

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Дзюба Лідія Федорівна



УДК 621.93

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ЗАСАД ДИНАМІКИ ВЕРСТАТІВ  
ДЛЯ РОЗПИЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ**

Спеціальність 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт  
Галузь знань 13 – механічна інженерія

Автореферат дисертації  
на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Львів – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному лісотехнічному університеті України  
Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор  
**Ребезнюк Ігор Тарасович**,  
Національний лісотехнічний університет України,  
директор Навчально-наукового інституту інженерної  
механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих  
технологій

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Харченко Євген Валентинович**, завідувач кафедри  
опору матеріалів та будівельної механіки  
Національного університету «Львівська політехніка»


доктор технічних наук, професор  
**Ярошевич Микола Павлович**  
професор кафедри галузевого машинобудування та  
лісового господарства Луцького національного  
технічного університету,

доктор технічних наук, професор  
**Ткачук Микола Анатолійович**, завідувач кафедри  
теорії і систем автоматизованого проектування  
механізмів і машин Національного технічного  
університету «Харківський політехнічний інститут»,

Захист відбудеться 6 червня 2019 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої  
вченої ради Д 35.072.03 Національного лісотехнічного університету України за  
адресою: 79057, м. Львів, вул. Ген. Чупринки, 103, зал засідань.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного  
лісотехнічного університету України за адресою: м. Львів, вул. Ген. Чупринки,  
103.

Автореферат розіслано 3 травня 2019 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 35.072.03 \_\_\_\_\_  О. А. Стиранівський

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Важливою умовою ефективності та конкурентоспроможності виробництва лісопромислового комплексу України є раціональне перероблення деревини. Устатковування для первинного перероблення деревини в Україні за останні десятиріччя суттєво змінилося. Наприкінці минулого сторіччя до 80 % круглої деревини розпилювали на колодопиляльних рамах. Упродовж останніх 25 років для цього все ширше застосовують стрічковопилкові та круглопилкові верстати. Зараз в Україні на горизонтальних стрічковопилкових верстатах розпилюють до 70 % усього об'єму деревини, приблизно 20 % – на круглопилкових верстатах.

Сучасні верстати для розпилювання деревини, у яких різання деревини відбувається на високих швидкостях (до 50 м/с), є достатньо складним устатковуванням, що містить електродвигуни, механічні передачі приводів механізмів різання й подавання, напрямники для інструмента й оброблюваної деревини та різальний інструмент. Маючи великі потенційні можливості, верстати для розпилювання деревини доволі часто не забезпечують потрібних техніко-економічних показників готової продукції. Спостерігають недостатню точність розпилювання, велику кількість відходів деревини в трачіння, відмови механізмів верстатів та пошкодження різального інструмента, що знижує продуктивність верстатів.

Готування деревообробних верстатів до роботи (добирання режимів різання, встановлювання та закріплювання деревини, запускання двигунів, устанавлювальні переміщення вузлів верстата тощо) та процес різання деревини пов'язані зі зовнішньою дією на пружну систему верстата. Навантаження від рухомих мас, сил інерції, сил різання та тертя в кінематичних парах, дія двигуна створюють у пружній системі верстата стаціонарні та перехідні процеси, що виражаються через зміни напружень і деформацій, швидкостей відносного руху ланок, контактного тиску на спряжених поверхнях, сили струму в якорі електродвигуна тощо. Такі зміни, що відбуваються водночас та представляють собою єдиний динамічний процес у пружній системі верстата, не повинні виходити за допустимі межі, зумовлені працездатністю верстата загалом та його складників зокрема. Працездатність верстата для розпилювання деревини за критеріями точності та довговічності залежить від показників його динамічної якості, основними з яких є: відхилення параметрів пружної системи верстата унаслідок зовнішньої дії; швидкодія пружної системи; ступінь стійкості та запас міцності інструмента; амплітуди коливань інструмента по нормалі до оброблюваної поверхні як під час різання, так і під час неробочого ходу.

Показники динамічної якості верстата для розпилювання деревини, незалежно від критеріїв точності та довговічності, є взаємопов'язаними, оскільки зумовлені єдиним динамічним процесом у його пружній системі. Відмінність між показниками динамічної якості полягає лише в параметрах оцінювання певного критерію. Точність розпилювання деревини визначається відносним зміщенням різального інструмента по нормалі до оброблюваної поверхні. Довговічність верстата та різального інструмента визначається величиною та характером напружень. Відповідно, показниками динамічної якості пружної системи верстата для оцінювання впливу динамічного процесу на точність можуть бути: динамічні навантаження на ланки пружної системи, що виникають унаслідок коливань; швидкодія пружної системи;

амплітуди та частоти коливань ланок динамічної системи та різального інструмента; динамічна стійкість інструмента. Для оцінювання впливу динамічного процесу на довговічність верстата та інструмента за показники динамічної якості можна прийняти напруження або відносні деформації.

Отже, показники динамічної якості залежать від динамічних процесів, які виникають у пружних системах верстатів для розпилювання деревини. Тому розвиток наукових засад динаміки верстатів для розпилювання деревини є актуальним.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертацію виконано в межах пріоритетного напрямку розвитку науки і техніки України 06 «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромислового комплексу». Робота є складником науково-дослідних робіт, що їх виконували й виконують відповідно до науково-дослідної тематики кафедри деревообробного обладнання та інструментів Навчально-наукового інституту інженерної механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій (ННІ ІМАКІТ) Національного лісотехнічного університету України (НЛТУ України). Результати роботи використано в госпдоговірній науково-дослідній роботі: «Розроблення рекомендацій щодо поліпшення експлуатації стрічкوپилкових верстатів» (ГД 08.17-11-04, номер державної реєстрації 0104Г009271).

**Мета і завдання дослідження** *Мета роботи* – підвищення динамічної якості верстатів для розпилювання деревини завдяки розвитку наукових засад їхньої динаміки.

**Основні завдання дослідження:**

– проаналізувати сучасний стан досліджень динаміки верстатів для розпилювання деревини та на підставі аналізу їхніх конструкцій і режимів роботи розробити методологію моделювання динамічних процесів у цих верстатах;

– на підставі закономірностей взаємодії різального інструмента з деревиною визначити величину й характер робочих опорів і динамічних навантажень у пружних системах верстатів та розробити методику оцінювання показників динамічної якості механізмів стрічкوپилкових (на прикладі горизонтального стрічкوپилкового верстата з вузькою пилкою) та круглопилкових верстатів за перехідних та стаціонарних режимів роботи й обґрунтувати практичні рекомендації щодо добування інерційних та пружних параметрів динамічної системи верстата;

– розробити методики дослідження: впливу кінематичних і силових параметрів технологічного процесу на динамічну стійкість стрічкової пилки та амплітуди її вимушених коливань з урахуванням змінювання сили натягу та ексцентриситету обертальних ланок пружної системи верстата; впливу кінематичних та силових параметрів на частоти коливань круглої пилки з урахуванням умов її закріплення;

– для прогнозування довговічності стрічкової пилки встановити розподіл та величини нормальних, дотичних та контактних напружень у її полотні під час різання деревини та розробити методику прогнозування витривалості стрічкової пилки з урахуванням характеристик циклу навантаження;

– виконати дослідження динамічних характеристик та втомної міцності складників конструкцій верстатів для розпилювання деревини для покращання їх конструкційних і експлуатаційних параметрів;

– експериментально встановити вплив геометричних, силових та технологічних параметрів на змінювання сили натягу та напруження стрічкової пилки в процесі розпилювання деревини.

