

Л. Дзюба

Доцент, канд. техн. наук,
Львівський державний університет
безпеки життєдіяльності
МНС України,
м. Львів

І. Ребезнюк

Доцент, д-р техн. наук,
Національний лісотехнічний
університет України,
м. Львів

О. Меньшикова

Канд. фіз-мат. наук,
Львівський державний університет
безпеки життєдіяльності
МНС України,
м. Львів

А. Пилип'як

Аспірант,
Національний лісотехнічний
університет України,
м. Львів

УДК 674.053:621.935

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ СТІЧКОВОЇ ПИЛКИ

Досліджено параметричні коливання, динамічну стійкість тягової вітки стрічкової пилки під час дії на неї розподіленої навантаги від пиляння колоди.

стрічкова пилка, динамічна стійкість, коливання

Колівання пилкових шківів стрічкопилкового верстата призводить до зміни сили натягу полотна стрічкової пилки на 30...50 % [1]. Змінна за величиною поздовжня сила натягу може викликати динамічну нестійкість полотна стрічкової пилки. Наслідком цього є істотне збільшення амплітуди поперечних коливань і втрата початкової прямолінійної форми стійкої рівноваги полотна, що є причиною зниження якості розпилювання деревини [2]. Тому динамічну стійкість полотна пилки досліджено з урахуванням змінної сили натягу.

Розрахунковою схемою тягової вітки стрічкової пилки в робочій площині (робоча площина — площина, в якій розміщені напрями швидкостей головного руху різання та руху подачі) є балка прямокутного поперечного перерізу, яку розміщено на двох шарнірних опорах (рис. 1). На балку діє рівномірно розподілене навантаження q від сили різання і змінна сила натягу $N(t)$.

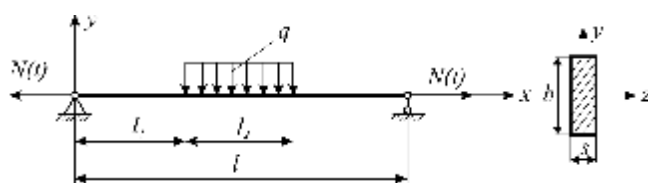


Рис. 1. Розрахункова схема тягової вітки стрічкової пилки

Диференціальне рівняння пружної лінії під час згинання балки:

$$EJ_z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -M(x), \quad (1)$$

де EJ_z ($J_z = sb^3/12$) — жорсткість полотна пилки на згин; s — товщина пилки; b — ширина пилки без

врахування зубчастого вінця; E — модуль Юнга матеріалу пилки; $w(x, t)$ — поперечний прогин пилки в перерізі з координатою x .

Згинальний момент $M(x)$ в перерізах $0 \leq x < l$

$$-M(x) = N(t)w - M_{q_1} - M_{q_2}, \quad (2)$$

де $N(t)$ — періодична поздовжня сила (сила натягу тягової вітки пилки); M_{q_1} — згинальний момент від розподіленої сили інерції q_1 маси полотна пилки (ця сила виникає внаслідок поперечного згинального коливання полотна пилки); M_{q_2} — згинальний момент від розподіленої сили інерції q_2 , яка виникає під час руху полотна пилки за криволінійною траєкторією радіусом R .

У перерізах полотна пилки, коли $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$, де l_1 — віддаль від точки набігання стрічкової пилки на тяговий шків до поверхні колоди (деревини); l_2 — діаметр колоди (висота пропилу), діє рівномірно розподілене навантаження q від сили різання. Тому до виразу (2) для згинального моменту додамо ще один доданок M_q — згинальний момент від розподіленого навантаження q . Тоді загальний вираз для згинального моменту набуде вигляду

$$-M(x) = N(t)w - M_{q_1} - M_{q_2} + M_q. \quad (3)$$

Двічі продиференціювавши складові виразу (3),

$$\frac{\partial^2 M_{q_1}}{\partial x^2} = q_1 = m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2};$$

$$\frac{\partial^2 M_{q_2}}{\partial x^2} = q_2 = \frac{mv^2}{r} = mv^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \quad \frac{\partial^2 M_q}{\partial x^2} = q,$$

де m — погонна маса пилки ($m = \rho b s$, ρ — густина матеріалу); v — швидкість руху пилки, отримаємо

$$-\frac{\partial^2 M(x)}{\partial x^2} = N(t) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - mv^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - q. \quad (4)$$

