

що конструкція верстатів не передбачає централізованого мащення, захисних пристосувань для поверхонь тертя. У процесі експлуатації стрічкопилкових верстатів є різні випадки руйнування деталей. Із загального числа відмов можна виділити основні.

Деформація та поломки виникають, коли раптові навантаження більші від границі міцності валів та осей. Наприклад, після різкого гальмування візка механізму подавання, ударів, які виникають під час навалювання колод, розпилюванні сучкуватих колод. Механічне зношування проявляється внаслідок взаємодії пар тертя. Наприклад, під час руху роликів візка по циліндричних напрямниках спряження працює в умовах малоциклової втоми. Ролики, натискаючи на поверхню напрямника, створюють перед собою хвилю, яка біжить і на поверхні перед роликом з'являються стискні напруження. За роликом виникає його відрив від поверхні за рахунок явищ релаксації. В цій зоні виникають напруження розтягу. Як наслідок, з'являються мікро- і макротріщини, які потім розвиваються у віспоподібні отвори (піттинг). Руйнування поверхневого шару напрямників і роликів відбувається у вигляді поверхневого облуплювання, за якого відлітають дуже тоненькі пластично деформовані лусочки. На ободах шківів дуже помітно проявляється окислювальне зношування від тертя ковзання пилки по шківих, зумовлене складним поєднанням явищ адсорбції кисню на поверхнях тертя, дифузії кисню в поверхневий шар. Одночасно з цим відбувається утворення хімічно адсорбованих плівок сполук металів з киснем і відокремлення їх від поверхні пилкового шківів. Зношування шківів за умов окислювального спрацювання відбувається з малою інтенсивністю.

Загальний потік порушень нормального функціонування стрічкопилкового верстата можна поділити на відмови, несправності і збій. Збій – це короткочасне порушення нормальної роботи наприклад, перекошування колоди під час завантаження на візок, відхилення пилки від нормального положення під час попадання на сучок. Збої рідко проявляються і усуваються без ремонтних операцій. Несправність – це порушення, яке не пов'язане з втратою роботопридатності. Для оцінювання рівня надійності верстата треба виділити дійсно відмовні ситуації. У стосунку стрічкопилкових верстатів бувають ситуації, коли відмови не мають відношення до надійності. Наприклад, у розпалюваних колодах трапляються цвяхи та інші металічні предмети, які спричинюють поломки стрічкових пилкок. Це може трапитися через грубі помилки робітників і порушення умов експлуатації. Такі зупинки обладнання не можна відносити до відмов. Прості пов'язані з інструментом. Питання щодо надійності інструменту треба розглядати окремо. Процес затуплення інструменту призводить до збільшення і перерозподілу сил різання, росту вібрації. Отже, до відмов верстата треба відносити тільки ті, що характерні для нормальної його роботи.

Для визначення основних показників надійності – імовірності безвідмовної роботи і відповідного їх ресурсу керується тим чи іншим законом розподілу. Для відмов з причини зношування використовуємо нормальний закон розподілу, для раптових відмов – експоненціальний. Для більшості від-

мов деталей стрічкопилкових верстатів найкраще використати закон розподілу Вейбулла-Гніденка.

Висновки:

1. На більшості підприємств, де розпилюють колоди на дошки і бруси, встановлено горизонтальні стрічкопилкові верстати вітчизняного виробництва. Ці верстати за своїми показниками надійності забезпечують вимоги виробництва тільки завдяки наявності дублерів і частим профілактичним заходам, які виконують за суб'єктивними оцінками робітників-ремонтників.
2. На сьогодні в Україні немає жодної науково-дослідної роботи з дослідження надійності горизонтальних стрічкопилкових верстатів, відсутні науково обгрунтовані та практично апробовані структури ремонтних циклів цих верстатів.
3. Зібрані статистичні дані з підприємств засвідчують, що найменший ресурс мають деталі механізму подавання: ходові колеса і напрямники, терміни служби яких становлять 2...3 роки.

Література

1. Шостак В.В. Деревообробні верстати загального призначення : підручник / В.В. Шостак, Я.І. Савчук, А.С. Григор'єв та ін. / за ред. В.В. Шостак. – К. : Вид-во "Знання", 2007. – 279 с.
2. Ребезнюк І.Т. Підготовка вузьких колодопиляльних стрічкових пилкок до роботи : монографія. – Львів : Вид-во "Кольорове небо", 2005. – 260 с.
3. Амаліцький В.В. Надійність деревообробляючого обладнання : монографія / В.В. Амаліцький. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1974. – 160 с.