**Об’єкт дослідження** – динамічні процеси у пружних системах верстатів для розпилювання деревини.

**Предмет дослідження** – закономірності зміни показників динамічної якості верстатів для розпилювання деревини загалом та закономірності зміни динамічних характеристик різального інструмента зокрема.

**Методи дослідження** динамічних процесів у пружних системах верстатів для розпилювання деревини та міцності дереворізального інструмента ґрунтуються на застосуванні теорії коливань лінійних і нелінійних дискретних та розподілених механічних систем. Щоб побудувати динамічні моделі пружних систем верстатів для розпилювання деревини та їхніх механізмів, використано методи теорії механізмів і машин та динаміки машин.

Дослідження динамічних навантажень на ланки пружної системи горизонтального стрічковопилкового верстата під час запуску верстата та розпилювання деревини виконано на підставі розв’язування системи лінійних та нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку чисельними методами Рунге-Кутта, Адамса-Моутона та Ейлера.

Дослідження поперечних і поздовжніх коливань стрічкових та круглих пилок, що їх описано нелінійними диференціальними рівняннями з частинними похідними, виконано з використанням методів Бубнова-Гальоркіна, Крилова-Боголюбова-Митропольського та методу параметричних рівнянь Матьє-Хілла. Міцність стрічкових пилок оцінено методами опору матеріалів.

Експериментальні дослідження виконано на стрічковопилковому верстаті з використанням допоміжного обладнання, що розроблене за участю автора. Для опрацювання експериментальних даних використано методи математичної статистики.

**Наукова новизна.** На підставі методів теорії коливань розвинено наукові засади динаміки верстатів для розпилювання деревини, що їх можна використовувати для інших типів деревообробних верстатів.

Наукова новизна полягає в тому, що

– запропоновано методологію моделювання динамічних процесів у верстатах для розпилювання деревини з урахуванням режимів роботи та конструкційних параметрів їхніх механізмів; встановлено закономірності зміни величини динамічних навантажень пружних ланок залежно від параметрів процесу різання, інерційних та пружних параметрів динамічної системи стрічковопилкового верстата;

– уперше розроблено методику дослідження впливу кінематичних і силових параметрів технологічного процесу на динамічну стійкість стрічкової пилки; з використанням отриманої узагальненої динамічної моделі коливних процесів у поздовжньо рухомій стрічкової пилці отримано залежності для амплітуди та частоти вимушених поперечних коливань за зовнішнього незначного періодичного збурення з урахуванням швидкості різання, змінювання сили попереднього натягу полотна пилки та ексцентриситету обертальних ланок;

– уперше на підставі розробленої динамічної моделі поперечних коливань механізму різання круглопилкового верстата встановлено залежність частоти коливань

від геометричних параметрів вала й інерційних параметрів круглої пилки; встановлено залежність частоти вільних коливань круглої пилки від швидкості обертання пилкового вала та пружності закріплення внутрішнього контуру затискними фланцями;

– уперше встановлено: розподіл нормальних напружень у перерізах полотна стрічкової пилки з урахуванням сил її розтягування та визначених кутів відносного ковзання на шківих верстата; розподіл нормальних і дотичних напружень в поперечних перерізах полотна пилки та еквівалентних контактних напружень по глибині полотна стрічкової пилки з урахуванням сил тертя на площинках контакту з напрямниками й контактних дотичних напружень на ділянках дотикання стрічкової пилки до пилкових шківів; розроблено й експериментально перевірено методику моделювання поперечного згину стрічкової пилки на шківих верстата та розраховано величини нормальних та дотичних напружень у полотні пилки за поперечного згину;

– уперше виконано аналіз динамічних процесів у поздовжньо-рухомих пасах на базі аналітичних підходів, які, на відміну від чисельних підходів, дають змогу точніше дослідити особливості динаміки поздовжньо рухомих гнучких в'язкопружних ланок;

– уперше експериментально досліджено вплив геометричних, силових та технологічних параметрів на змінювання сили натягу та напруження стрічкової пилки в процесі розпилювання деревини.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в розробленні та вдосконаленні інженерних методів та алгоритмів розрахунку динамічних навантажень на ланки пружних систем верстатів для розпилювання деревини для встановлення показників динамічної якості конструкцій верстатів та їхніх складників. Установлені залежності показників динамічної якості деревопиляльних верстатів від геометричних, інерційних і пружних властивостей конструкцій верстатів загалом та їхніх складників зокрема з урахуванням параметрів технологічного процесу пиляння деревини є підставою для проектування машин деревообробної галузі з покращеними технічними характеристиками стосовно точності процесу різання деревини та довговічності деревообробного інструмента. Практичну цінність роботи під час проектування нових конструкцій верстатів та для вдосконалення наявних мають розроблені методики: визначення динамічних навантажень на ланки пружної системи верстата з урахуванням зміни складників сили різання залежно від параметрів технологічного процесу; прогнозування динамічної стійкості стрічкової пилки з урахуванням її геометрії, та параметрів технологічного процесу пиляння; визначення амплітуд та частот вимушених поперечних коливань стрічкової пилки з урахуванням швидкості поздовжнього руху, геометричних характеристик полотна пилки, змінювання сили натягу та ексцентриситету обертальних ланок.

Розроблена методика дослідження поперечних коливань пилкового валу з круглою пилкою дає змогу визначати частоти коливань залежно від інерційних властивостей пилкового диска для прогнозування резонансних режимів роботи цього вузла крулопилкового верстата. Встановлення залежності частоти вільних коливань круглої пилки від кутової швидкості обертання пилкового вала та пружності закріплення внутрішнього контуру фланцями дає змогу конструктивно впливати на динамічну якість верстата на етапі проектування.

Визначені контактні напруження в полотні стрічкової пилки та встановлена їхня залежність від діаметрів та розташування напрямних роликів дає змогу раціонально розташовувати напрямники для зменшення силового навантаження на полотно пилки.

Розроблена методика оцінювання запасу втомної міцності стрічкових пилок за границею витривалості з урахуванням коефіцієнта асиметрії циклу змінювання нормальних напружень, який залежить від геометричних параметрів механізму різання, дає змогу правильного вибору марки стрічкової пилки для експлуатування.

Запропонована методика дослідження поперечних коливань поздовжньо-рухомих гнучких пасів дає змогу оцінювати вплив швидкості поздовжнього руху та в'язкопружних властивостей матеріалу на основні параметри динамічного процесу. Отримані аналітичні залежності можуть бути базою для інженерних розрахунків вузлів та механізмів, які містять поздовжньо-рухомі гнучкі ланки.

Експериментально досліджено зміну напруження в полотні стрічкової пилки від трьох чинників: напруження попереднього натягу, ширини полотна пилки та висоти пропилу. Отримано рівняння регресії, яке дає змогу характеризувати вплив зазначених чинників на зміну напруження у полотні пилки під час пиляння деревини.

**Ступінь достовірності та обґрунтованості наукових положень, сформульованих у роботі.** Подані в дисертації наукові положення, висновки та рекомендації є аргументованими, мають достатню обґрунтованість та достовірність, що випливає з результатів значної кількості теоретичних та експериментальних досліджень. Теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях теорії коливань з використанням асимптотичних методів, основних положеннях опору матеріалів, теорії механізмів і машин, динаміки машин та деталей машин. Результати теоретичних досліджень отримано з точністю, допустимою для інженерних розрахунків, і підтверджено результатами експериментальних досліджень на стрічковопилковому верстаті.

