

Зубык С.В. Основные уравнения теории колебания дисковых пил

Осуществлены теоретические исследования работы дисковых пил, которые во время работы находятся в динамическом состоянии под действием поперечных колебаний. Исследования свободных колебаний диска пилы засвидетельствовали, что при этом можно применить как точные, так и приближенные методы расчета. Это даст возможность в процессе вычислений, в результате изменения диаметра, толщины пилы, получить соответствующие динамические нагрузки полотном пилы, прогиб пластины (пилы) и ее устойчивость, что приводит к деформации и проявлению звуковых колебаний дисковых пил.

Zybyk C.V. Basic equalizations of oscillation theory of disk saws

Theoretical researches of disk saws work are conducted, which during work are in the dynamic state under the action of transversal vibrations. Researches of free vibrations of saw disks showed that it is here possible use as exact so close methods of calculation. It will enable in the process of calculations at the change of diameter, thickness of saw, to get the proper dynamic loadings a saw-blade, bending of plate (saw) its firmness which brings a to saw deformation and display of sound vibrations of disk.

УДК 363.3

*Доц. В.В. Кий, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів;
мол. наук. співроб. В.Б. Матушевський – НДЧ НЛТУ України, м. Львів*

ОСНОВИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ РОЗКОЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ РОБОЧИМ ОРГАНОМ СХІДЧАСТОЇ ФОРМИ

Запропоновано методику теоретичного дослідження процесу розколювання деревини робочим органом східчастої форми. Здійснено порівняльний аналіз результатів розрахунку максимального розколювального зусилля, розрахованого відповідно за класичною та запропонованою методиками.

Розколювання деревини, як один з видів її механічного оброблювання, набув широкого застосування як у промисловості, так і в побуті. На сьогодні розроблено чимало різноманітного за конструктивними особливостями дровокольного устаткування. Попри це, роботи в напрямі створення нових та удосконалення існуючих конструкцій колунів не припиняються. Зокрема, на кафедрі лісопромислового виробництва та лісових доріг НЛТУ України запропоновано робочий орган [1] східчастої форми, виконаний у формі двох суцільних клинів 2 і 3, леза яких зміщені на певну величину "е", що мають спільний корпус 1 (рис. 1). Кут загострення леза клина 2 такий самий або й більший, ніж кут загострення леза клина 3.

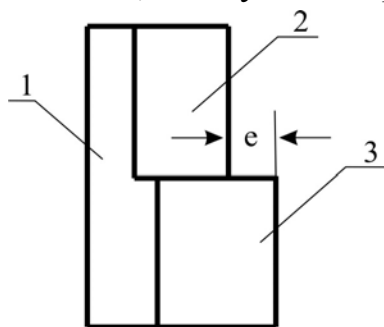


Рис. 1. Робочий орган східчастої форми



Рис. 2. Початковий момент розколювання кряжа робочим органом східчастої форми

У випадку використання запропонованого робочого органа на дрово-кольному верстаті кряж, що насувається на клин (рис. 2), своїм торцем контактує в початковий момент з виступаючим лезом клина 3, який, входячи в деревину, зумовлює появу в ній тріщини, що поширюється як в поздовжньо-му, так і в поперечному напрямках. Тому, за подальшого переміщення кряжа, лезо верхнього клина 2 входить у тріщину, що утворилась внаслідок дії на деревину клина 3. Таким чином, верхній клин спричиняється лише до по-

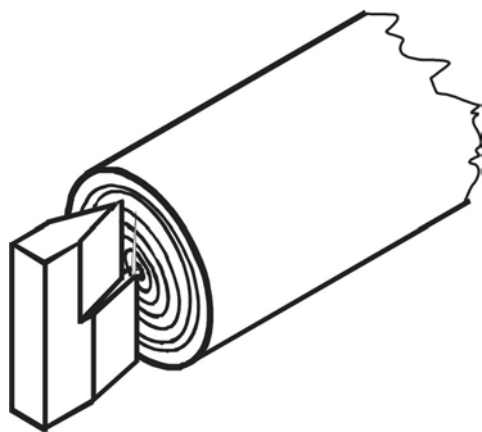


Рис. 3. Схема заглиблення східчастого робочого органа в кряж

дальшого розщеплення кряжа, що розко-люється (рис. 3). За дослідженнями доц. В.В. Гомоная [2], максимальне зусилля, яке необхідне для поділу деревини вздовж воло-кон способом розщеплення, в середньому на 20 % є меншим ніж у випадку розколювання звичайним клином.

Якщо проаналізуємо процес поз-довжнього ділення кряжа за допомогою робо-чого органа східчастої форми, то видно, що маємо комбіноване ділення: нижній клин за-безпечує звичайне розколювання та розщеп-лення, а верхній спричиняється тільки до роз-щеплювання.

