Український державний лісотехнічний університет

На правах рукопису

М И Ц Ь
Василь Іванович

ЗНИЖЕННЯ ШУМУ І АКУСТИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРИ ПОЗДОВЖНЬОМУ ПИЛЯННІ ДЕРЕВИНИ НА КРУГЛОПИЛЬНИХ ВЕРСТАТАХ

Спеціальність: 05.21.05 — Технологія і устаткування деревообробних виробництв, деревинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Львів – 1993

АВ-28.563

Робота виконана при кафедрі технології деревообробки Українського державного лісотехнічного університету

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00802586 (Т)

Науковий керівник - кандидат технічних наук, професор НОСОВСЬКИЙ Т. А.

Офіційні опоненти - чл.-кор. АН України, доктор техн. наук, професор ПОХМУРСЬКИЙ В. І.

- ст. наук. співробітник, кандидат технічних наук СТАХІЄВ Ю. М.

Провідна установа: - Івано-Франківський проектний конструкторсько-технологічний інститут

Захист відбудеться "26" січня 1994 р. о 14 год на засіданні спеціалізованої вченої ради К 068.29.02 Українського державного лісотехнічного університету (290057, м. Львів, вул. Пушкіна 103, ким 27).

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Українського державного лісотехнічного університету

Автореферат розіслано "24" грудня 1993 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
професор Т. А. НОСОВСЬКИЙ.

ім. В. Стефаника
АН України

ДВ-28.563

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В технології механічної обробки деревини круглопильні верстати знайшли широке застосування. Це пов'язано з наявністю низки технологічних і технічних переваг, серед яких їх висока продуктивність і надійність при відносній простоті конструкції і експлуатації.

Разом з тим круглопильні деревообробні верстати генерують шум, що значно перевищує встановлені санітарно-гігієнічні норми. При цьому виробничий шум зумовлює акустичний клімат оточуючого середовища, внаслідок чого виникають екологічні проблеми як організаційного, так і інженерно-технічного плану. Доведено, що 70 відсотків всіх захворювань неврозами викликані надмірним шумом на виробництві. Встановлено вплив на здоров'я так званих "слабких" шумів.

Акустична недосконалість конструкції круглопильних верстатів, відсутність оптимізаційних підходів при проектуванні і експлуатації цих машин та засобів шумозниження, оцінка їх ефективності виводять проблему шуму в ряд найбільш актуальних і пріоритетних, більше того, зниження шуму круглопильних верстатів, як базових технологічних машин є вирішальною передумовою їх перспективного використання.

Актуальність теми додатково підтверджується необхідністю дослідження як динаміки верстатів, так і комплексної оцінки ефективності засобів зниження шуму, в тому числі реалізованих на основі винаходів автора. Наведене особливо значиме для круглопильних верстатів поздовжнього пиляння деревини, які за тривалістю шуму, як правило в декілька разів перевищують інші круглопильні верстати.

Мета роботи полягає в розвитку досліджень шумоутворення круглопильних верстатів з орієнтацією на шум механічного походження, а також розробка та дослідження засобів і технічних рішень, для зниження і оптимізації акустичної активності при поздовжньому пилянні круглими пилами.

Основні методи досліджень. Теоретичні та експериментальні дослідження виконані з використанням основних положень теорії акустики, акустичної динаміки машин, теорії коливань динамічних систем, математичного моделювання і планування експериментів.

Наукова новизна. З врахуванням сучасного рівня досягнень розроблено класифікації шуму круглопильних верстатів та шляхів його

зниження. Показана їх пріоритетність. Проведено теоретичні дослідження акустичної динаміки круглопильного верстата з врахуванням засобів шумозниження та встановлено закономірності їх віброакустичної активності при зміні жорсткості пильного вузла та умов його автобалансування. Запропонована і реалізована програма і алгоритм повного перебору змінних факторів для оптимізації акустичного режиму експлуатації круглих перфорованих пил. Рівняннями регресії описано спектральний склад шуму круглопильних верстатів при різанні.

Практична цінність роботи полягає у встановленні: пріоритетності застосування різних методів та засобів зниження шуму круглопильних верстатів; залежностей очікуваних рівнів шуму верстатів від основних режимних факторів; рекомендацій щодо використання демпферного гасіння коливань в системах верстата, в тому числі при застосуванні магнітних демпферів; акустичної ефективності звукопоглинаючого покриття тонко- і товстостінних кожухів круглопильних верстатів; ролі спеціального виду вальцювання круглих пил; умов використання нових конструкцій малошумних круглих пил.

Основні положення, які виносяться на захист. Класифікація шуму круглопильних верстатів і шляхів його зниження. Математичні моделі крутильних коливань пильного вала, поперечних коливань круглої пили, обертового руху пили і автобалансира. Математичні моделі спектрального складу шуму при різанні деревини перфорованими пилами. Результати експериментальних досліджень засобів і методів зниження та оптимізації шуму круглопильних верстатів. Рекомендації щодо акустично оптимальних режимів їх експлуатації. Результати акустичної оцінки комплексного застосування засобів і методів зниження шуму круглопильних верстатів. Нові конструкції круглих пил, що характеризуються низьким рівнем шуму.

Внесок в теорію і практику. Закономірності зміни віброакустичної активності круглопильних верстатів при зміні жорсткості і вібростійкості пильних вузлів. Математичне обгрунтування шляхів зниження шуму круглопильних верстатів. Математичні моделі спектрального складу шуму круглих перфорованих пил при різанні деревини. Акустично оптимальні режими експлуатації круглих перфорованих пил. Новий метод вальцювання перфорованих пил, як засіб зниження шуму. Ефективні методи і засоби комплексного зниження шуму круглопильних верстатів.

