

5. ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ГАЛУЗІ

УДК 674.053:621.935 Доц. І.Т. Ребезнюк, д-р техн. наук – НЛТУ України,
м. Львів; доц. Л.Ф. Дзюба, канд. техн. наук – Львівський ДУ БЖД;
аспір. А.Б. Пилип'як – НЛТУ України, м. Львів

ПОЧАТКОВІ ПОЛОЖЕННЯ АНАЛІТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ РОЗПИЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ СТІЧКОПИЛКОВОМУ ВЕРСТАТІ

Обґрунтовано початкові положення аналітичного дослідження динаміки процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті на підставі розробленої структурної схеми еквівалентної динамічної системи верстата. Встановлено, що структурна схема еквівалентної динамічної системи стрічкопилкового верстата дає змогу виконувати розрахунки щодо досліджування характеру та величини зміни кутових швидкостей шківів пилкового супорта, зміни швидкості поздовжньої подачі каретки, а також динамічних навантаж його ланок, зокрема стрічкової пилки.

Ключові слова: динаміка процесу, розпилювання деревини, стрічкопилковий верстат, еквівалентна динамічна система.

Створення горизонтальних колодопиляльних стрічкопилкових верстатів із вузькою пилкою зі значно меншою вагою, порівняно з широкопилковими верстатами, збереженням високої швидкості різання й дотриманням точності кінематичних параметрів потребує аналітичного дослідження динаміки процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті з виявленням динамічних навантаж його ланок.

Щоб дослідити динаміку процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті, потрібно створити його динамічну модель. Динамічною моделлю верстата є математичний опис взаємодії процесу різання й еквівалентної пружної системи верстата. Такий взаємний вплив, згідно з [1-3], зображаємо у вигляді схеми (рис. 1), на якій взаємодію процесу різання й еквівалентної пружної системи верстата зображено стрілками.

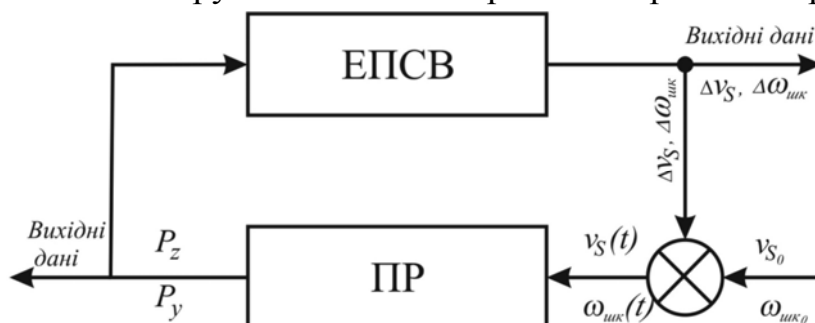


Рис. 1. Схема взаємодії процесу різання (ПР) та еквівалентної пружної системи верстата (ЕПСВ): P_z – головний складник сили різання; P_y – нормальний складник сили різання; $v_s(t)$, v_{s0} , Δv_s – швидкість подачі, її стала та змінна частини; $\omega_{шк}(t)$, $\omega_{шк0}$, $\Delta \omega_{шк}$ – кутова швидкість тягового пилкового шківів, її стала та змінна частини

Характерною особливістю різання деревини стрічковою пилкою є постійна товщина шарів деревини, які зрізують леза зубців. Проте змінність швидкостей різання та подачі [4], як основних компонентів формування товщини зрізаного шару, спричинятиме його зміну, а відтак зміну складників сили різання. Також на величині складників сили різання позначатимуться шаруватість деревини та зіткнення зубців стрічкової пилки з деревиною у процесі пиляння. Тому складники P_z і P_y сили різання деревини є функціями часу, які пов'язані залежністю $P_y = m \cdot P_z$, де m – перехідний множник, що, наперед, залежить від ступеня затуплення інструмента [5], а також від вологості деревини [6], переднього кута [7], подачі на зубець [8] тощо.

Експериментальним дослідженням цих складників сили різання встановлено їхню зміну в часі [9]. Оскільки теоретичні дослідження складників P_z і P_y сили різання деревини від часу на сьогодні відсутні, то, ґрунтуючись на даних експерименту для головного складника сили різання залежність від часу можна описати виразом:

$$P_z = P_{z_0} + P_{z_d}, \quad (1)$$

де: P_{z_0} – стала частина головного складника сили різання, Н; P_{z_d} – динамічна частина цього складника, Н.

Сталу частину P_{z_0} задаємо виразом, який отримано на підставі експериментального багатофакторного дослідження [9]:

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

де: μ – кут подачі, град; S_z – подача на зубець, мм; h_{np} – висота пропилю, мм.