З урахуванням (4) диференціальне рівняння згинального коливання пилки, як призматичної балки сталого поперечного перерізу, набуде вигляду

$$EJ_z \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - N(t) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + mv^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \begin{cases} q_0, & l_1 \leq x \leq l_1 + l_2; \\ 0, & 0 \leq x < l_1; \\ 0, & l_1 + l_2 \leq x \leq l. \end{cases} \quad (5)$$

Силу натягу полотна пилки можна подати за допомогою двох доданків

$$N(t) = N_0 + N_1 \cos(\omega t), \quad (6)$$

де N_0 — стала сила натягу; N_1 — амплітудне значення динамічної складової сили натягу; ω — частота змінювання динамічної складової (кутова швидкість обертання тягового пилкового шківа).

Розв'язок диференціального рівняння (5) шукаємо у вигляді

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (7)$$

де $T_n(t)$ — функція часу, яку слід визначити під час розв'язування; $\sin(n\pi x/l)$ — фундаментальна функція коливання балки, яка відповідає граничним умовам шарнірного закріплення кінців; l — довжина балки (тягової вітки пилки).

Щоб розв'язати диференціальне рівняння (5), рівномірно розподілене навантаження q розкладаємо у ряд Фур'є і надалі отримуємо розклад за ортогональними функціями згідно з методом Бубнова-Гальоркіна. Отже,

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (8)$$

де

$$\begin{aligned} b_n &= \frac{2}{l} \int_0^l q \sin \frac{n\pi x}{l} dx = \frac{2}{l} \int_{l_1}^{l_1+l_2} q_0 \sin \frac{n\pi x}{l} dx = \\ &= \frac{2}{l} q_0 \frac{l}{\pi n} \left(-\cos \frac{n\pi x}{l} \right) \Big|_{l_1}^{l_1+l_2} = \\ &= -\frac{2q_0}{\pi n} \left(\cos \frac{n\pi(l_1+l_2)}{l} - \cos \frac{n\pi l_1}{l} \right) = \\ &= \frac{2q_0}{\pi n} \left(\cos \frac{n\pi l_1}{l} - \cos \frac{n\pi(l_1+l_2)}{l} \right). \end{aligned}$$

Тоді вираз для q можна записати так:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2q_0}{\pi n} \left(\cos \frac{n\pi l_1}{l} - \cos \frac{n\pi(l_1+l_2)}{l} \right) \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (9)$$

Вирази (7) і (9) підставляємо в (5) і отримуємо:

$$\begin{aligned} &EJ_z \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \frac{\partial^4}{\partial x^4} \sin \left(\frac{n\pi x}{l} \right) - \\ &- N(t) \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \sin \left(\frac{n\pi x}{l} \right) + \\ &+ m \sum_{n=1}^{\infty} T_n''(t) \sin \left(\frac{n\pi x}{l} \right) + mv^2 \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \sin \left(\frac{n\pi x}{l} \right) = \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2q_0}{\pi n} \left(\cos \frac{n\pi l_1}{l} - \cos \frac{n\pi(l_1+l_2)}{l} \right) \sin \left(\frac{n\pi x}{l} \right). \quad (10) \end{aligned}$$

Після інтегрування (10) від 0 до l та домноження на $\sin(n\pi x/l)$, використовуючи властивість ортогональності функцій

$$\int_0^l \sin \frac{\pi k x}{l} \sin \frac{\pi n x}{l} dx = \begin{cases} \frac{l}{2}, & k = n; \\ 0, & k \neq n, \end{cases}$$

та провівши певні перетворення, отримаємо таке рівняння:

$$T_k''(t) + T_k(t) \frac{EJ_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 (N(t) - mv^2)}{m} = \frac{2q_0}{\pi km} \left(\cos \frac{\pi k l_1}{l} - \cos \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l} \right). \quad (11)$$

Враховуючи (6) та ввівши позначення: частоти

вільного коливання $\omega_k^2 = \frac{EJ_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4}{m}$; критичної сили за

Ейлером $P_{kp_k} = \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 EJ_z$; частоти коливання балки

$$\lambda_k^2 = \omega_k^2 \left[1 + \frac{(N_0 - mv^2)}{P_{kp_k}} \right];$$

коефіцієнта динамічного

збурення балки $\mu_k = \frac{N_1}{2(P_{kp_k} + N_0 - mv^2)}$, отримаємо

систему параметричних рівнянь Мат'є-Хіла:

$$T_k''(t) + T_k(t) \lambda_k^2 (1 + 2\mu \cos \omega t) = \frac{2q_0}{\pi km} \left(\cos \frac{\pi k l_1}{l} - \cos \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l} \right), \quad (12)$$

де $k = 1, 2, 3, \dots$ — відповідає формам і частотам коливання стрічкової пилки.