Достовірність результатів досліджень підтверджується викорис-

танням сучасних методів акустичних досліджень, обробкою експериментальних результатів за допомогою статистичних методів аналізу з використанням ЕОМ і практичною реалізацією та ефективністю науково-технічних розробок на виробництві.

Реалізація результатів роботи. Результати теоретичних та експериментальних досліджень круглопильних верстатів впроваджені на Отрийському МК і Смизькому ДОКу з економічним ефектом в сумі 26,392 тис. крб. (в цінах 1991 р.).

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на 17-й і 18-й науково-технічних конференціях УкрНВДО (Київ, 1989, 1991 р.р.), на Всесоюзній науково-технічній конференції (ЦНДІМОД, Архангельськ, 1989 р.), на науково-технічній конференції ПКТІ (Івано-Франківськ, 1990 р.), на республіканській науково-технічній конференції (ЛДТІ,Львів 1991р.), на науково-технічних конференціях ЛДТІ (Львів, 1988...1993 р.р.).

Публікації. Основний зміст десертації викладений в 14 наукових працях, в тому числі в двох авторських свідоцтвах на винаходи.

Структура і об'єм дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, додатку, викладена на 148 сторінках друкованого тексту, містить 45 рисунків, 18 таблиць і 90 найменувань бібліографічного списку.

ЗМІСТ РОБОТИ

У **ВСТУПІ** обгрунтована актуальність роботи, сформульовані мета і завдання досліджень, показана наукова новизна і практична цінність роботи; наведені основні результати і положення, які подаються автором до захисту.

В **ПЕРШОМУ розділі** наведено аналітичний огляд основних теоретичних і експериментальних робіт Ю.М.Стахієва, В.П.Гринькова, Р.П.Іванкова, С.В.Зубика, В.П.Котешовця з питань утворення та зниження шуму круглопильних верстатів. Показано, що наявні пробіли у вивченні шуму механічного походження, який має істотний вплив на шум верстата в цілому. Визначена сутність, переваги і перспективи пиляння деревини і деревинних матеріалів круглими пилами з позицій його шумності.

Розглянуто акустичну активність круглопильних верстатів де вказано, що енергія шуму пропорційна енергії, що витрачається на перерізання волокон деревини. Причому шумові збурення в процесі пиляння

пов'язані з силами різання і об'ємними деформаціями матеріалу по лінії контакту зубів з деревиною.

Аналіз першоджерел показав, що вивчення шумоутворення при пилянні деревини подається спрощено і часто базується на припущеннях і звичайних перенесеннях суті їх акустичної активності, за аналогією з іншими деревообробними верстатами.

Нерідко спостерігається, що при акустичних замірах ігноруються реальні виробничі умови, в яких працює круглопильний верстат. А вони часто такі, що визначити дійсні акустичні характеристики верстатів дуже важко, а деколи і неможливо. Доводиться користуватися компромісними варіантами, для цього використовують різного роду фізичні, математичні і акустичні моделі, які деколи можуть давати в отриманих результатах значні похибки.

Класифікація шуму круглопильних верстатів показала свою моральну застарілість. Тому в світлі сучасних теоретичних і практичних досягнень така класифікація автором розроблена, як і класифікація пріоритетних шляхів зниження шуму.

Вказано на низку недоліків при проведенні акустичних замірів вітчизняною апаратурою і обмеженість її вимірювальних можливостей.

Проведено аналіз робіт по визначенню внеску в шум круглопильних верстатів його складових. Вказано на суперечливість висновків, як і на суперечливість, що супроводить висновки авторів щодо методів та засобів зниження шуму. Не ставиться задача акустичної оптимізації круглопильних верстатів при їх експлуатації.

Другий розділ присвячений теоретичним дослідженням і обгрунтуванню шляхів зниження шуму круглопильних верстатів з точки зору теорії коливань і динаміки машин. З цією метою використовувались загальноприйняті для динаміки машин припущення про роботу механізмів. Було досліджено коливання робочого вала і круглого диска при введенні пружного фланця, а також використання шайб збільшених діаметрів і динамічного гасія коливань, які нерідко рекомендуються та не мають належної наукової бази.

Для вирішення цих задач скористались розрахунковою схемою (рис. 1) з дискретно розподіленими інерційними і пружними параметрами, яка базується на припущеннях: вал разом з шайбами і шківом є абсолютно жорстким інерційним тілом; еластичні фланці і паз передачі вважаються безінерційними пружними тілами; диск і ротор двигуна зі шківом є абсолютно жорсткими інерційними тілами.

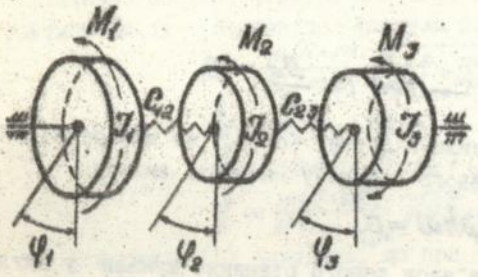

Рис. 1. Розрахункова схема динаміки круглопильного верстату: де J_1 - момент інерції диску відносно осі його обертання; C_{12} - кутова жорсткість фланця відносно осі обертання диску; J_2 - сумарний момент притискних шайб, пильного валу і шківа відносно осі обертання робочого валу; C_{23} - лінійна жорсткість клинопасової передачі; J_3 - момент інерції ротора привідного двигуна і встановленого на ньому шківа; M_1 - момент опору від сили різання; M_2 - момент опору в опорах робочого валу; M_3 - сумарний момент рушійних сил і сил опору, що діють на ротор привідного двигуна.