Шостак В.В., Войтович В.В. Зависимость надежности лентопильных станков от их конструктивных особенностей

Проанализированы конструкции механизмов резания, подачи, направляющих инструмента. Установлены виды износа в сопряжениях и деталях. Станок рассмотрен как система с последовательным соединением элементов. Определены законы распределения наработок на отказ деталей. Выводы позволяют определить задачи дальнейших исследований.

Ключевые слова: надежность, станок, износ.

Shostak V.V., Vojtovich V.V. Structural features of horizontal band saw machine tools as objects of reliability

Constructions of cutting mechanisms, serves, sending instrument beat analyzed. The types of wear in interfaces and details were set. A machine-tool was considered as a system with successive connection of elements. The laws of distributing of works on the refusal of details were accepted. Conclusions allow to define the tasks of further researches.

Keywords: reliability, machine tool, wear.

УДК 630*323.4 Доц. В.В. Гомонай, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ РУБАЛЬНОЇ МАШИНИ

Визначено зусилля подачі стовбура з гілками у завантажувальний патрон рубальної машини, проведено експериментальні дослідження на взірцях свіжозрубаної берези, ясеня, липи за відповідної швидкості протягування.

Ефективність виробництва тріски з низькоякісної деревини значно залежить від умов і надійності подачі її в рубальну машину.

Аналіз конструкцій механізмів подачі показав різноманітність їх комбінацій (вальцьові, гусеничні, з захватними пристроями, з рухомими пластинами і т. д.), потужність яких змінюється в широкому діапазоні. Це свідчить про переважно конструкторський підхід до вибору тих чи інших виконань і параметрів механізмів подачі без необхідних теоретичних досліджень. Водночас, процес взаємодії подачі лісоматеріалу з робочим органом механізму подачі досить складний тому, що сировина надходить з різними геометричними розмірами і різної форми. Схему зусиль, що виникають внаслідок взаємодії стовбура з гілками із механізмом подачі, наведено на рис. 1.

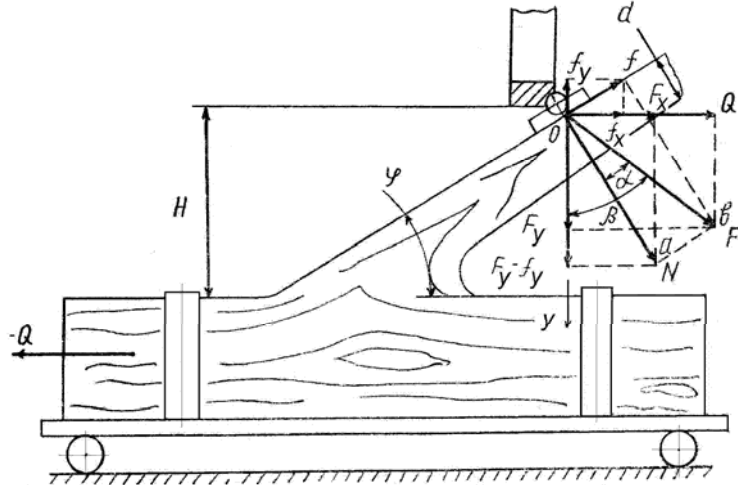


Рис. 1. Схема взаємодії стовбура з гілками із механізмом подачі: φ – кут вrostання гілки; f – сила тертя гілки об поверхню патрона рубальної машини; f_x , f_y – горизонтальна і вертикальна складові сили тертя; Q – зусилля протягування; F – результуюча сила, що діє з боку патрона на гілку; F_x , F_y – складові результуючої сили; N – сила нормального тиску гілки на патрон; d – діаметр гілки у місці прикладання сили F ; H – плече дії сил F_x , f_x , Q

Визначимо зусилля, що виникають при переміщенні лісоматеріалу в обмеженому перерізі завантажувального патрона. З рис. 1 видно, що силу тертя f можна визначити за формулою

$$f = N \cdot k, \quad (1)$$

де: k – коефіцієнт тертя гілки об патрон; за експериментальними даними для проведених дослідів k дорівнювало 0,25.