Достовірність отриманих результатів підтверджується комплексним підходом до вивчення наукової проблеми, застосуванням сучасних методів дослідження, широким використанням методів теорії коливань та сучасних комп'ютерних технологій. Одержані результати збігаються з наявними науковими положеннями. Обґрунтованість результатів також підтверджується апробацією та практичною реалізацією їх на виробництві.

**Особистий внесок здобувача.** Усі наукові положення, розробки та результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та належать до галузі механічна інженерія. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи автор виконала самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать основні ідеї проведення досліджень і наукове обґрунтування представлених положень, які наведено у списку праць за темою дисертації. Формулювання завдань досліджень, подання основних положень роботи, визначення структури та змісту дисертації, аналізування та трактування результатів виконані разом з науковим консультантом.

**Апробація результатів дисертації.** Основні засади дисертації та її окремі розділи доповідались і обговорювались на таких симпозіумах, конференціях і семінарах: 7-му, 9-му, 10-му, 11-му, 12-му, 13-му Міжнародних симпозіумах українських

інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 18–20 травня 2005 р., 20–22 травня 2009 р., 25–27 травня 2011 р., 15–17 травня 2013 р., 28–29 травня 2015 р., 18–19 травня 2017 р.); 1-й, 2-й, 3-й, 5-й міжнародних науково-технічних конференціях «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 11–13 листопада 2010 р., 7–9 листопада 2012 р., 27–28 жовтня 2016 р.); міжнародних науково-технічних конференціях «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їхніх конструкцій» (м. Севастополь, 2–5 вересня 2005 р., 4–7 вересня 2007 р., 2–5 вересня 2008 р., 8–11 вересня 2009 р.), міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання» (м. Івано-Франківськ, 23–28 травня 2016 р.), міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ» (м. Львів, 18–20 травня 2016 р.), дистанційній Всеукраїнській науковій конференції «Математика у технічному університеті XXI сторіччя» (м. Краматорськ, 15–16 травня 2017 р.), Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м. Дніпро, 11–13 квітня, 2017 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на засіданнях та наукових семінарах кафедри «Деревообробного обладнання та інструментів» Національного лісотехнічного університету України.

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковано в 50 наукових працях, а саме: у 32 наукових статтях, з яких 3 статті у закордонних виданнях, 11 статей у виданнях, що входять у наукометричні бази, з них 1 стаття у наукометричній базі Scopus; 17 праць у матеріалах і тезах науково-технічних конференцій; 1 деклараційний патент України на корисну модель.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел та шість додатків на 66 сторінках. Загальний обсяг роботи – 383 сторінки. Основний зміст викладено на 284 сторінках, проілюстровано 105 рисунками та 21 таблицями. Список використаних літературних джерел містить 304 назви.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** розглянено актуальність поставленої проблеми та її зв'язок з науковими програмами й темами, сформульовано мету та завдання досліджень, окреслено наукову новизну й практичне значення отриманих результатів дисертаційного дослідження, подано дані про апробацію результатів та публікації, що висвітлюють основний зміст наукових досліджень.

У **першому розділі** проаналізовано стан сучасних досліджень динаміки верстатів для розпилювання деревини. Для цього розглянено конструкції сучасних верстатів зі стрічковими й круглими пилками та запропоновано класифікацію стрічково-пилкових верстатів за кількома ознаками. Показано, що сучасні верстати розпилюють деревину на високих швидкостях та є достатньо складним обладнанням, під час роботи якого виникають механічні коливання. Динамічне навантаження на складники конструкцій верстатів від коливних процесів впливає на точність розпилювання деревини та понижує їхню довговічність.



Проблеми точності пиляння деревини досліджували учені: О. Є. Феоктистов, Г. Ф. Прокоф'єв, М. А. Жернокуй, І. Т. Ребезнюк, М. І. Пилипчук; В. В. Шостак, В. І. Санев, Ю. М. Стахив та інші. У переважній більшості робіт точність пиляння та довговічність інструмента пов'язують лише з параметрами технологічного процесу та геометричними характеристиками зубчастого вінця інструмента. Зв'язок точності різання та довговічності інструмента з динамічними процесами у деревообробних верстатах є в працях учених В. І. Веселкова, А. А. Кондратюка, В. К. Шілька, А. М. Буглаєва, Ю. В. Малишева, В. П. Новосельцева, В. Thunell, А. G. Ulsoy, С. D. Mote, L. Lengoc та інших. Стосовно металообробних верстатів такий зв'язок досліджували вчені В. А. Кудинов, С. С. Кедров, Ю. М. Кузнецов, М. Л. Орліков, І. Є. Грицай та інші. Проф. В. А. Кудинов для характеристики динамічних властивостей верстатів увів поняття динамічної якості.

Завдання забезпечення динамічної якості верстатів полягає в зниженні рівня коливань у пружних системах верстатів без втрати продуктивності та точності обробки. Дослідження динамічної якості верстатів ґрунтуються на теорії коливань. Розвиток упродовж останніх десятиліть теорії коливань лінійних та нелінійних динамічних систем із зосередженими та розподіленими параметрами в роботах учених І. М. Бабакова, Н. Н. Боголюбова, Ю. А. Митропольського, В. Л. Вейца, І. І. Вульфсона, А. Х. Найфе, В. С. Ловейкіна, Б. І. Сокола, Є. В. Харченка та їхніх учнів дає змогу виконати нові дослідження динаміки верстатів для розпилювання деревини.

На підставі виконаного аналізу суті проблем динаміки верстатів для розпилювання деревини та аналізу робіт провідних учених встановлено, що динамічна якість верстатів для розпилювання деревини є важливим чинником впливу на точність розпилювання, довговічність верстатів та інструментів. На сьогодні недостатньо вивчено динамічні процеси, що виникають у верстатах як під час виконання технологічних операцій так і неробочого ходу, недостатньо досліджено стійкість та втомну міцність пиляльного інструмента.

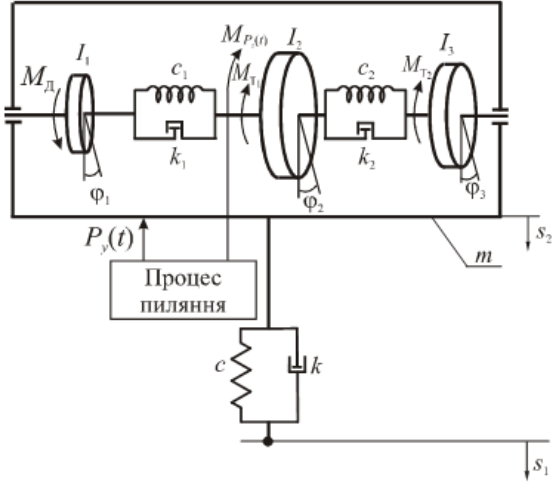
За матеріалами першого розділу після виокремлення складників проблеми динаміки верстатів для розпилювання деревини сформульовано мету та завдання дослідження.

У **другому розділі** обґрунтовано вибір напряму досліджень показників динамічної якості верстатів для розпилювання деревини, які залежать від робочих та динамічних процесів у пружних системах верстатів та є частиною загальних технічних показників. Показано, що робочими процесами, які діють на пружну систему верстата для розпилювання деревини, є процеси пиляння, тертя в кінематичних парах та процеси у двигунах. На робочі процеси у верстатах впливають динамічні процеси, які змінюють динамічні характеристики системи під впливом зовнішніх чинників. Зовнішніми чинниками є запуск двигунів та коливання у пружній системі верстата.