Система рівнянь (1) являє собою математичну модель обертового руху елементів розрахункової схеми верстата:

$$\begin{cases} J_1 \dfrac{d^2\varphi_1}{dt^2} + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_1 ; \\ J_2 \dfrac{d^2\varphi_2}{dt^2} - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23} r (\varphi_2 r - \varphi_3 r_3) = -M_2 ; \\ J_3 \dfrac{d^2\varphi_3}{dt^2} - C_{23} r_3 (\varphi_2 r - \varphi_3 r_3) = +M_3 . \end{cases} \qquad (1)$$

При проведенні числових експериментів за основний змінний фактор була прийнята кутова жорсткість фланця відносно осі обертання, чим моделювались його товщина, ширина, матеріал виготовлення. В результаті було виявлено, що введення пружного фланця значно понижує частоти власних коливань системи "пила - затискна шайба", зсуває спектр коливань із значними амплітудами до низьких частот, а це не може не призвести до зниження шуму.

Вплив діаметра затискних фланців на акустичну активність виявили в наступного. Для тонких жорстких пластин, якими моделюються пили, граничні умови в полярній системі координат при невакріпленому зовнішньому контурі будуть мати вигляд:

$$\left.\begin{aligned} & M_r = 0;\ Q^* = Q_r + \frac{dM_{r\varphi}}{r\,d\varphi} = 0; \\ & \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \nu\left(\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2}\right) = 0; \\ & \frac{\partial^3 w}{\partial r^3} + \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} - \frac{1}{r^2} - \frac{2-\nu}{r^2}\cdot\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \frac{\nu}{r^2}\cdot\frac{\partial^3 w}{\partial r\,\partial \varphi^2} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

$$\omega = \frac{\partial \omega}{\partial r} = 0 \quad \text{при} \quad r = \frac{D_ш}{2}. \tag{3}$$

Якщо зовнішні збурюючі сили відсутні (q=0), то поперечні коливання круглої пластини постійного перерізу матимуть вигляд:

$$D_\Delta r_\Delta r \omega + \rho h \ddot{\omega} = 0. \tag{4}$$

Згідно методу Фур'є розв'язок даного рівняння шукали у вигляді добутку двох функцій:

$$\omega(r, \varphi, t) = W(r \cdot \varphi) \cdot a \cos(\omega t - \theta). \tag{5}$$

Розкриваючи зміст цих функцій, отримали:

$$\omega = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} [W_{mn}^{(1)}(r, \varphi) a_{mn}^{(1)} \cos(\omega_{mn} t - \theta_{mn}^{(1)}) + W_{mn}^{(2)}(r, \varphi) a_{mn}^{(2)} \cos(\omega_{mn} t - \theta_{mn}^{(2)})]. \tag{6}$$

Звідси випливає, що діаметр шайби (Dш) не змінює вигляду крайової умови (3), а тому вигляд і загальний розв'язок рівняння (4) не буде змінюватись зі зміною Dш. Однак числові значення величини прогину W і амплітуди A, які відповідають кожній частоті коливань (6) залежатимуть від діаметра затискної шайби. Розрахунками було встановлено, що зі збільшенням r до Dп/2 і більше спектр частот коливань із значними амплітудами асовується в зону ультразвукових хвиль, які формують звукові сигнали поза діапазоном сприйняття людським вухом.

Розглядаючи вплив динамічного балансування на акустичну активність верстата, скористались розрахунковою схемою на рис 2.

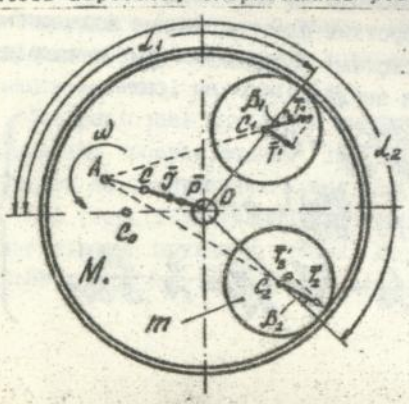

Рис. 2. Розрахункова схема автобалансира:
w - кутова швидкість;
OC = e - ексценриситет;
OA = q -збурюючі сили;
M - маса балансира;
m - маса кульки;
C - жорсткість осі обертання.

Отримано основні формули для двох і трьохкулькового балансира, а порівнюючи їх - відповідні формули для балансира з n кульками.

$$OC = \frac{m(R-r)}{M+nm}\sqrt{A_n^2+B_n^2}\,; \tag{7}$$

$$\left.\begin{aligned} A_n &= \cos\alpha_1+\cos\alpha_2+\ldots+\cos\alpha_n+\frac{Me}{m(R-r)}\,;\\ B_n &= \sin\alpha_1+\sin\alpha_2+\ldots+\sin\alpha_n\,; \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

$$q = \frac{m(R-r_0)}{M+nm-\frac{c}{\omega^2}}\sqrt{A_n^2+B_n^2}\,. \tag{9}$$

З формули (8) виходить, що при:

$$\left.\begin{aligned} &A_n=0\;;\; B_n=0;\\ &OC=q=0. \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Це означає, що рівняннями (10) визначені всі положення рівноваги кульок, коли динамічні реакції в підшипниках дорівнюють нулю. Згідно теореми Ляпунова можна стверджувати: у всіх положеннях, які визначені рівняннями (10), відносна рівновага системи стійка, якщо кутова швидкість обертання більша критичної і нестійка - якщо кутова швидкість обертання менша критичної. Аналізуючи вказані залежності для різних значень маси балансирних кулвок і різної міри заповнення об'єму порожнини балансира, встановлена можливість значного зниження вібрації і покращення динамічної стійкості роботи вала з круглою пилою. При цьому найкращі результати отримані при 40-60%-ому заповненні кульками порожнини автобалансира.

В ТРЕТЬОМУ розділі наведена методика експериментальних досліджень, метою яких є перевірка і розвиток отриманих теоретичних залежностей і оцінка достовірності проведених експериментів.