Виходячи із зазначеного, ми можемо стверджувати, що сумарне зу-силля насування P буде складатись із зусилля розколювання P_L та зусилля розщеплювання P_p .

$$P = P_L + P_p, \quad (1)$$

де: P – сумарне зусилля насування; P_L – зусилля, яке виникає на лезі робочо-го органа; P_p – зусилля розщеплення, яке виникає внаслідок заглиблення ро-бочого органа в колоду.

Оскільки на величину максимального зусилля розколювання значний вплив має довжина лінії контакту леза з деревиною, тобто ширина площини розколювання, причому за даними дослідників [3], ця залежність прямолі-нійна, то зі зменшенням довжини лінії контакту, логічно, зменшується і необ-хідне максимальне розколюючи зусилля. А на розщеплення не розколотої частини деревини витрачатиметься менше, порівняно з розколюванням, зу-силля. Отже, сумарне зусилля, необхідне для комбінованого поздовжнього поділу деревини, повинно бути меншим, ніж за звичайного розколювання.

Зусилля P_L , в першому наближенні, можна розглядати за класичною методикою, враховуючи, що лінія контакту деревини і леза не дорівнює ді-аметра колоди $B \neq D$.

Отже, взявши формулу для визначення максимального зусилля розко-лювання [3], та замінивши в ній діаметр D на довжину лінії контакту дере-вин з лезом B , отримаємо:

$$P_L = 2 \cdot K \cdot p \cdot L \cdot B \cdot a_3 \cdot a_n \cdot a_6 \cdot a_0, \quad (2)$$

де: K – коефіцієнт клина; ρ' – кут тертя; α – кут загострення леза робочого органа; p – питомий опір розколюванню; L – довжина колоди; B – довжина лінії контакту між деревиною та лезом робочого органа (рис. 2); a_z – коефіцієнт, який враховує рівень затуплення леза робочого органа; a_n – коефіцієнт, який враховує породу розколюваної колоди; a_g – коефіцієнт, який враховує вологість деревини; a_0 – коефіцієнт, який враховує розмір опори.

$$K = \operatorname{tg}\left(\rho' + \frac{\alpha}{2}\right), \quad (3)$$

Припускаючи, що поздовжній поділ не розколеної частини деревини буде відбуватися шляхом розщеплювання, використаємо дослідження В.В. Гомоная. Так, у його роботі [2], наведено залежність, яку цей автор підтвердив проведеними відповідними експериментальними дослідженнями, і яка дає змогу визначити максимальне значення зусилля, необхідного для розщеплення деревини.

$$P_p = \sigma_y \cdot b \cdot x \cdot \frac{\rho}{\eta}, \quad (4)$$

де: σ_y – границя міцності деревини на розрив вздовж волокон; b – частина діаметра колоди, яка піддається розщепленню, $b = D - B$; x – довжина тріщини; ρ, η – коефіцієнти, формули для визначення яких наведено у роботі [2].

