відповідно до схеми розрахункової моделі (див. рис. 1), отримані на підставі рівняння Лагранжа другого роду, мають вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = -M_{P_z}(t); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ m_s \ddot{s}_2 + k_s \dot{s}_2 + c_s s_2 = k_s \cdot \omega \cdot r \cdot \cos(\alpha t) + c_s \cdot r \cdot \sin(\alpha t) - P_y(t). \end{cases} \quad (5)$$

У системі диференціальних рівнянь (5) та на рис. 1 прийнято такі позначення: J_1 – зведений момент інерції ротора електродвигуна та ведучого шківу пасової передачі; J_2 – зведений момент інерції веденого шківу пасової передачі та ведучого пилкового шківу; J_3 – зведений момент інерції веденого пилкового шківу; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ – кути повороту та зведені кутові швидкості відповідних обертових мас в механізмі різання; \dot{s}_2 – зведена швидкість подачі; m_s – зведена маса супорта верстата; s_1 – переміщення ланцюга механізму подачі; s_2 – переміщення зведеної маси m_s ; c_1, c_2 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості в механізмі різання; c_s – зведений коефіцієнт жорсткості в механізмі подачі; k_1, k_2 – зведені коефіцієнти в'язкого опору в механізмі різання; k_s – зведений коефіцієнт в'язкого опору в механізмі подачі; $M_{P_z}(t)$ – зведений момент опору від дотичної складової $P_z(t)$ сили різання; $P_y(t)$ – зведена нормальна складова сили різання; r, ω – радіус та кутова швидкість ланки зведення в механізмі подачі.

Перші три рівняння системи (5) описують рух пружної системи механізму різання, останнє рівняння – рух пружної системи механізму подачі. Рухи цих двох пружних систем стрічкопилкового верстата взаємопов'язані через складові сили різання $P_z(t)$ і $P_y(t)$ відповідно до залежності (1).

Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (5) на ПЕОМ її треба записати у нормальному вигляді. Для цього приймаємо:

$$y_1 = \varphi_1; y_2 = \varphi_2; y_3 = \varphi_3; y_4 = x_s.$$

Усі доданки в рівняннях, крім першого, переносимо в праву частину рівнянь. Ліві та праві частини перших трьох рівнянь ділимо на відповідні величини зведених моментів інерції J , останнє рівняння – на m_s . Тоді система диференціальних рівнянь набуде вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = -v_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - p_1(y_1 - y_2); \\ \ddot{y}_2 = v_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - v_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + p_2(y_1 - y_2) - p_3(y_2 - y_3) - Q_1(t); \\ \ddot{y}_3 = v_4(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + p_4(y_2 - y_3); \\ \ddot{y}_4 = -v_5\dot{y}_4 - p_5y_4 + v_5\omega \cdot r \cos(\omega t) + p_5 \cdot r \sin(\omega t) - Q_2(t). \end{cases} \quad (6)$$

де прийнято такі позначення: $v_1 = \frac{k_1}{J_1}$; $v_2 = \frac{k_1}{J_2}$; $v_3 = \frac{k_2}{J_2}$; $v_4 = \frac{k_2}{J_3}$; $v_5 = \frac{k_s}{m_s}$; $p_1 = \frac{c_1}{J_1}$; $p_2 = \frac{c_1}{J_2}$;

$$p_3 = \frac{c_2}{J_2}; p_4 = \frac{c_2}{J_3}; p_5 = \frac{c_s}{m_s}; Q_1(t) = \frac{M_{P_z}(t)}{J_2}; Q_2(t) = \frac{P_y(t)}{m_s}.$$

Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (6) задано такі початкові умови:

$$y_{10} = \varphi_{10} = 0; y_{20} = \varphi_{20} = y_{30} = \varphi_{30} = \frac{M_{P_{z0}}}{c_1}; y_{40} = s_{20} = \frac{P_{y0}}{c_s};$$

$$\dot{y}_{10} = \dot{\varphi}_{10} = \dot{y}_{20} = \dot{\varphi}_{20} = \dot{y}_{30} = \dot{\varphi}_{30} = \omega_{\text{об}}; \dot{y}_{40} = \dot{s}_{20} = v_{s0}.$$