Для досліджень були використані дві експериментальні установки. Одна з них базова і призначена для дослідження акустичної активності процесу різання деревини. Друга - для дослідження шуму круглих пил при вільному їх обертанні. Основні технічні характеристики експериментальних установок наведені в таблиці 1. Задачі експериментальних досліджень передбачали проведення акустичних замірів за класичною методикою з використанням методів математичного планування експерименту.

При вільному обертанні досліджувались: акустична поведінка конгруентних круглих пил; акустична активність суцільних і перфорованих пил; вплив зовнішнього демпферування пильного диску; акустична ефективність звукопоглинаючих засобів.

При різанні досліджували шум верстату: в залежності від умов

затискання круглих пил; застосування перфорованих пил і зміні режимів їх експлуатації та спеціального виду вальцювання; при динамічному балансуванні системи "вал-пила-шків"; в використанням механічних і магнітних демпферів. Досліджено ефективність використання комплексу засобів зниження шуму круглопильних верстатів.

Таблиця 1.

Технічна характеристика експериментальних установок

Назва параметрів	Одиниці виміру	Базова експериментальна установка	Установка вільного обертання
Частота обертання валу, n	$хв^{-1}$	1700; 2300; 2900; 3400.	плавно 750...6000
Швидкість подачі, u	$м \cdot хв^{-1}$	13; 21; 31; 52.	———
Діаметр пил, D	мм	з твердосплавними пластинами 250; 315; 355.	250; 315; 355; 400.

-Для підвищення надійності акустичних замірів була запропонована методика вимірювань, що дозволяла нехтувати акустичними поправками по "вільному полю". Для цього кут нахилу мікрофона повертався на кут $15 \pm 2^{\circ}$ відносно прямої, яка з'єднує геометричну вісь мікрофону з осьовим напрямком джерела шуму. У відповідності з ГОСТ 12.1.003-83, ГОСТ 17187-86 і рекомендацій Інституту Акустики Масачусетського Університету акустичні заміри проводились апаратурою 1-го класу (VEB RFT MESS ELEKTRONIK "OTTO SHON") після спеціальної повірки, що підтверджується відповідними свідоцтвами.

Зразки розпилюваної деревини вибирались у відповідності з розробленою методикою і являли собою пиломатеріали радіальної і тангенціальної розпиловки товщиною 20...60 мм при середній вологості 13 %.

Математичне планування експериментів реалізовувалось на основі плану ортогональних греко-латинських квадратів Фішера. В якості змінних факторів були вибрані кількісні (частота обертання, швидкість подачі, товщина матеріалу) і якісні (форми перфорації). Після проведення факторно-дисперсійного і кореляційно-регресійного аналізу були отримані математичні моделі, які в загальному вигляді представляються формулою:

(11)

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n} b_{ii} x_i^2 + \sum_{i<j}^{n} b_{ij} x_i x_j$$

Однорідність дисперсії дослідів перевірялась критерієм Кохрена, значимість коефіцієнтів рівняння регресії - за критерієм Стьюдента, адекватність моделей - по критерію Фішера.

Враховуючи необхідність акустичної оптимізації режимів експлуатації різних перфорованих круглих пил була вибрана методика повного перебору найменших значень функції відгуку (L, шуму) в околі його мінімуму: *мінімум мінімуму*. Реалізація даної задачі проводилась за допомогою програми "PROG 20". Виробничі акустичні дослідження проводились на Смизькому ДОКу і Стрийському МК. Загальна кількість проведених дослідів з умовою дублювання склала 2943.

В ЧЕТВЕРТОМУ розділі наведені результати експериментальних досліджень по зниженню шуму і акустичній оптимізації режимів поздовжнього пиляння деревини на круглопильних верстатах.

Акустична ідентифікація при різанні круглими пилами. Здійснена через дослідження акустичної активності круглих пил. В широкому частотному діапазоні досліджувався шум круглих пил різного розмірного складу, як в режимі різання, так і при їх вільному обертанні. Важливо було з'ясувати вплив на акустичну активність структурних особливостей різних круглих пил, а звідси можливість застосування до них однакових методів та засобів її зниження. Доведено, що круглі пили з частотою обертання до 4000 хв$^{-1}$ забезпечують конгруентність (подібність) шумового ефекту, а значить, є акустично ідентичними за умов експлуатації круглопильних верстатів для поздовжнього різання.

Умови затискання пил. Досліджено акустичну активність круглих пил до яких були застосовані засоби механічного демпферування: пружні фланці і затискні шайби збільшеного діаметру. Встановлено, що їх використання дозволяє досягти зниження шуму круглих пил (рис. 3 пов 2,3). Застосування перших призводить до зменшення частоти власних коливань пили, внаслідок чого спектр звукових коливань зі значними амплітудами зсовується в інфразвукову зону. Загальний рівень шуму при цьому знижується на 4...6 дБА при вільному обертанні і 1...4 дБА при різанні.

Застосування затискних шайб збільшеного діаметру ($d \geq 0.5\ Dn$) зменшує аксіальні коливання диску, що призводить до перерозподілу спектру звукових частот зі значними амплітудами коливань в ультразвукову зону. Ефективність зниження шуму при холостому обертанні складає 3...4 дБА, при різанні - 2...5 дБА.

Індукційне демпферування. З засобів безконтактного гасіння ко-

ливань круглої пили досліджені постійні магніти. Визначено, що їх використання ефективно знижує високочастотний шум (2000...8000 Гц) на 3...4 дБ, а загальний рівень - на 4...6 дБА. Розташування магнітів здійснювалось з однієї сторони неробочої частини пили, на віддалі 1...3 мм від полотна на діаметрі 0.8...0.95 від Dп. Величина магнітної індукції (постійних магнітів) становила 1800...2600 Gs, підбиралась дослідним шляхом і залежала від площі поверхні магніту.