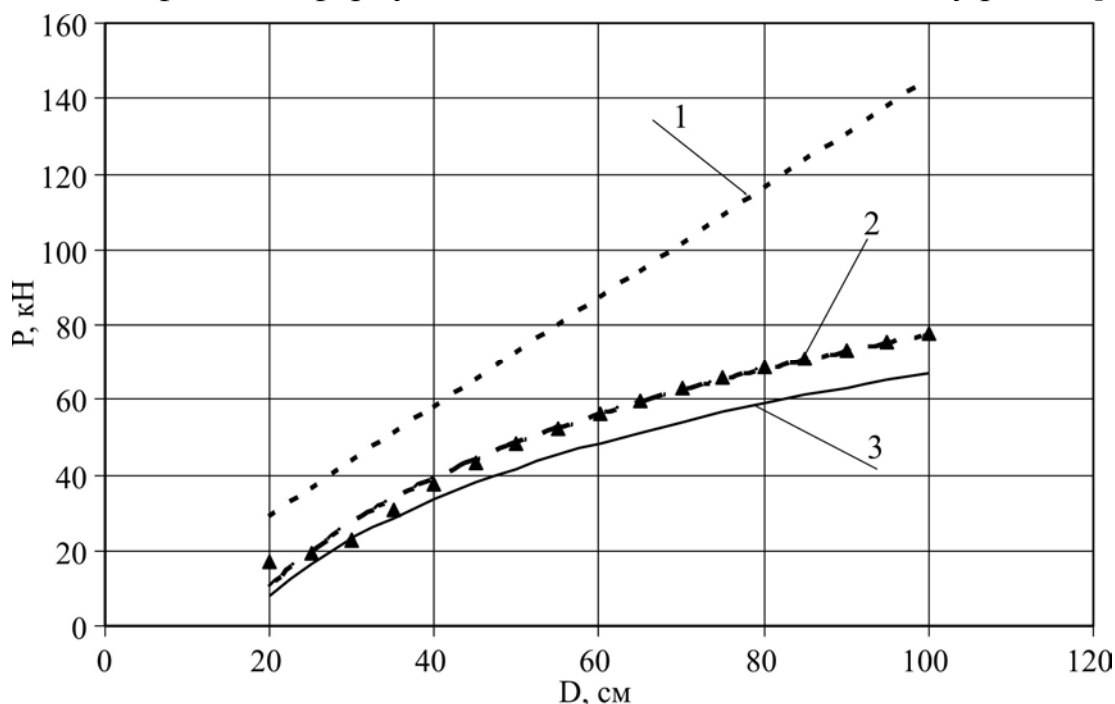


Рис. 4. Зміна максимального зусилля від діаметра: 1 – у випадку поздовжнього ділення деревини звичайним розколюванням, за дослідженнями С.І. Рахманова; 2 – у випадку комбінованого (розколювання + розщеплення) поздовжнього ділення деревини вздовж волокон; 3 – у випадку поздовжнього ділення деревини способом розщеплення, за дослідженнями В.В. Гомоная

Для нашого випадку зусилля, яке зумовлює появу процесу розщеплення в тій частині діаметра колоди, яка не контактує з лезом робочого органа, буде

спрямоване під кутом до волокон, то доцільно у формулі (4), σ_y (границю міцності деревини на розрив вздовж волокон) замінити на σ_β – границю міцності деревини на розрив під час дії зовнішнього зусилля під кутом β до волокон.

За дослідженнями О.Й. Сопотуна [4],

$$\sigma_\beta = \frac{\sigma_x}{1 + \left(\frac{\sigma_x}{\sigma_y - 1} \right) \cdot \sin \beta}, \quad (5)$$

де: σ_x – граничні напруження вздовж волокон; σ_y – граничні напруження впоперек волокон; β – кут між напрямком лінії дії зусилля та напрямком волокон.

За наведеними вище залежностями проведемо відповідні розрахунки та подамо їхню графічну інтерпретацію (рис. 4).

Висновки. 1. Незважаючи на значну кількість наявних розробок робочих органів древокольних верстатів розщеплюючої дії, на сьогодні їх не використовують у промисловості, здебільшого через складнощі конструкції та малу надійність у роботі. Запропонована конструкція робочого органа древокольних верстатів східчастої форми є проста за конструкцією, легка у виготовленні та надійна в роботі, що дасть змогу успішно і ефективно використовувати подібні робочі органи у виробничих умовах.

2. Максимальне зусилля, що виникає під час поздовжнього ділення деревини на древокольних верстатах із робочими органами східчастої форми, приблизно на 10-15 % менше ніж у випадку розколювання звичайним клином і до 5 % більше, ніж під час розщеплювання (рис. 4).

3. Із збільшенням діаметра розколюваного кряжа, більш динамічно збільшується різниця між значеннями величини максимального зусилля розколювання звичайним клином та клином східчастої форми (криві 1, 2, рис. 4). Що стосується різниці значень кривих 2 і 3 (рис. 4), то тут спостерігається незначне збільшення із зростання діаметра кряжа.

Література

1. Патент України на корисну модель № 31922 "Робочий орган верстата для розколювання деревини". 2008 р.
2. Гомонай В.В. Исследование процесса раскалывания древесины на древокольном станке расщепляющего действия : дис. канд. техн. наук. – Львов, 1982. – 219 с.
3. Машины и оборудование лесоразработок / С.И. Рахманов, К.Ф. Гороховский. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1967. – 242 с.
4. Сопотун А.И. Исследование усилий и напряжений в процессе раскалывания древесины : дис. ... канд. техн. наук. – Львов, 1977. – 229 с.

Кий В.В., Матушевский В.Б. Основы теоретических исследований процесса раскалывания древесины рабочим органом ступенчатой формы

Предложена методика теоретического исследования процесса раскалывания древесины рабочим органом ступенчатой формы. Осуществлен сравнительный анализ результатов расчета максимального раскалываемого усилия, рассчитанного соответственно за классической и предложенной методиками.

Кущ V.V., Matushevskyy V.B. Fundamentals of theoretical studies for the process of wood cleavage by means of stepped operating element

The work proposes the method of theoretical study for the process of wood cleavage by means of stepped operating element. The comparative analysis of the calculation results for the maximum cleaving force calculated respectively according to the classical approach and to the proposed methodology is presented.