На підставі аналітичних засад моделювання динаміки верстатів для розпилювання деревини та пиляльного інструмента висвітлено методики аналітичних досліджень динамічних процесів. Для оцінювання рівня динамічних навантажень на складники конструкцій верстатів та різальний інструмент розроблено методики побудови динамічних моделей зі скінченим числом ступенів вільності та динамічних моделей з розподіленими параметрами.

За розробленими динамічними моделями зі скінченим числом ступенів вільності досліджено динамічні навантаження на ланки пружної системи стрічковопилкового верстата під час розпилювання деревини, під час запуску двигуна механізму різання, встановлено частоти вільних коливань механізмів різання та подавання стрічковопилкового верстата та механізму різання круглопилкового верстата.

Для дослідження динамічних навантажень ланок пружної системи розрахункову



схему горизонтального стрічковопилкового верстата подано двома поєднаними процесом пиляння пружними системами: механізму різання з трьома обертальними масами, зведені моменти інерції яких  $I_1, I_2, I_3$ , та механізму подавання зі зведеною масою пилкової каретки  $m$  (рис. 1). Усі параметри розрахункової схеми є зведеними величинами. У механізмі різання зведення виконано до вала електродвигуна, у механізмі подавання – до вала тягової зірочки ланцюгової передачі.

**Рисунок 1** – Розрахункова схема горизонтального стрічковопилкового верстата

Диференціальні рівняння руху пружної системи верстата в усталеному русі під час пиляння деревини, отримані на підставі рівняння Лагранжа другого роду та записані в нормальному вигляді Коші:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}; \\ \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{k_1}{I_1}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{c_1}{I_1}(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{M_{\text{д}}}{I_1}; \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{k_1}{I_2}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{k_2}{I_2}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_1}{I_2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{c_2}{I_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{P_y}(t) + M_{T_1}}{I_2}; \\ \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{k_2}{I_3}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_2}{I_3}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{T_2}}{I_3}; \\ v_2 = \frac{ds_2}{dt}; \frac{dv_2}{dt} = -\frac{k}{m}v_2 - \frac{c}{m}s_2 + \frac{k}{m} \cdot \omega_{B_2} \cdot r \cdot \cos(\omega_{B_2}t) + \frac{c}{m} \cdot r \cdot \sin(\omega_{B_2}t) - \frac{P_y(t)}{m}, \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – узагальнені координати, що є кутами повороту відповідних зведених

обертальних мас;  $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ ,  $\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$ ,  $\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$  – узагальнені кутові швидкості від-

повідних обертальних мас;  $s_1$  – переміщення ланцюга механізму подавання;  $s_2$  – пе-

реміщення пилкової каретки зі зведеною масою  $m$ ;  $v_2 = \frac{ds_2}{dt}$  – швидкість руху пил-

кової каретки (швидкість подавання);  $\omega_{B_2}$  – кутова швидкість вала тягової зірочки

ланцюгової передачі;  $r$  – дільний радіус тягової зірочки ланцюгової передачі;

$c_1, c_2$  – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості в механізмі різання;  $c$  – зведений

коефіцієнт жорсткості в механізмі подавання;  $k_1, k_2$  – зведені коефіцієнти в’язкого опору в механізмі різання;  $k$  – зведений коефіцієнт в’язкого опору в механізмі подавання;  $M_d$  – момент двигуна механізму різання;  $M_{P_z}(t)$  – зведений момент опору від дотичного складника  $P_z(t)$  сили різання;  $M_{T_1}, M_{T_2}$  – зведені моменти опору від сил тертя в опорах тягового та тяжного пилкових шківів;  $P_y(t)$  – зведений нормальна складник сили різання.

Перші шість рівнянь системи (1) описують рух пружної системи механізму різання, останні два рівняння – рух пружної системи механізму подавання. Рухи цих двох пружних систем стрічковопилкового верстата взаємозв’язані через складники сили різання  $P_z(t)$  і  $P_y(t)$  так:

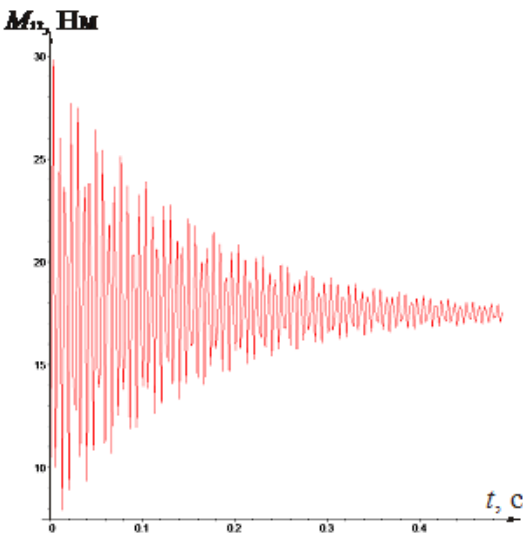
$$M_{P_z}(t) = \frac{D_3}{2u_{\text{пас}}} p_{\text{пит}} h_{\text{пр}} b_{\text{пр}} \left( \frac{v_{2_0}}{v_0} + f \frac{v_2(t)}{v(t)} \right); P_y(t) = 0,4 p_{\text{пит}} h_{\text{пр}} b_{\text{пр}} \left( \frac{v_{2_0}}{v_0} + f \frac{v_2(t)}{v(t)} \right), \quad (2)$$

де  $D_3$  – діаметр пилкових шківів,  $u_{\text{пас}}$  – число передавання пасової передачі привода тягового пилкового шківа,  $p_{\text{пит}}$  – питома сила різання;  $h_{\text{пр}}, b_{\text{пр}}$  – висота та ширина пропилу;  $v_{2_0}, v_0$  – постійні складники швидкості подавання та різання;  $v_2(t), v(t)$  – змінні складники швидкості подавання та різання;  $f$  – коефіцієнт, що залежить від амплітуди коливань дотичного складника сили різання.

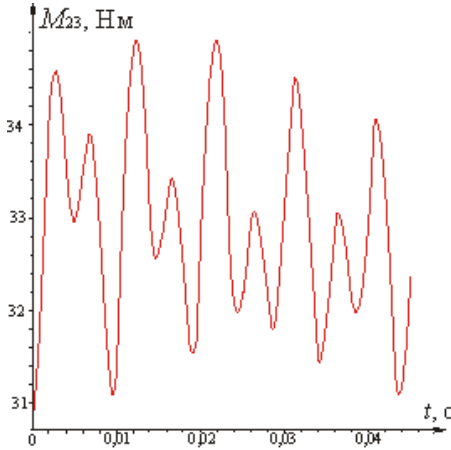
Система диференціальних рівнянь (1) з урахуванням (2) розв’язана за початкових умов, які відповідають усталеному рухові механізмів стрічковопилкового верстата під час пиляння деревини. Розв’язування виконано чисельним методом Adams–Bashford–Moulton у математичному середовищі MAPLE. Графіки зміни моментів на першій та другій пружних ланках механізму різання показано на рис. 2 та рис. 3. Розрахунки виконано за таких параметрів пружної системи верстата:

$$I_1 = 0,0269 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad I_2 = 0,299 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad I_3 = 0,232 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \\ m = 31,85 \text{ кг}, \quad u_{\text{пас}} = 2,96; \quad c_1 = 12790 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}, \\ c_2 = 83974 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}, \quad c = 2,04 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad k_1 = 0,069 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}, \\ k_2 = 0,078 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}, \quad k = 0,265 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