Для динамічної частини головного складника експериментально встановлено [9]:

$$P_{z_d} = f \cdot P_{num} \cdot h_{np} \cdot b_{np} \cdot \frac{v_s(t)}{10^3 \cdot v(t)}, \quad (3)$$

де: P_{num} – питома сила різання, Н/м²; b_{np} – ширина пропилю, м; f – коефіцієнт, що пов'язаний з амплітудою коливань головного складника сили різання. За результатами експерименту [9], цей коефіцієнт міститься в межах 0,06–0,12. Більші значення коефіцієнта f потрібно приймати за менших величин P_{z_0} (до 50 Н). Як видно з виразу (3), динамічна частина складника сили різання P_{z_d} залежить від співвідношення швидкостей подачі $v_s(t)$ та різання $v(t)$, які є функціями часу.

У конструкції стрічкопилкового верстата розрізняють привід механізму різання (головного руху) та привід механізму подачі (руху подачі). Тому структурна схема еквівалентної динамічної системи стрічкопилкового верстата складатиметься з двох підсистем із силовим збудженням без кінематичного зв'язку між ними (рис. 2). Згідно з показаною схемою, вхідними сигналами для підсистем є складники сили різання P_z і P_y , а вихідними – відповідні переміщення в напрямку руху цих підсистем. Для процесу різання вхідни-

ми сигналами є швидкості робочих органів: кутова швидкість тягового пилкового шківa $\omega_{шк}(t)$ і швидкість подачі каретки $v_s(t)$. Швидкості робочих органів формують швидкість сумарного руху v_e . Вихідним сигналом є складники сили різання P_z і P_y . Згідно із [9], складники сили різання містять і сили тертя, що виникають під час руху пилки у пропилі.

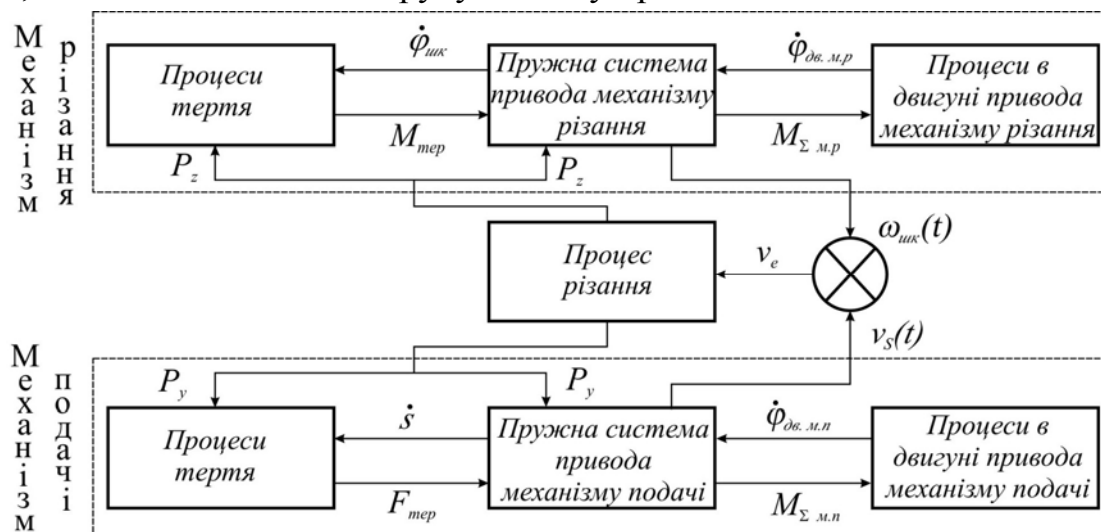


Рис. 2. Структурна схема еквівалентної динамічної системи стрічкопилкового верстата

Зміна P_z , P_y додатково зумовлює пружні деформації в еквівалентній динамічній системі верстата: зміну кутів закручування $\varphi_{дв.м.р}$ та $\varphi_{шк}$ у приводі механізму різання та переміщування s у приводі поступального руху позовжньої подачі каретки (див. рис. 2). Швидкості цих рухів: $\dot{\varphi}_{дв.м.р}$, $\dot{\varphi}_{шк}$, $\dot{s}$. Через те кутова швидкість тягового пилкового шківa $\omega_{шк}$ та швидкість подачі v_s не будуть сталими, а залежатимуть від часу:

$$\omega_{шк}(t) = \omega_{шк_0} + \dot{\varphi}_{шк}(t), \quad v_s(t) = v_{s_0} + \dot{s}(t). \quad (4)$$

Оскільки лінійна швидкість руху стрічкової пилки залежить від кутової швидкості пилкового шківa ($v = \omega_{шк} \cdot R$), то вона теж у процесі різання змінюватиметься.