Щоб отримати розв'язок цього рівняння, величину розподіленого навантаження визначали як відношення сталої частини головної складової сили різання до висоти пропилу. Сталу частину головної складової сили різання обчислюємо за залежністю

$$P_{z_0} = -24,86705 + 0,479985\mu_n + 108,55625S_z + 0,016603h_{np} - 0,003446\mu_n^2 - 1943,4375S_z^2 + 1,69146\mu_n S_z + 0,000913\mu_n h_{np} + 5,01065S_z h_{np},$$

де μ_n — кут подачі; S_z — подача на зубець; h_{np} — висота пропилу [3].

Результат числового розв'язку рівняння (12), який подано на рис. 2, отримано при $k=1$ за таких вихідних даних: матеріал полотна пилки — сталь з модулем пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; товщина пилки $s = 1,1$ мм; ширина пилки — $b = 44$ мм; віддалі — $l = 1,1$ м; $l_1 = 0,4$ м; $l_2 = 0,5$ м; складові сили натягу — $N_0 = 7100$ Н, $N_1 = 20\% \cdot N_0$; кутова швидкість тягового шківів $\omega = 297$ рад/с; швидкість руху полотна пилки (швидкість різання) — $v = 30$ м/с. Відповідно до цих даних величина

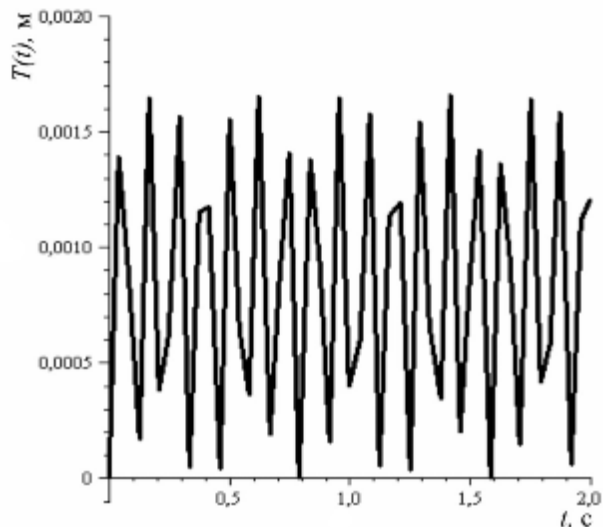


Рис. 2. Параметричне коливання тягової вітки стрічкової пилки

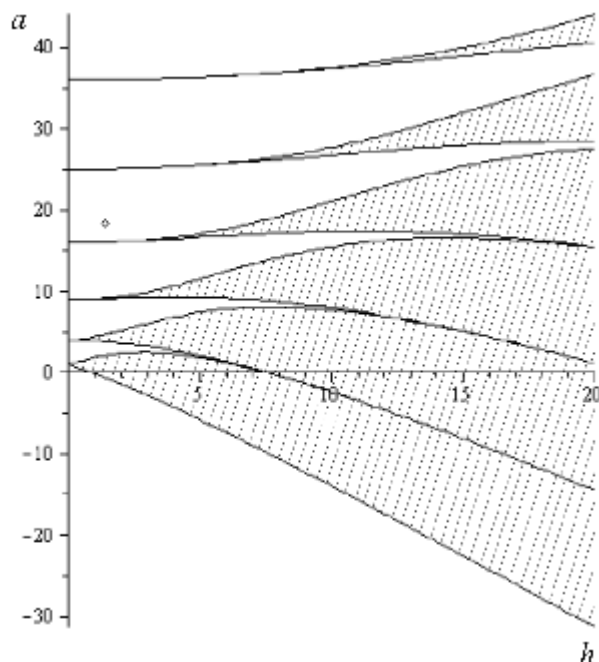


Рис. 3. Діаграма для оцінювання динамічної стійкості полотна стрічкової пилки

розподіленого навантаження $q = 187$ Н/м за кута подачі $\mu_n = 90^\circ$, подачі на зубець $S_z = 0,006$ мм.