Нормальну складову зусилля можна визначити за формулою

$$N = \frac{F_x}{\sin \varphi}. \quad (2)$$

Зусилля протягування

$$Q = F_x + f \cos \varphi, \text{ звідси} \quad (3)$$

$$F_x = Q - f \cos \varphi. \quad (4)$$

Підставивши вираз (1) і (2) у формулу (4) і перетворивши її, одержимо з формули (4):

$$f = \frac{kQ}{\sin \varphi + \cos \varphi}; \quad (5)$$

з урахуванням формули (1) знаходимо:

$$F_x = \frac{f}{k} \cdot \sin \varphi. \quad (6)$$

Результуюча сила F з $\Delta \rightarrow F = \sqrt{f^2 + N^2} \rightarrow F = \sqrt{f^2 + \left(\frac{f}{k}\right)^2}$, тоді

$$F = f \sqrt{\frac{k^2 + 1}{k^2}}, \quad (7)$$

$$F_y = \sqrt{F^2 - Q^2}. \quad (8)$$

Силу F_y можна визначити з умови граничного напруження на згин за формулою:

$$[\sigma]_u = \frac{F_y \cdot l \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \frac{F_y \cdot H \cdot 32}{\pi \cdot d^3 \cdot \sin \varphi}, \quad (9)$$

де $l = H / \sin \varphi$; $[\sigma]_u$ – граничне напруження на згин.

З рівняння (9) маємо:

$$F_y = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \sin \varphi [\sigma]_u}{32 \cdot H} \quad (10)$$

Кут між результуючою силою F і силою нормального тиску N може бути визначений за формулою:

$$\alpha = \arctg \frac{f}{N}, \quad (11)$$

відповідно, кут β між результуючою силою F і віссю Y становитиме:

$$\beta = \varphi + \alpha. \quad (12)$$

Плече прикладання зусиль у точці O (див. рис. 1) у цьому випадку залежить від конструкції експериментальної установки і змінюється залежно від кута нахилу гілки і його діаметра таким чином:

$$H_u = H + 17 - \left(\frac{d + 13,5}{1,5} - \frac{d}{2} \right) \cdot \cos \varphi.$$

де: 17,0; 13,5; 1,5 – коефіцієнти, що характеризують конструкцію установки.

З рис. 1 видно, що зусилля F_x не залежить від тертя лісоматеріалу об стінки патрона. Тоді, варіюючи величиною коефіцієнта тертя k , можна отримати зусилля f , F , F_y , Q як функцію від k за такими формулами:

$$F = \frac{F_x}{\sin \varphi} \sqrt{k^2 + 1}; \quad (14)$$

$$F_y = F \cdot \cos \beta; \quad (15)$$

$$Q = F \cdot \sin \beta; \quad (16)$$

$$f = \frac{F_x \cdot k}{\sin \varphi}. \quad (17)$$

Для визначення зусиль опору подачі стовбура з гілками було розроблено і виготовлено стенд; сигнали від зусиль сприймалися тензометричними елементами і подавалися на підсилювач УТ-4-1 та фіксувалися на осцилографі Н-117. Експерименти проводили на зразках свіжозрубаної берези, ясеня, липи; швидкість протягування становила 5,3 см/с.

Внаслідок оброблення осцилограм були отримані значення зусиль F , F_x , F_y , f , Q (рис. 2).

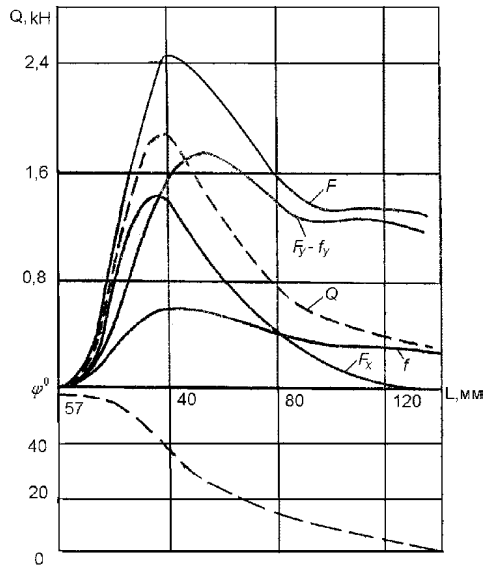


Рис. 2. Залежність зусиль протягування (Q) і кута нахилу гілок (φ) від величини переміщення (L): ---- експериментальні значення; — розрахунково-експериментальні значення; умови дослід: береза $W > 30\%$; $d = 29$ мм; $H = 63$ мм

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що: опір Q протягування стовбура з гілками через обмежений простір (патрон рубальної машини) для кожної гілки різко зростає залежно від переміщення стовбура і, дійшовши до максимального значення, плавно зменшується; сумарне зусилля F , що діє з боку конструкції механізму подачі (що обмежує прохід в патроні рубальної машини), для кожної гілки змінюється залежно від переміщення за такою ж закономірністю, що й сила Q , але після досягнення максимального значення зменшується більш плавно (впливає пружність деревини). Величина зусиль F перевищує опір Q на усій ділянці переміщення гілки щодо патрона; сила F залежить від кута вrostання гілки, коефіцієнта тертя, плеча притиску і переміщення а також – від породи деревини.