Вплив спеціального виду вальцювання. Здійснене через дослідження шумових характеристик пил, які вальцювались по міжзубій впадині. При цьому зниження рівня звуку досягає 2...4 дБА. Вальцювання пил проводилось за стандартною методикою а силою притискання вальцювальних роликів не більше 3 МПа.

Автобалансування вузла різання. Практично реалізоване динамічне балансування вузла різання показало, що при всіх положеннях кульок балансира (що визначаються рівняннями 10) рівновага динамічної системи буде стійкою. Пильний вузол працює з мінімальними вібраціями, що призводить до зниження шуму при холостому обертанні на частоті 1000 Гц на 8...14 дБ, 2000 Гц - на 5...8 дБ, по загальному рівню 7...8 дБА (рис. 3. поз. 4). Акустична ефективність балансування при різанні становить на частоті 1000 Гц - 6...10 дБ, 2000 Гц - 4...6 дБ, по загальному рівню 2...4 дБА.

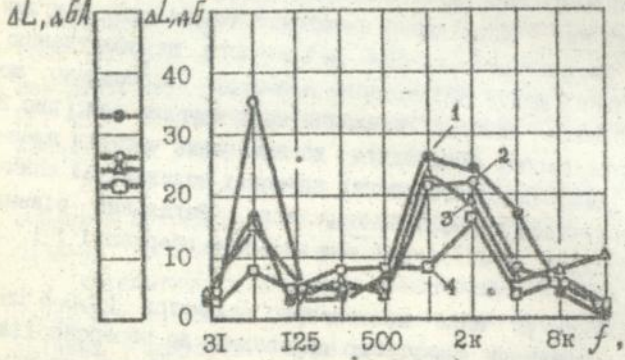

Рис. 3. Спектрограма шуму (зниження) круглих пил а використанням засобів механічного демпферування: 1 - звичайних затискних шайб; 2 - пружних фланців; 3 - збільшених шайб; 4 - динамічного автобалансира; n = 3000 хв$^{-1}$; 250 * 2.4 * 36.

Використання перфорованих пил. Експериментально визначено оптимальну кількість прорізів перфорованих пил, що характеризуються мінімальними рівнями шуму при експлуатації. - Цей мінімум акустичної активності властивий пилам з числом конгруентних прорізів, рівним восьми. Розрахована віддаль між прорізами. Встановлено, що акустичне "закорочування" полотна диску, який обертається ефективно тоді, коли віддаль по дузі кола між отворами менша, ніж довжина звукової хвилі в

повітрі, яка визначається залежністю: $\lambda = C/f$, м; де C - швидкість звуку в повітрі, м·с$^{-1}$; f - частота, Гц. Наприклад, для круглих пил діаметром 355 мм характерна максимальна амплітуда звукових коливань на частоті 2000 Гц, тому віддаль між пропілами буде наступною: $\lambda = C/f = 340/2000 = 0.17$м. Встановлено, що перфоровані пили при вільному обертанні генерують шум значно більшої інтенсивності, ніж звичайні, а процес різання характеризується значним зниженням шуму. Важливе місце при цьому належить режимним факторам, тому було проведене математичне планування експериментів. В результаті реалізації матриці планування по плану греко-латинських квадратів і відповідної математичної обробки отримані рівняння регресій для визначення залежності шуму перфорованих пил від режимних факторів. Ці рівняння в натуральних значеннях (дБ) мають вигляд:

$L_{63} = 122.8 - 54.88n - 90.39u - 90.47h + 41u^2 + 43h^2 + 20nu + 19nh + 57uh;$

$L_{125} = 120.2 - 52n - 87u - 88h + 37.5u^2 + 40h^2 + 17nu + 16nh + 54uh;$

$L_{250} = 112.86 - 44.86n - 80u - 80.4h + 31u^2 + 32h^2 + 9.7nu + 9nh + 46.7uh;$

$L_{500} = -112.2 + 44n + 81u + 80h - 28u^2 + 31h^2 - 11nu - 9nh - 48uh;$ (12)

$L_{1000} = 133.3 - 65.4n - 100.5u - 100.9h + 51u^2 + 53.5h^2 + 30.1nu + 29.7nh + 67uh - 1nuh;$

$L_{2000} = 141.7 - 73.8n - 108.9u - 109.35h + 59u^2 + 62h^2 + 38.5nu + 37.8nh + 75.5uh - 7.6nuh;$

$L_{4000} = 129.8 - 62n - 97u - 97.3h + 47u^2 + 50h^2 + 26.9nu + 26nh + 66uh - 1nuh;$

$L_{8000} = 111.9 - 44n - 80u - 78.5h + 28u^2 + 29.5h^2 + 11nu + 8nh + 45.5uh;$

$L_{in} = 143.7 - 75.7n - 111u - 111.63h + 61.4u^2 + 64.7h^2 + 40.9nu + 40.1nh + 78uh - 9.8nuh;$

де n-частота обертання, хв$^{-1}$; u- швидкість подачі, м·хв$^{-1}$; h- товщина розпилюваного матеріалу, мм.

Крім цього, на основі даних рівнянь регресії була побудована діаграма (рис. 4) для визначення очікуваних рівнів шуму при зміні товщини розпилюваної заготовки.

Задача оптимізації акустичної активності різних видів перфорованих пил звелась до знаходження оптимальних режимів їх експлуатації. Як приклад наводимо оптимальні режими експлуатації круглих пил з похилими пропілами, що генерують на частоті 1000 Гц звуковий тиск 0.0069 Па (50 дБ), проти гранично допустимого на цій частоті 75 дБ (табл. 2). На інших звукових частотах (63, 125, 250, 500, 2000, 4000 8000 Гц) в дисертації наведені оптимальні режими експлуатації інших видів перфорованих пил. Графічно це подано на рис. 5.