Висновок. Розроблена структурна схема еквівалентної динамічної системи стрічкопилкового верстата дає змогу створювати розрахункову схему для досліджування характеру та величини зміни кутових швидкостей шківів пилкового супорта, зміни швидкості позовжньої подачі каретки, а також динамічних навантаж його ланок, зокрема стрічкової пилки.

Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин / М.С. Комаров. – М. :Изд-во "Машиностроение", 1969. – 296 с.
2. Грубе А.Э. Основы расчета элементов привода деревообрабатывающих станков / А.Э. Грубе, В.И. Санев. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1969. – 344 с.
3. Кузнецов Ю.М. Відрізання прутків і труб: теорія і практика : монографія / Кузнецов Ю.М., Чікін С.В., Мачуга Р.І.; за ред. Ю.М. Кузнецова. – К. : ТОВ "ГНОЗІС", 2008. – 333 с.
4. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. – М. :Изд-во "Машиностроение", 1978. – 199 с.

5. Кірик М.Д. Механічне оброблення деревини та деревних матеріалів : підручник [для студ. ВНЗ] / М.Д. Кірик. – Львів : Кольорове небо, 2006. – 412 с.
6. Кузнецов А.М. Теоретическое и экспериментальное исследование условий, обеспечивающих устойчивость ленточных пил : дис. ... канд. техн. наук: спец. 421 / Кузнецов Александр Михайлович. – Л., 1968. – 165 с.
7. Рожков Д.С. Исследование и разработка режимов пиления делительными пилами: [науч. отч. ЦНИИМОД 1954-1956 гг.] / Рожков Д. С., Феоктистов А. Е., Трусова Л. П. – Архангельск : Изд-во ЦНИИМОД, 1956. – 257 с.
8. Феоктистов А.Е. Исследования влияния некоторых факторов на устойчивость ленточных пил : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.421 / Феоктистов Александр Ефимович. – Химки-Архангельск, 1959. – 220 с.
9. Ребезнюк І.Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах : дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.04 / Ребезнюк Ігор Тарасович. – Львів, 2008. – 375 с.

Ребезнюк И.Т., Дзюба Л.Ф., Пылыпьяк А.Б. Исходные положения аналитического исследования динамики процесса распиливания древесины на горизонтальном стричкопилковом станке

Обоснованы исходные положения аналитического исследования динамики процесса распиловки древесины на горизонтальном стричкопилковом станке на основании разработанной структурной схемы эквивалентной динамической системы станка. Установлено, что структурная схема эквивалентной динамической системы стричкопилкового станка дает возможность выполнять расчеты относительно исследования характера и величины изменения угловых скоростей шкивов пыльцевого суппорта, изменения скорости продольной подачи каретки, а также динамических навантаг его ланок, в частности ленточной пилочки.

Ключевые слова: динамика процесса, распиловки древесины, стричкопилковый станок, эквивалентная динамическая система.

Rebeznyuk I.T., Dzyuba L.F., Pylypyak A.B. The initial position of analytical study of dynamics of the process of sawing on horizontal band headrig sawing machine tools

Substantiate the initial position of the analytical study of dynamics of the process of sawing wood on horizontal band headrig sawing machine tools based on the developed structural dynamic equivalent circuits of the machine. It is set that the flow diagram of the equivalent dynamic system of strichkopilkovogo machine-tool enables to execute calculations in relation to research of character and size of change of angulators of pulleys of antheriferous support, change of speed of longitudinal serve of carriage, and also dynamic nadvantag of his lanocs, in particular band saw.

Keywords: dynamic of the process, sawing wood, band headrig sawing machine tools, equivalent dynamic system.

УДК 621.81.001.6

Аспір. Р.Р. Івасечко¹ – Тернопільський НТУ

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІН СПЕЦІАЛЬНОЇ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ
З УРАХУВАННЯМ В'ЯЗКОГО ТЕРТЯ**

Розроблено модель спеціальної черв'ячної передачі з урахуванням в'язкого тертя її елементів. Наведено залежності для визначення деформацій елементів черв'ячної передачі. Отримано графічні залежності зміни черв'яка для конкретних параметрів передачі.

Надійність роботи черв'ячної передачі здебільшого визначається міцністю та жорсткістю контактуючої пари черв'як – колесо. Черв'як має малий

¹ Наук. керівник: проф. Б.М. Гевко, д-р техн. наук – Тернопільський НТУ