Значення зусиль F , F_y , f і Q , за різних коефіцієнтів тертя k обчислюються за формулами (14), (15), (16) і (17). Середнє значення ($k = 0,25$) визначено експериментально для гілки з корою, що переміщується уздовж нерухомої планки, грані якої утворюють прямий кут. Ця ж планка і використовувалася в експериментальній установці, зусилля визначали за значень коефіцієнта $k = 0,25; 0,15; 0,05$. Результати обчислень наведено на рис. 3, 4.

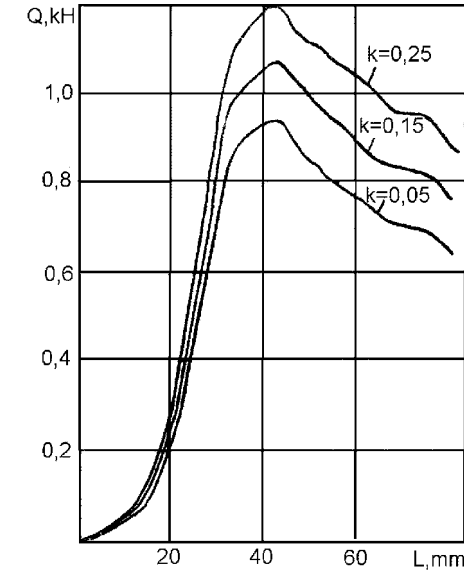


Рис. 3. Залежність зусиль протягування (Q) від величини переміщення (L) за різних коефіцієнтів тертя

У разі зменшення коефіцієнта тертя гілок стовбура об стінки патрона значно зменшується сила тертя f . При $N = 3000$ Н для ясеня сила тертя f становитиме:

Коефіцієнт тертя k	0,05	0,25	0,15
Сила тертя f , Н	150	750	450

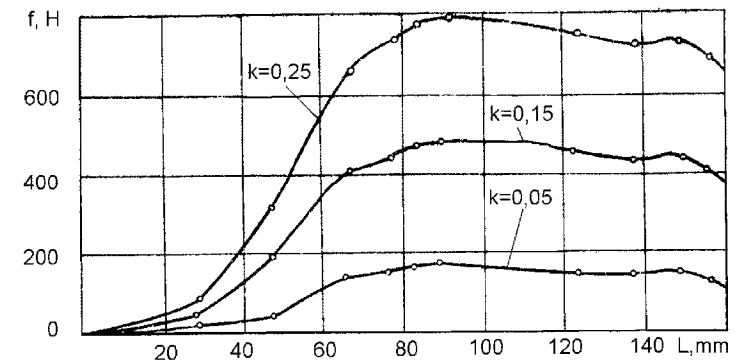


Рис. 4. Залежність сили тертя (f) від величини переміщення (L)

За цих же умов результуюча сила F , що діє з боку патрона на гілку, змінюється таким чином:

Коефіцієнт тертя k	0,25	0,15	0,05
Результуюча сила F , Н	309,2	303,4	300,4

З наведених даних видно, що коефіцієнт тертя k незначно впливає на результуючу силу F . Це пояснюється тим, що кут між напрямом дії сили f і F наближується до 90° . Зусилля протягування стовбура з гілками Q при $\varphi = 36^\circ$ і $F_x = 1720$ Н становитиме:

Коефіцієнт тертя k	0,25	0,15	0,05
Зусилля протягування Q , Н	232,7	208,4	184,1

Зміна коефіцієнта тертя на 0,1 зумовлює зміну зусилля протягування Q на 11,1 %. Також було проведено дослідження, які полягали в попередньому навантаженні гілки силою $F = F_{max}$ ($F_{max} = 328,7$ Н). Експеримент показав, що за подальшого проштовхування зразка спостерігається зниження зусилля протягування Q , результуючого зусилля F і його складових (зразок – ясен, $d = 27$ мм, $H = 63$ мм). Окрім цього, за умови попереднього обтискування на 12,4 % знижується зусилля протягування Q . Це зумовлено зміною кута нахилу гілки до стовбура у місці прикладання навантаження внаслідок наявності залишкових пластичних деформацій (кут змінився з $40,5^\circ$ до 37°). Відхилення розрахункових даних зусилля F_y (за формулою 9) від експериментальних становлять 6-8 %.