**Рисунок 2** – Часова залежність моменту в першій пружній ланці механізму різання за висоти пропилу 100 мм, швидкості різання 30 м/с, ширини полотна пилки 26 мм, маси пилкових шківів 45 кг та діаметрів пилкових шківів 610 мм



Установлено, що збільшення маси пилкових шківів на 28 % призводить до зростання моменту на другій пружній ланці на 11 %. Збільшення швидкості подавання в 5 разів (з 1,65 м/хв до 8,26 м/хв) та висоти пропилу в 3 рази (зі 100 мм до 300 мм) спричиняє зростання динамічного навантаження



**Рисунок 3** – Часова залежність моменту в другій пружній ланці механізму різання за висоти пропилу 300 мм, швидкості різання 30 м/с, швидкості подавання 8,26 м/хв, ширини полотна пилки 26 мм та діаметрів пилкових шківів 610 мм

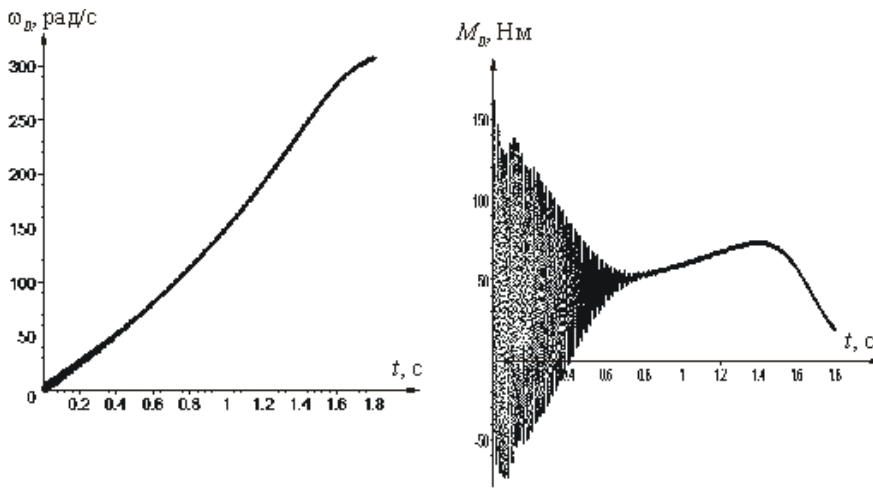
другої пружної ланки на 25 % у пружній системі стрічковопилкового верстата з діаметрами пилкових шківів 610 мм та шириною полотна стрічкової пилки 26 мм.

Для дослідження процесу запуску електродвигуна механізму різання створено математичну модель пружної системи як єдиної електромеханічної системи. Систему диференціальних рівнянь малих коливань еквівалентної пружної системи механізму різання під час запуску отримано з перших шести рівнянь системи (1) за відсутності процесу пиляння ( $M_p(t) = 0$ ), описавши момент електродвигуна залежністю від часу та врахувавши рівняння електромагнітного стану машини:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}; \\ \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{k_1}{I_1}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{c_1}{I_1}(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{3}{2I_1} p_0 L_m (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}); \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{k_1}{I_2}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{k_2}{I_2}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_1}{I_2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{c_2}{I_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{T1}}{I_2}; \\ \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{k_2}{I_3}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_2}{I_3}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{T2}}{I_3}; \\ \frac{di_s}{dt} = A_s(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} = A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{array} \right. \quad (3)$$

де  $p_0$  – кількість пар магнітних полюсів двигуна,  $L_m$  – робоча індуктивність двигуна,  $i_{rx}, i_{ry}, i_{sx}, i_{sy}$  – проекції струмів ротора (індекс  $r$ ) та статора (індекс  $s$ ) на координатні осі;  $i_s, i_r, u_s$  – матриці-колонки струмів і напруг;  $A_s, B_s, A_r, B_r$  – квадратні матриці зв'язку;  $\Omega_s, \Omega_r$  – матриці частот обертання;  $\Psi_s, \Psi_r$  – матриці потокозчеплень;  $R_s, R_r$  – активні опори.

За нульових початкових умов систему диференціальних рівнянь (3) розв'язано методом Ейлера в математичному середовищі MAPLE. Технічні характеристики асинхронного електродвигуна, які використано для обчислення параметрів диференціальних рівнянь (3), такі: номінальна потужність  $P_{дв} = 11$  кВт, момент інерції ротора  $I_{дв} = 0,023$  кг·м<sup>2</sup>, синхронна частота обертання  $n_c = 3000$  об/хв, кутова швидкість обертання поля статора двигуна  $\omega_{дв} = 314$  рад/с, індуктивність розсіювання



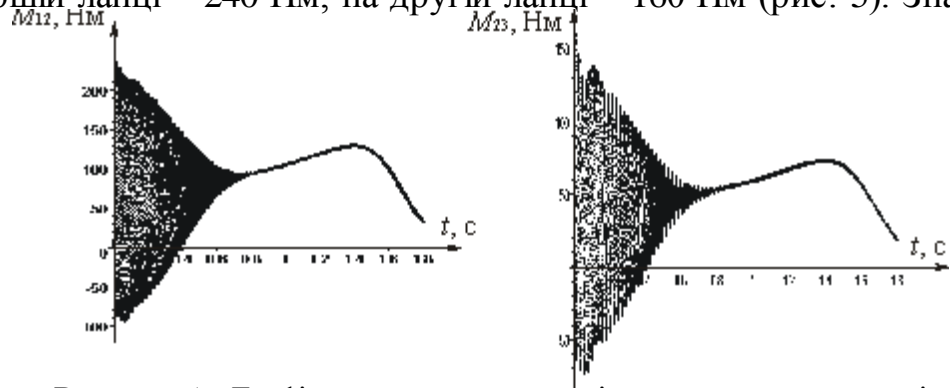
**Рисунок 4** – Графіки часової залежності кутової швидкості та обертального моменту електродвигуна під час запуску механізму різання

статора  $L_s = 0,157 \cdot 10^{-2}$  Гн, індуктивність розсіювання ротора  $L_r = 0,21 \cdot 10^{-2}$  Гн, взаємна індуктивність  $L_m = 0,14$  Гн, активний опір фаз статора  $R_s = 0,41$  Ом, активний опір фаз ротора  $R_r = 0,26$  Ом, амплітуда напруги живильної мережі  $U_m = 310,5$  В, кількість пар магнітних полюсів  $p_0 = 1$ . На рис. 4 – рис. 5 показано результати моделювання динамічного

процесу під час запуску двигуна механізму різання горизонтального стрічковопилкового верстата.

Під час запуску двигуна механізму різання моменти на пружних ланках досягають значень: на першій ланці – 240 Нм, на другій ланці – 160 Нм (рис. 5). Значна

величина моменту на першій пружній ланці зумовлює пробуксовування пасів на шківях клинопасової передачі під час запуску механізму різання та значне динамічне короточасне навантаження на паси, що негативно поз-



**Рисунок 5** – Графіки часової залежності моменту  $M_{12}$  на першій та моменту  $M_{23}$  другій пружних ланках механізму різання під час запуску механізму різання

начається на їхній довговічність. Динамічний момент на другій пружній ланці перевищує обертальний момент на валу тягового пилкового шківа майже в 1,5 раза та залежить від масових і пружних характеристик механізму різання. Це призводить до додаткових динамічних навантажень на полотно стрічкової пилки, що є однією з причин поперечних коливань полотна та появи втомних тріщин у міжзубцевих западинах.