Систему диференціальних рівнянь (6) розв'язано на ПЕОМ числовим методом Adams–Bashford–Moulton за допомогою розробленої програми з використанням математичного пакета MAPLE. Перевірку розв'язку здійснено методом Runge–Kutta. Розрахунок виконано на підставі реальних параметрів конструкції горизонтального стрічкопилкового верстата, який використовували в експериментальному дослідженні складових сили різання. Усі розрахункові параметри є зведеними величинами. У механізмі різання зведення виконано до вала електродвигуна, у механізмі подачі – до вала ведучої зірочки ланцюгової передачі. Пружний елемент – стрічкову пилку – замінили ділянкою вала з коефіцієнтом зведеної еквівалентної крутильної жорсткості c_2 . Значення розрахункових параметрів такі: $J_1 = 0,0109 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_2 = 0,2336 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_3 = 0,2190 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_s = 38,2 \text{ кг}$, $c_1 = 9670 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, $c_2 = 87048 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, $c_s = 2,037 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $k_1 = 0,07 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$, $k_2 = 0,08 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$, $k_s = 0,27 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$. Швидкість різання дорівнювала $v_0 = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, що відповідає кутовій швидкості вала електродвигуна $\omega_{\text{об}} = 297 \text{ с}^{-1}$, передаточному числу пасової передачі $u = 3,2$ та діаметру пилкового шківу $D = 0,610 \text{ м}$. Швидкість подачі становила $v_{s0} = 4,95 \frac{\text{м}}{\text{хв}}$, стала частина дотичної складової сили різання – $P_{Z0} = 59,59 \text{ Н}$, перехідний множник – $m = 0,4$. Відповідно до цих параметрів значення питомої сили різання $P_{\text{нм}} = 73,67 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ при висоті пропилу $h_{\text{np}} = 0,150 \text{ м}$ та ширині пропилу $b_{\text{np}} = 0,002 \text{ м}$. Відповідно до вказаної величини P_{Z0} вважаємо, що значення f дорівнює 0,09. На рис. 2 зображено криві 1, 2 для дотичної складової сили різання. Криву 1 отримано експериментально. Криву 2 побудовано за залежністю (2), в якій швидкості $v_s(t)$, $v(t)$ є результатом числового розв'язку системи диференціальних рівнянь (6). Зображені криві за

періодом коливань збігаються з точністю до 2,2%, за амплітудою – розбіжність дещо більша (до 5%), проте цілком допустима. Відтак збіг результатів експериментального та теоретичного досліджень з точністю до 5% свідчить про адекватність запропонованої динамічної моделі стрічкопилкового верстата.

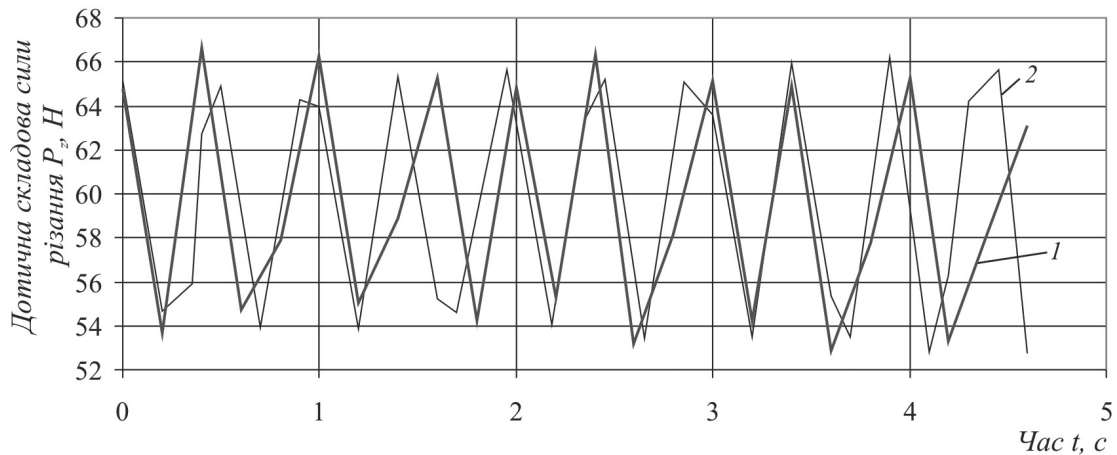


Рис. 2. Графіки зміни дотичної складової сили різання: 1 – експериментальна крива, 2 – крива, побудована за теоретичною залежністю

Отже, запропонована методика дає змогу моделювати силу різання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті з урахуванням динамічних явищ в еквівалентній пружній системі верстата. Окрім цього, динамічна модель пружної системи стрічкопилкового верстата дає змогу дослідити динамічні навантаження пружних ланок та зміну швидкостей різання і подачі. Розроблену методику можна використати для динамічного моделювання сили різання різних видів процесу пиляння деревини.

1. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
2. Кірик М.Д. Механічне оброблення деревини та деревних матеріалів. Підручник для ВНЗ. – Львів: Кольорове небо, 2006. – 412 с.
3. Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки. – М.: Лесная промышленность, 1976. – 152 с.
4. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 294 с.