Параметричну стійкість стрічкової пилки оцінено за допомогою діаграми Айнса-Стрета для функцій Мат'є (рис. 3), яку побудовано в координатах $a = 4\lambda_k^2/\omega^2$ та $h = 4\lambda_k^2\mu_k^2/\omega^2$ [4, 5].

Програма, яку розроблено для розрахунку в середовищі Maple 12, поряд з числовим розв'язком диференціального рівняння коливання полотна пилки, дає змогу наносити на діаграму точку з координатами (a, h) (рис. 3), що обчислені за значеннями частот коливання. Як

видно з рис. 3, за прийнятих розрахункових величин параметрів дослідження полотна пилки перебуває у стані стійкої рівноваги, оскільки точка розміщена у відповідній області діаграми.

Висновки. 1. Встановлено за яких значень геометричних параметрів полотна пилки і параметрів режиму різання відбувається істотне збільшення амплітуди коливання. Наприклад, збільшення швидкості різання від 30 до 50 м/с призводить до збільшення амплітуди коливань на 50 % (від 2 мм до 3 мм) за ширини пилки 25 мм та висоти пропилю 250 мм.

2. Отримане параметричне рівняння Матьє-Хіла дає змогу вибирати раціональні геометричні характеристики полотна стрічкової пилки й відповідні режими різання у процесі експлуатування інструмента.

3. За допомогою створеної в середовищі Maple 12 програми можна оцінити динамічну стійкість полотна пилки на етапі проектування деревообробного обладнання.

4. Щоб забезпечити стійкість полотна пилки, потрібно стабілізувати силу натягу пилки, що істотно зменшить діапазон її змінювання.

Література

1. Новосельцев В. П. Влияние изменения силы натяжения на динамическую устойчивость рамных и ленточ-

ных пил / В. П. Новосельцев, А. Ф. Селезнев // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. — 1974. — №6. — С. 75—78.

2. Феоктистов А. Е. Исследования влияния некоторых факторов на устойчивость ленточных пил: дис. ... канд. техн. наук: 05.421 / Феоктистов Александр Ефимович. — Химки — Архангельск, 1959. — 220 с.

3. Ребезнюк І. Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.04 / Ребезнюк Ігор Тарасович. — Львів, 2009. — 375 с.

4. *Вибрации* в технике: справочник в 6-ти т / ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1: Колебания линейных систем / под. ред. В. В. Болотина. — 1978. — 352 с.

5. Василенко Н. В. Теория колебаний: учебн. [для студ. высш. техн. учеб. зав.] / Василенко Н. В. — Київ: Вища шк., 1992. — 430 с.

Отримана 21.05.09

L. Dzyuba¹, I. Rebeznyuk², O. Menshikova¹, A. Pylypyak²
Research of dynamic firmness of band saw

¹Lviv State University of Vital Activity Safety, Lviv;

²National Forestry University of Ukraine, Lviv

Investigate the parametric fluctuations, dynamic stability traction spur band saw action during its distributed load of sawing logs.

²í ôîðì àö³ÿ

Міжнародна науково-методична конференція

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ТЕХНОЛОГІЙ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ І МАТЕРІАЛОЗНАВСТВА

до 80-річчя ХНАДУ-МАДІ
12 жовтня 2009 р., м. Харків

Секції конференції:

Нові методи вимірювання нано-, мікро- і макротвердості матеріалів;

Перспективи створення міжнародного підручника нового покоління

«Технології конструкційних матеріалів і матеріалознавства»;

Актуальні проблеми викладання дисципліни «Технології конструкційних матеріалів і матеріалознавства»;

Сучасні технології, обладнання і методи дослідження в матеріалознавстві.

Контактна інформація:

Адреса: Кафедра ТМіМ ХНАДУ,
вул. Петровського, 25, м. Харків, Україна, 61002
Тел.: (057) 7007-38-54; (057) 700-38-75
E-mail: mvi@khadi.kharkov.ua