Для дослідження вільних коливань механізмів різання та подавання стрічковопилкового верстата використано розрахункові схеми з трьома обертальними масами, зведені моменти інерції яких  $I_1, I_2, I_3$ . Системи диференціальних рівнянь вільних коливань пружних систем механізмів різання та подавання отримано з перших шести рівнянь системи (1), після прирівнювання до нуля зовнішніх сил. Отримані системи

лінійних однорідних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами за нульових початкових умов розв'язано аналітично методом Ейлера та визначено частоти вільних крутильних коливань механізмів різання та подавання. Встановлено, що за різних інерційних та пружних параметрів динамічної системи механізму різання частоти вільних коливань перевищують частоти, за яких можливим є резонанс. Однак у механізмі подавання в разі змінювання швидкості подавання від 1,6 м/хв до 8,26 м/хв перша частота вільних коливань потрапляє в діапазон значень кутової швидкості вала двигуна, що може призвести до настання резонансних явищ.

Для дослідження поперечних коливань механізму різання круглопилкового верстата, у якому диск круглої пилки розташовано на валу двигуна, використано розрахункову схему динамічної системи з розподіленими параметрами у вигляді стрижня постійного поперечного перерізу з одним шарнірно обпертим кінцем, а другим – вільним. На вільному кінці стрижня наявність пилкового диска враховано зосередженою масою. За розв'язком диференціального рівняння вільних поперечних коливань стрижня із зосередженою масою визначено частоти цих коливань та встановлено вплив на їхні значення маси круглої пилки, діаметра та довжини пилкового вала.

У **третьому розділі** розглянено питання динамічної стійкості стрічкової пилки та вільних і вимушених коливань різального інструмента.

Зважаючи на коливання пилкових шківів, динамічну стійкість полотна пилки досліджено з урахуванням змінної сили натягу. Динамічною моделлю ділянки полотна стрічкової пилки є система з розподіленими параметрами – стрижень прямокутного поперечного перерізу, навантажений розподіленими силами  $q$  від нормального

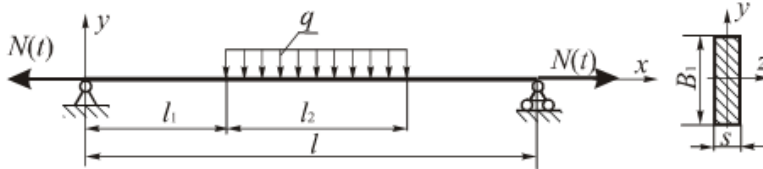


Рисунок 6 – Розрахункова схема тягової вітки стрічкової пилки

складника сили різання у площині найбільшої згинальної жорсткості й розтягувальним зусиллям  $N(t)$  у серединній площині та розташований на двох шарнірних опорах (рис. 6), де  $l_1$  – відстань від точки набігання стрічкової

пилки на тяговий шків до поверхні колоди (деревини),  $l_2$  – висота пропилу (діаметр колоди). Динамічну стійкість стрічкової пилки під час процесу пиляння досліджено на підставі розв'язування диференціального рівняння:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( E \cdot I_z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( N(t) \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right) + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + mv^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \begin{cases} q, & l_1 \leq x \leq l_1 + l_2; \\ 0, & 0 \leq x < l_1; \\ 0, & l_1 + l_2 \leq x \leq l, \end{cases} \quad (5)$$

де  $w(x, t)$  – поперечне переміщення полотна стрічкової пилки з координатою  $x$  у довільний момент часу  $t$ ;  $E$  – модуль Юнга матеріалу пилки;  $I_z = s \cdot B_1^3 / 12$  – осьовий момент інерції прямокутного поперечного перерізу полотна стрічкової пилки;  $s$ ,  $B_1$  – товщина та ширина полотна;  $m$ ,  $v$  – погонна маса та швидкість позовжнього руху стрічкової пилки.

Зважаючи на умову безвідривного контактування полотна стрічкової пилки з пилковими шківками, для розв'язування диференціального рівняння (5) долучено незбурені крайові умови:

$$w|_{x=0} = w|_{x=l} = 0; \quad \left. \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right|_{x=l} = 0, \quad (6)$$

що відповідають шарнірному обпиранню кінців стрижня.

Змінювання сили попереднього натягу полотна стрічкової пилки враховано поданням її у вигляді суми двох складників:  $N(t) = N_0 + N_1 \cdot \cos(\omega \cdot t)$ , де  $N_0$  – постійний складник сили натягу;  $N_1$  – амплітудне значення динамічного складника сили натягу;  $\omega$  – частота зміни динамічного складника сили натягу, що дорівнює кутовій швидкості обертання тягового пилкового шківка.

За методом Бубнова-Гальоркіна розв'язок диференціального рівняння (5) за крайових умов (6) знайдено у вигляді:

$$w(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t) X_k(x), \quad (7)$$

де  $T_k(t)$  – функція часу, визначена під час розв'язування;  $X_n(x)$  – функції, що задовольняють крайові умови (6). Після розкладання розподіленого навантаження  $q$  від нормального складника сили різання в ряд Фур'є отримано систему параметричних рівнянь Матьє-Хілла:

$$T_k''(t) + T_k(t) \lambda_k^2 \cdot \left( 1 + 2 \cdot \mu \frac{2q_0}{\pi \cdot k \cdot m} \left( \cos \frac{\pi \cdot k \cdot l_1}{l} - \cos \frac{\pi \cdot k \cdot (l_1 + l_2)}{l} \right) \cos \omega t \right) = \\ = \frac{2q_0}{\pi \cdot k \cdot m} \left( \cos \frac{\pi \cdot k \cdot l_1}{l} - \cos \frac{\pi \cdot k \cdot (l_1 + l_2)}{l} \right), \quad (8)$$

де  $\omega_k^2 = \frac{E \cdot I_z \cdot \left( \frac{\pi \cdot k}{l} \right)^4}{m}$  – частоти вільних коливань;  $P_{крk} = \left( \frac{\pi \cdot k}{l} \right)^2 E \cdot I_z$  – критична

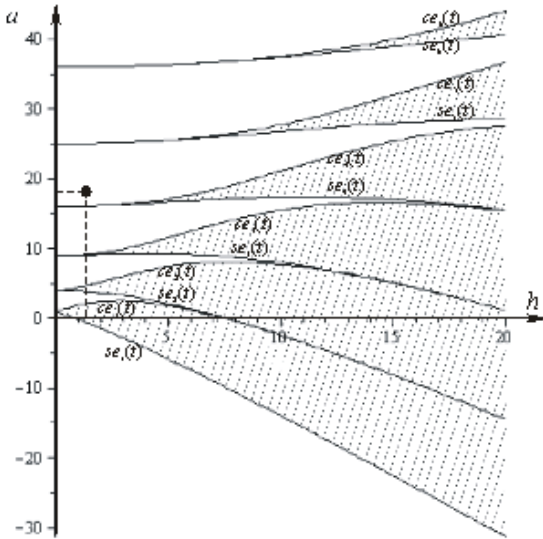
сила за Ейлером;  $\lambda_k^2 = \omega_k^2 \left[ 1 + \frac{(N_0 - mv^2)}{P_{крk}} \right]$  – частоти вимушених коливань;

$\mu_k = \frac{N_1}{2(P_{крk} + N_0 - mv^2)}$  – коефіцієнт динамічного збурення,  $k = 1, 2, 3, \dots$  – відповідає

формам і частотам параметричних коливань стрічкової пилки.