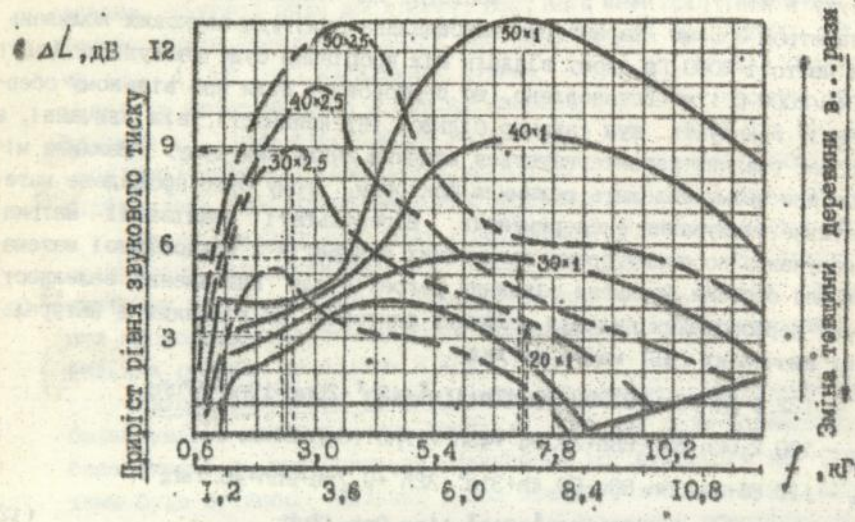

Рис. 4. Діаграма для визначення очікуваних рівнів звукового тиску при різанні деревини різної товщини:
h - вихідна товщина (20...50 мм);
W - вологість деревини (8...16%).

Таблиця 2.

Оптимальні режими експлуатації перфорованих пил (приклад)

Фіксована частота, Гц	Обмеження по Y, X_1, X_2, X_3	minimum minimorum	Оптимальні режими експлуатації n, u, h	Вид перфорації пили	Рівень звуку, дБА
1000	$Y<0.0079$ Па ($L<52$дБ) $2.9<X_1<3.4$ $1.3<X_2<1.8$ $1.8<X_3<2.3$	$Y<0.0069$ ($L<50$) дБ $3.3<X_1<3.4$ $1.3<X_2<1.5$ $2.0<X_3<2.2$	$n=3350$ хв$^{-1}$ $u=14$ м·хв$^{-1}$ $h=21$ мм	Пила з похилими прорізами	75

Нижче наведена графічна інтерпретація результатів акустичної оптимізації режимних факторів і видів перфорації круглих пил, що забезпечують шумове випромінювання в межах встановленої норми. Ці графіки свідчать про характер залежності шуму від параметрів n, u і

h. Залежності представлені фрагментами парабол, даючи уявлення про те, в яких напрямках проходить зниження шуму при зміні двох інших факторів і фіксованому третьому. Так, на рис. 6 для прикладу (на частоті 63 Гц) наведений переріз поверхні відгуку Y (шум), як функція $L=Y(X_1, X_2)$, площиною $X_3=1.6$, що відповідає товщині розпилюваного матеріалу 16 мм. Звідси бачимо, що різання заготовок даної товщини пилами з круглою перфорацією характеризується зниженням низькочастотного шуму внаслідок одночасного збільшення частоти обертання і швидкості подачі деревини. Для інших частот звукового спектру 125... 8000 Гц і Lin отримані результати наведені в дисертаційній роботі.

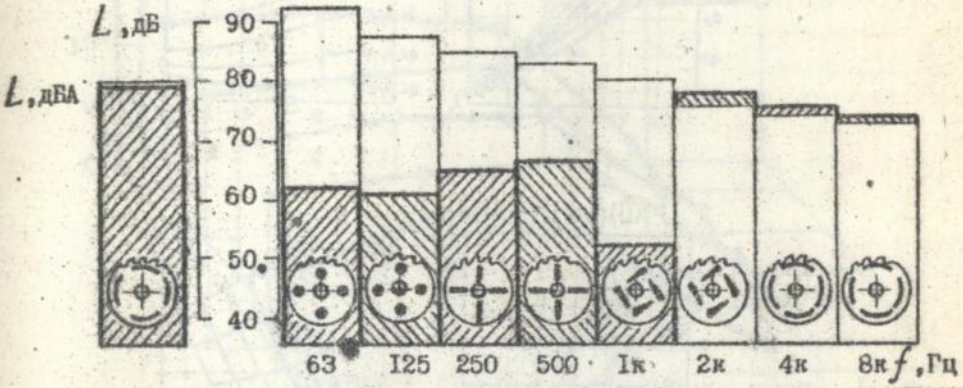

Рис. 5. Рівні звукового тиску круглих перфорованих пил на нормованих частотах звукового спектру.

- нормоване значення рівнів звукового тиску по ГС-75;
- дійсні значення замірів шуму.

Інші методи зниження шуму. Досягнуто значного зниження рівня звуку (до 8 дБА) реалізацією нових конструкцій малошумних круглих пил з радіальними різальними елементами і абразивним наповнювачем. Проведені експериментальні дослідження і пріорітет авторського права підтверджує ефективність їх практичного використання при різанні круглопильними верстатами з завідомо низькими рівнями шуму.

Отримано зниження шуму круглопильних верстатів по шляху його поширення методом звукоізоляції самого верстата. Крім традиційних матеріалів досліджено акустичну ефективність використання матеріалу "Антивібрит-6М", відомого як ефективний засіб зниження вібрації і недослідженого на звукоізоляційну здатність. Зниження шуму, при покритті ним поверхонь вахисних кожухів, досягалось в межах 6...7 дБА.