Висновки:

1. Отримано формули для визначення зусиль, що виникають при подачі деревини у рубальну машину. Встановлено залежність зусилля протягування від коефіцієнта тертя, кута вrostання гілок і їх діаметра.
2. Експериментально-розрахунковим шляхом отримано залежності зусиль притиску гілок, на підставі яких можна підібрати притискні пристрої механізму подачі й необхідне зусилля притискування.
3. Отримані дані зусиль Q і F_y можна використовувати при розрахунку механізму подачі рубальної машини на стадії проектування.
4. Вплив коефіцієнта тертя на зусилля опору незначне (до 3 %), внаслідок чого немає необхідності передбачати додаткові пристрої зі зниження тертя деревини у завантажувальному патроні.
5. Подача стовбура з попередньо напруженими гілками зменшує зусилля на 12,4 %. З цього випливає, що стовбури раціональніше до зрізання гілок складати у штабель, в якому відбувається попередня деформація гілок

Література

1. Шкіря Т.М. Машини та обладнання лісосічних і лісоскладських робіт / Т.М. Шкіря. – Львів : Вид-во "Тріада Плюс", 2005. – 436 с.
2. Бехта П.А. Технологія деревних плит і пластиків / П.А. Бехта. – К. : Вид-во "Основа", 2004. – 780 с.
3. Гомонай М.В. Технология переработки древесины : учебно-справ. пособ. / М.В. Гомонай. – М. : Изд-во МГУЛ, 2001. – 232 с.; 1990. – 280 с.
4. Зенков Р.Л. Машини непрерывного транспорта : учебн. пособ. [для студ. ВУЗов] / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашов, Л.Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1980. – 304 с.
5. Алябьев В.И. Оптимизация производственных процессов на лесозаготовках / В.И. Алябьев. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1977. – 231 с.

6. Фильчаков П.Ф. Справочник по математике / П.Ф. Фильчаков. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1972. – 528 с.

7. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1988. – 736 с.

Гомонай В.В. Определение силовых параметров механизма подачи рубильной машины

Определены усилия подачи ствола с ветвями в загрузочный патрон рубильной машины, проведены экспериментальные исследования на образцах свежесрубленной березы, ясеня, липы при соответствующей скорости протаскивания.

Gomonay V.V. Determination of power parameters of the feeding mechanism of a chipping machine

The force of feeding a stem with branches into the loading mouth of chipping machine has been determined; experimental studies have been conducted on the specimens of freshly-cut trees of birch, ash, lime at a certain speed of wood passing.

УДК 675.22

Доц. Л.М. Губа, канд. техн. наук –
Полтавський університет економіки і торгівлі

ФОРМУВАННЯ СПОЖИВЧИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ШКІР ЗІ СПИЛКУ

Розглянуто можливість поліпшення властивостей шкір із спилку шляхом використання в оздоблювальній композиції відходів шкіряного виробництва у вигляді дрібнодисперсного порошку. Досліджено фізико-механічні та гігієнічні властивості спилку.

Ключові слова: спилок, шкіра, шкіряний порошок, відходи шкіряного виробництва, колагенвмісна акрилуретанова композиція, колагенвмісні відходи.

Світові тенденції розвитку сучасної промисловості актуалізують задачі щодо розробки нових підходів у створенні товарів із високими споживчими властивостями та одночасним урахуванням екологічних аспектів. Однією із найважливіших проблем виробництва шкіри залишається проблема значних колагенвмісних відходів, переробка яких давно стала одним із найважливіших способів вирішення деяких екологічних проблем і поліпшення економічного становища багатьох країн.

З наукового та практичного погляду актуальним є використання відходів шкіряного виробництва у вигляді дрібнодисперсного шкіряного порошку. Дрібнодисперсна волокниста структура вигідно відрізняє його від інших видів колагенвмісних відходів, а наявність резервів розкривають широкі можливості використання у промислових цілях. Однак відсутність системних наукових досліджень та розробок у цьому напрямі призводить до неможливості практичної реалізації ідей вітчизняними підприємствами.

Об'єктами дослідження було обрано два види спилків хромового дублення – із шкур свиней та великої рогатої худоби, оздоблені колагенвмісною акрилуретановою композицією, характеристики якої наведено в табл. 1 [1]. Дослідження проводили за стандартними методиками [2].

Мета роботи – розроблення та дослідження шкір із спилку, оздоблених колагенвмісною акрилуретановою композицією із вмістом шкіряного порошку.