Стійкість стрічкової пилки оцінено за допомогою діаграми Айнса-Стретта для функцій Матьє (рис. 7), яку побудовано в координатах  $a = \frac{4\lambda_k^2}{\omega^2}$  та  $h = \frac{4\lambda_k^2}{\omega^2} \mu_k^2$ . Зони нестійкості стрічкової пилки на діаграмі заштриховані. На межах зон диференціальне рівняння (8) має періодичні розв'язки, позначені як функції Матьє  $ce_n(t)$  та  $se_n(t)$  цілого порядку. На діаграму нанесена точка, координати якої обчислені за значеннями частот коливань за таких параметрів: матеріал полотна пилки – сталь з моду-

лем пружності  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па; товщина пилки  $s = 1$  мм; ширина полотна пилки –  $B_1 = 44$  мм; відстані –  $l = 1,1$  м;  $l_1 = 0,4$  м;  $l_2 = 0,5$  м; сила натягу –  $N_0 = 7100$  Н ( $N_1 = 0,2N_0$ ), що відповідає напруженню попереднього натягу у полотні пилки  $\sigma_0 = 160$  МПа. Швидкість руху полотна пилки (швидкість різання) –  $v = 30$  м/с, величина розподіленого навантаження –  $q_0 = 187 \text{ Н/м}$  за кута подачі  $\mu = 90^\circ$  та подачі



**Рисунок 7** – Діаграма Айнс-Стретта для оцінювання динамічної стійкості полотна стрічкової пилки завширшки 44 мм за швидкості різання 30 м/с та напруження попереднього натягу 160 МПа

на зубець  $S_z = 0,06$  мм. За таких умов полотно пилки завширшки  $B_1 = 44$  мм перебуває у стані стійкої рівноваги. Однак у разі зменшення напруження попереднього натягу до  $\sigma_0 = 120$  МПа стрічкова пилка з полотном завширшки 26 мм за зазначених параметрів технологічного процесу втрачатиме динамічну стійкість, оскільки особлива точка на діаграмі потрапляє на межу області нестійкості.

Поперечні вимушені згинальні коливання полотна стрічкової пилки виникатимуть передусім на тих його ділянках, де сила натягу під час передавання тягового зусилля зменшуватиметься. Такими є ділянки полотна між тяжним шківом та ближчим до нього напрямним роликком і між напрямними роликками під час неробочого ходу. Амплітуди вимушених поперечних коливань полотна стрічкової пилки отримано з розв'язування трьох крайових задач. За припу-

щення про постійний натяг полотна під час руху та за врахування мінливості сили попереднього натягу крайові умови прийнято незбурені (6), що відповідають шарнірному обпиранню кінців стрижня. Збурені крайові умови враховують наявність ексцентриситету  $e_1, e_2$  обертальних ланок та їхніх кутових швидкостей  $\omega_1, \omega_2$ :

$$w|_{x=0} = \varepsilon e_1 \sin(\omega_1 t); w|_{x=l} = \varepsilon e_2 \sin(\omega_2 t); \left. \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right|_{x=l} = 0. \quad (9)$$

Вимушені поперечні коливання поздовжньо рухомої стрічкової пилки за умови постійного натягу полотна описано диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial t} - (\alpha^2 - v^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \beta^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \frac{\varepsilon}{m} f(x, t), \quad (10)$$

де  $\varepsilon$  – малий параметр, який означає малу величину збурювальної сили  $f(x, t)$  порівняно з відновлювальною силою;  $\alpha, \beta$  – постійні, що залежать від силових, геометричних та фізико-механічних параметрів полотна стрічкової пилки:  $\alpha^2 = N_0 / m$ ;  $\beta^2 = EI_z / m$ .

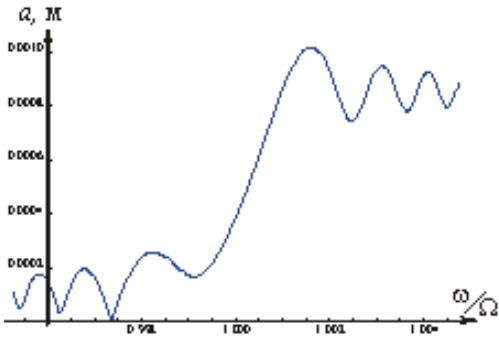
Задавши дію збурювальної сили у вигляді  $f(x, t) = H \sin(\Omega t)$ , де  $H, \Omega$  – амплітуда та частота зовнішнього збурення, диференціальне рівняння (10) за крайових



умов (6) розв'язано методом Бубнова-Гальоркіна з використанням загальної ідеї методу Крилова-Боголюбова-Митропольського. У першому наближенні отримано звичайні диференціальні рівняння для визначання амплітуди  $a$  та різниці фаз  $\gamma$  між власними коливаннями й зовнішнім збуренням:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\varepsilon 2H(1 - \cos k\pi)}{k\pi \left( k\pi l^{-1} \sqrt{[k^2 \pi^2 l^{-2} \beta^2 + (\alpha^2 - v^2)]} + \Omega \right)} \cos \gamma; \quad (11)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = k\pi l^{-1} \sqrt{[k^2 \pi^2 l^{-2} \beta^2 + (\alpha^2 - v^2)]} - \Omega + \frac{\varepsilon 2H(1 - \cos k\pi)}{ak\pi \left( k\pi l^{-1} \sqrt{[k^2 \pi^2 l^{-2} \beta^2 + (\alpha^2 - v^2)]} + \Omega \right)} \sin \gamma.$$



**Рисунок 8** – Амплітудно-частотна характеристика ділянки полотна стрічкової пилки за швидкості різання 30 м/с

Побудовану за залежністю (11) амплітудно-частотну характеристику ділянки полотна стрічкової пилки завширшки 26 мм та завдовжки 1 м за напруження попереднього натягу 160 МПа показано на рис. 8.

Установлено, що зі збільшенням довжини ділянки полотна пилки між тяжним шківом та ближчим до нього напрямним роликом чи ділянки між напрямними роликами у два рази амплітуда резонансних коливань зростає в 2,17–2,23 рази за незмінного напруження попереднього натягу полотна. Зі збільшенням напруження попереднього натягу полотна пилки

від 120 МПа до 200 МПа амплітуда резонансних коливань спадає на 26–30 %. Збільшення ширини полотна стрічкової пилки з 26 мм до 44 мм істотно не позначається на величині амплітуди коливань. Збільшення швидкості різання від 30 м/с до 50 м/с призводить до зростання амплітуди резонансних коливань на 6–7 %.

Нерівномірність обертання тягового пилкового шківа, наявність зазорів у з'єднаннях деталей механізму різання та ексцентриситет обертальних ланок зумовлюють змінність сили початкового натягу полотна пилки. Вимушені поперечні коливання полотна стрічкової пилки, як рухомого розтягнутого змінною силою стрижня постійного поперечного перерізу, описано диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - \left( \frac{N_0}{m} - v^2 \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \beta^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \frac{\varepsilon}{m} \left( H \sin \Omega t + N_1 \cos \mu t \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right), \quad (12)$$

де  $\mu$  – частота зміни сили натягу.