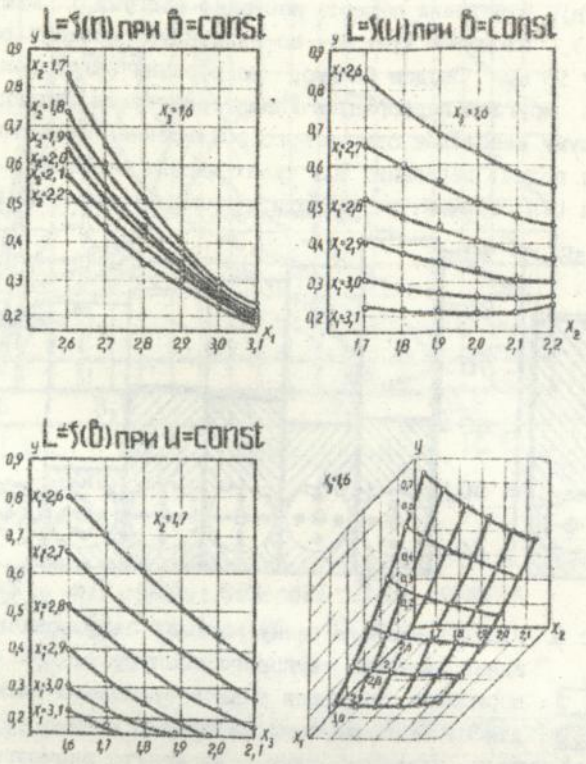

Рис. 6. Одновимірні розрізи та двовимірний розріз функції відгуку в залежності від фіксованих факторів на частоті f=63 Гц. X_1 10^3, $X_2 * 10^1$, $X_3 * 10^{-1}$ - відповідно: частота обертання, $хв^{-1}$; швидкість подачі, $м \cdot хв^{-1}$; товщина матеріалу, мм.

Комплексне зниження шуму круглопильних верстатів. Логічним завершенням при проведенні експериментів є оцінка акустичної ефективності комплексу засобів і методів зниження шуму круглопильних верстатів. Експлуатування верстатів проводилось методом нарощування засобів зниження шуму з реєстрацією рівнів звукових тисків. Отримані результати наведені на рис 7.

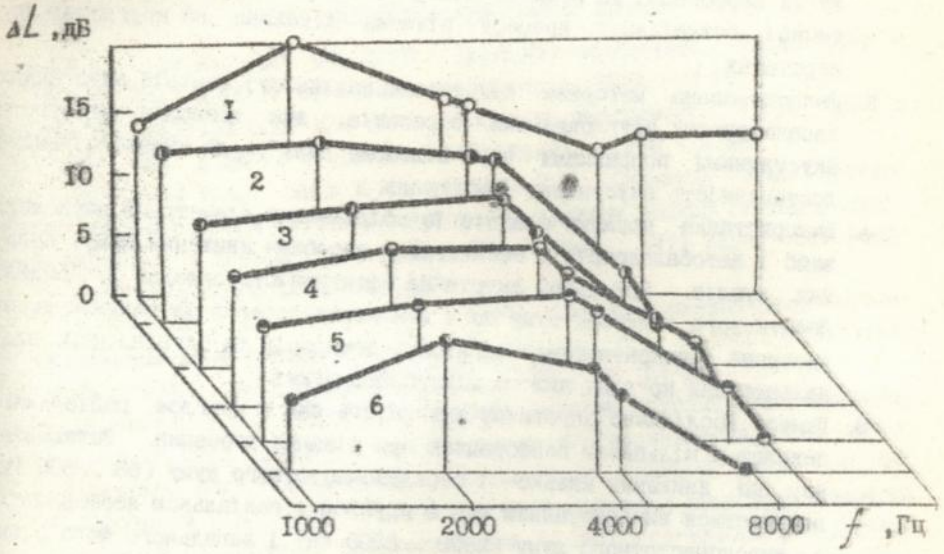

Рис. 7. Спектрограми акустичної ефективності використання комплексу засобів зниження шуму круглопильних верстатів:
1 - звичайні затискні шайби і пила; 2 - звичайні фланці і перфорована пила; 3 - перфорована пила і автобалансир; 4 - додатково еластичні прокладки ; 5 - додатково магнітні демпфери; 6 - додатково звукоізоляція верстата.

Розробка даних заходів дозволяє забезпечити акустичну активність круглопильних верстатів у межах норм, визначених санітарно-гігієнічними вимогами.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Проведена класифікація шуму круглопильних верстатів дала можливість визначити нові шляхи, засоби і методи щодо його зниження. В результаті роботи досягнуто значного зниження акустичної актив-

...НБ ім. В. Стефаника
АН України

ності круглопильних верстатів при поздовжньому різанні деревини.