УДК 621.086.065 Доц. О.Л. Ляшук, канд. техн. наук – Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя

**КОЛИВАННЯ КАНАТІВ ГНУЧКИХ КОНВЕЄРІВ
ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ**

Розглянуто позовжні коливання горизонтальної і вертикальної ділянок тягового канату конвеєра. Отримано вирази для визначення переміщень окремих точок канату, що характеризують його коливання і залежність для визначення натягу канату. Обґрунтовано параметри та режими експлуатації конвеєрів із гнучкими тяговими органами.

На елеваторах і складах сипучих продуктів та матеріалів їх доводиться транспортувати на значні відстані [1, 2]. Як тягові органи доцільно використовувати канати, які огинають направляючі блоки і зменшують динамічні навантаження порівняно з ланцюговими конвеєрами [3, 4]. На рис. 1 зображено схему конвеєра з гнучким тяговим елементом, яким є канат. Такі конвеєри мають циклічні навантаження, тому їхня надійність і довговічність визначається надійністю роботи тягового канату.

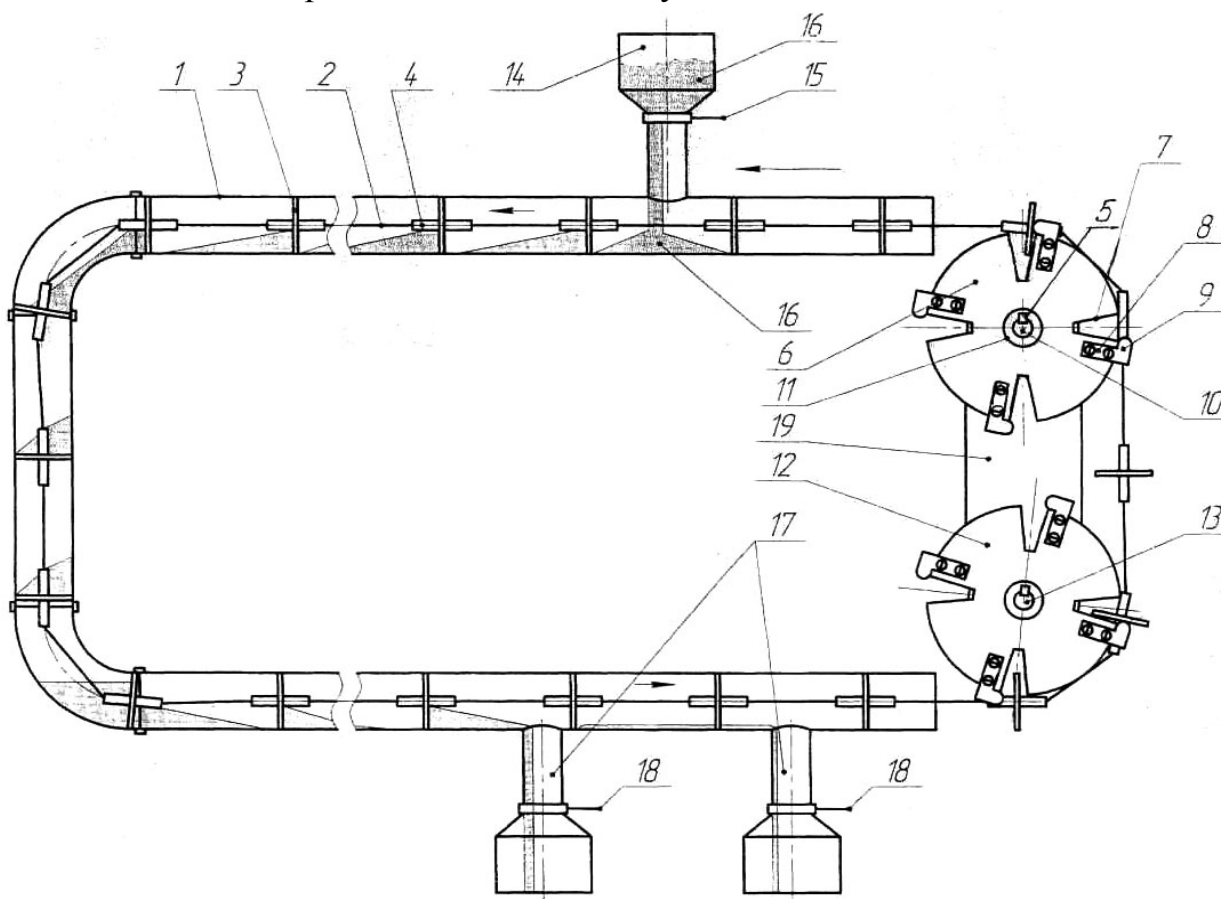


Рис. 1. Схема гнучкого канатного конвеєра