2. Отримані математичні моделі обертового руху елементів пильних вузлів при їх забезпеченні пружними фланцями, збільшеними затискними шайбами, динамічними гасіями коливань, а також математичні моделі спектрального складу шуму круглих пил в залежності від виду їх перфорації та режимів експлуатації, що дає можливість акустичної оптимізації процесу різання деревини на круглопильних верстатах.
3. Запропонована методика підвищення надійності замірів акустичних характеристик круглопильних верстатів, яка дозволяє нектувати акустичними поправками по " вільному полю", що значно підвищує достовірність акустичних вимірювань.
4. Використання пружних фланців із збільшеними діаметрами затискних шайб і автобалансирів є ефективними засобами зниження шуму пильних вузлів. При цьому акустична ефективність складає 2...6 дБА. Додаткового зниження шуму до 4 дВА можна досягти за рахунок використання безконтактних магнітних демпферів та спеціального виду вальцювання круглих пил по міжзубій впадині.
5. Вперше досліджено акустичну активність пил з круглою, радіальною, похилою і кільцевою перфорацією при різанні деревини. Встановлено, що зниження низько- і середньочастотного шуму (63...500 Гц) досягається використанням пил з круглою і радіальною перфорацією, а високочастотного шуму (2000...8000 Гц) і загального його рівня з кільцевою дворядною.
6. Встановлено, що при різанні перфорованими пилами товщина розпилюваного матеріалу неоднозначно впливає на генерований ними шум. При товщинах до 50 мм переважає високочастотний шум з середньогеометричними частотами 4800...10000 Гц, а при її збільшенні в 2... 2.5 рази - низькочастотний (1800...4200 Гц). Пропонується діаграма, яка дозволяє отримати очікувані рівні спектрального складу шуму при зміні товщини розпилюваного матеріалу.
7. Одночасне використання комплексу засобів зниження шуму: перфорованих пил, динамічних гасіїв коливань, пружних фланців, магнітних демпферів, звукопоглинаючих мастик, звукоізолюючих кожухів і завіс, дає можливість знизити шум круглопильних верстатів до 3 дБ на частотах 1000...4000 Гц, 9...13 дБ на частотах 5000...15000 Гц, по загальному рівню до 7 дВА. Встановлено пріоритетність використаних засобів зниження шуму круглопильних верстатів.

8. Запропоновано і випробувано два види малошумних круглих пил, пріоритет яких захищений авторським правом на винахід.
9. Реалізація комплексу заходів і методів зниження шуму круглопильних верстатів у виробничих умовах дала можливість отримати, підтверджений актами впровадження економічний ефект в сумі 26,392 тис. крб. (1989...1991 р.р.).

Основний зміст дисертації викладений
в наступних друкованих працях

1. А.с. 1391884 СССР МКИ В27В. Дисковый инструмент. (В.И. Мыць и др.) Бюл. N 16 // Открытия. Изобретения. -1988. - N 16.
2. А.с. 1493484 СССР МКИ В27В. Дисковый инструмент. (В.И. Мыць и др.) Бюл. N 26 // Открытия. Изобретения. -1989. - N 26.
3. Носовский Т.А., Мыць В.И., Орищин Р.И. Снижение шума круглопильных станков методами перфорации пильных дисков // Науч.-техн. прогресс в лесной и д/о пром. Тез. докл. XVII науч.-техн. конф. Киев: Укр НИДО, 1989. - с. 169.
4. Носовский Т.А., Мыць В.И. Новые способы снижения шума круглопильных дереворежущих станков // Информ. сб. - / Деревообработка: Вып. 10/. - М.: ВНИПИЭлеспром, 1989. - с. 24-36.
5. Носовский Т.А., Мыць В.И. Шумообразование круглых пил с перфорацией // Пути повышения эффективности д/о производств. Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Архангельск, ЦНИИМОД, 1989. - с. 57.
6. Носовский Т.А., Мыць В.И., и др. Опыт снижения шума круглопильных станков при раскрое пиломатериалов // Экспресс-информ. - / Деревообработка: Вып. 8 /. - М.: ВНИПИЭлеспром, 1990. -с. 2-12.
7. Дзигирей В.С., Мыць В.И. Снижение шума дереворежущего инструмента // Совершенствование ресурсосберегающих технологий и охраны окружающей среды. Тез. докл. Науч.-техн. конф. - Ивано-Франковск, ПКТИ, 1990. - с. 81.
8. Носовский Т.А., Мыць В.И. Опыт снижения шума круглопильных станков. // Совершенствование ресурсосберегающих технологий и охраны окружающей среды. Тез. докл. Науч. - техн. конф. - Ивано-Франковск, ПКТИ, 1990. -с. 82.
9. Мыць В.И., Носовский Т.А. Новый подход при снижении шума круглопильных станков // Совершенствование ресурсосберегающих технологий и охраны окружающей среды. Тез. докл. Науч.-техн. конф. - Ивано-Франковск, ПКТИ, 1990. - с. 83.
10. Дзигирей В.С., Носовский Т.А., Мыць В.И. Снижение шуму в д/о

462907

Ав 28.563

відділенні лісопильного цеху [illegible] ви робництва у лісопромислов[illegible] - техн. конф. - Львів, ЛЛТІ, [illegible]

11. Мыць В.И., Носовський Т.А., [illegible] дослідження акустичних характеристик круглопильних верстатів. // Внаємодія науки і виробництва у лісопромисловому комплексі. Тез. доп. Респ. наук. - техн. конф. - Львів, ЛЛТІ, 1991. - с. 48.
12. Мыць В.И., Носовский Т.А. Акустическая эффективность перфорированных круглых пил // Науч. - техн. прогресс в лесной и д/о промышленности. Тез. докл. XVIII науч.-техн. конф. Киев: УкрНПДО, 1991. - с. 191.
13. Мыць В.И. Снижение механической составляющей шума круглых пил. // Науч. - техн. прогресс в лесной и д/о пром. Тез. докл. XVIII науч. - тех. конф. Киев: Укр НПДО, 1991. - с. 193.
14. Носовский Т.А., Рибак Г.В., Мыць В.И. Экономические аспекты снижения шума деревообрабатывающих станков. // Информ. сб. - / Деревообработка: Вып. 4 /. - М.: ВНИПИЗИлеспром, 1992. - с. 9-14.

Відгуки на автореферат в двох примірниках з завіреними підписами просимо надсилати за адресою:

290057, м. Львів, вул. Пушкіна, 103, Спеціалізована вчена рада К 068.29.02

УкрДЛТУ, замовлення 299, тираж 130 примірників.