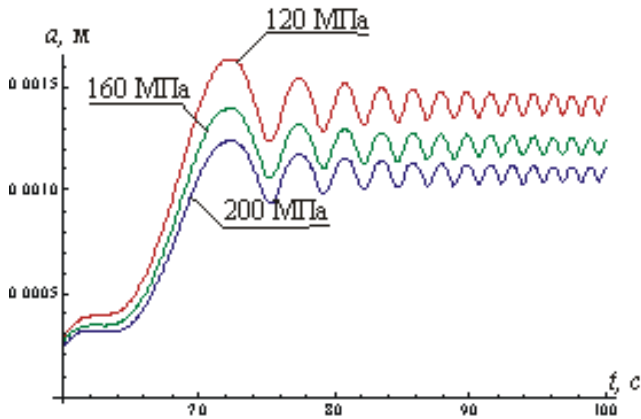
Асимптотичний розв'язок диференціального рівняння (12) за крайових умов (6) побудовано на підставі методу Бубнова-Гальоркіна з використанням загальної ідеї методу Крилова-Боголюбова-Митропольського. У першому наближенні одночастотний розв'язок рівняння (12) для параметричного резонансу має вигляд системи диференціальних рівнянь для амплітуди  $a$  та різниці фаз  $\gamma$  змушених коливань:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\varepsilon}{(\omega + 0,5\mu)} \left( \frac{aH_2\omega^2}{2} \sin 2\gamma + H_3 \cos \gamma \right); \quad (13)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega - 0,5\mu - \frac{\varepsilon}{(\omega + 0,5\mu)} \left( \frac{H_2\omega^2}{2} \cos 2\gamma - \frac{H_3}{a} \sin \gamma \right),$$

де прийнято такі позначення:

$$\omega^2 = \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2 \left[ \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2 \beta^2 + \frac{N_0}{m} - v^2 \right], \quad H_2 = \frac{2H(1 - \cos k\pi)}{k\pi}, \quad H_3 = \frac{-N_1}{N_0 - mv^2 + m \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2 \beta^2}.$$



**Рисунок 9** – Амплітуда резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки за ширинки 26 мм та завдовжки 0,5 м за швидкості різання 30 м/с

Побудовану за (13) залежність амплітуди від часу для ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м між напрямними роликками за різних напружень попереднього натягу і, відповідно, різних постійних складників сили натягу, показано на рис. 9. Установлено, що на цій ділянці полотна пилки між напрямними роликками зі збільшенням напруження попереднього натягу від 120 МПа до 200 МПа амплітуда резонансних коливань зменшується на 0,4 мм.

За умови незмінного напруження попереднього натягу полотна пилки зі збільшенням довжини ділянки між тяжним шківом та ближчим до нього напрямним роликком чи ділянки між напрямними роликками у два рази амплітуда резонансних коливань зростає у 2,17–2,23 рази. Зі збільшенням напруження попереднього натягу полотна пилки від 120 МПа до 200 МПа амплітуда резонансних коливань спадає на 26–30 %.

Збільшення ширини полотна стрічкової пилки з 26 мм до 44 мм істотно не позначається на амплітуді коливань. Збільшення швидкості різання від 30 м/с до 50 м/с призводить до зростання амплітуди резонансних коливань на 6–7 %.

Вплив ексцентриситету обертальних ланок на амплітуду вимушених поперечних коливань полотна стрічкової пилки досліджено на підставі розв'язку диференціального рівняння:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - (\alpha^2 - v^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \beta^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \frac{\varepsilon}{m} \left( H \sin \theta + f\left(w, \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial t}, \dots\right) \right), \quad (14)$$

де  $f\left(w, \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial t}, \dots\right)$  – функція, що описує нелінійні характеристики прийнятої динамічної моделі.

За збурених крайових умов (9) досліджено головний резонанс за малого гармонійного збурення. Для цього прийнято, що між частотою власних коливань полотна стрічкової пилки  $\omega$ , частотою зовнішнього збурення  $\mu$  та кутовими швидкостями обертання шківів чи роликків  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  має місце співвідношення  $\omega \approx \mu \approx \omega_1 \approx \omega_2$ .

Для побудови розв'язку диференціального рівняння (14) за крайових умов (9) застосовано основні ідеї методів Бубнова-Гальоркіна та збурень. На підставі методу

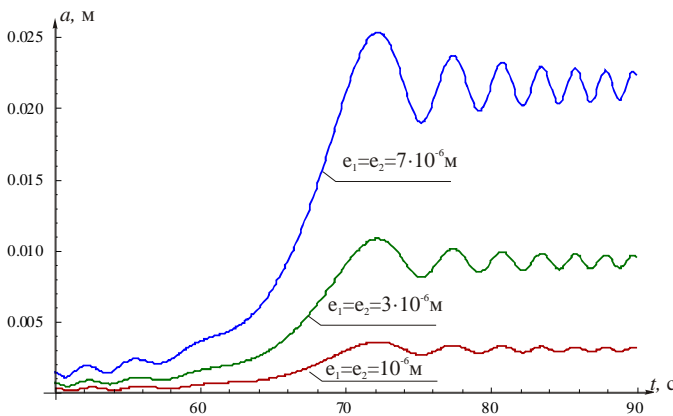
Крилова-Боголюбова-Митропольського для одночастотного розв'язку рівняння (14) у першому наближенні отримано систему диференціальних рівнянь, що описує основні параметри вимушених згинальних коливань полотна пилки у разі резонансу:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\varepsilon}{\omega + \mu} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \sin \psi d\psi + (H_0 + H_1 \mu^2) \cos \gamma + H_2 \mu \sin \gamma \right\}; \quad (15)$$

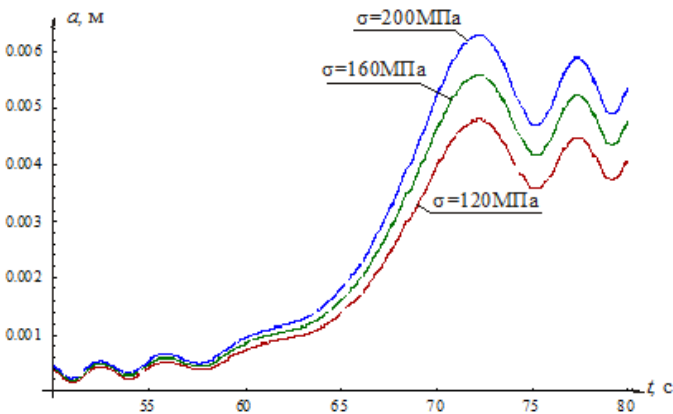
$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega - \mu -$$

$$-\frac{\varepsilon}{(\omega + \mu)a} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \cos \psi d\psi - (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \gamma + H_2 \mu \cos \gamma \right\},$$

де  $\gamma = \psi - \theta$  – різниця між фазою власних коливань  $\psi$  та зовнішнім збуренням  $\theta$ .



**Рисунок 10** – Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м за напруження початкового натягу 120 МПа та різних значень ексцентриситету



**Рисунок 11** – Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 1,3 м за різних значень напружень попереднього натягу

На рис. 10 показано часові залежності амплітуд резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м за різних значень ексцентриситету обертальних ланок. У разі збільшення ексцентриситету від  $10^{-6}$  м до величини  $7 \cdot 10^{-6}$  м амплітуда резонансних коливань короткої ділянки зростає майже у п'ять разів і досягає значення  $25 \cdot 10^{-3}$  м. Для уникнення резонансних коливань з такими амплітудами потрібно забезпечувати відповідну точність виготовлення та балансування обертальних ланок, якими є напрямні ролики та пилкові шківів.

На рис. 11 показано часову залежність амплітуд вимушених поперечних коливань полотна стрічкової пилки за різних напружень попереднього натягу полотна. Для розрахунків прийнято довжину ділянки стрічкової пилки 1,3 м, що відповідає відстані між центрами пилкових шківів. Величини ексцентриситетів шківів:  $e_1 = 3 \cdot 10^{-6}$  м,  $e_2 = 4 \cdot 10^{-6}$  м.

Для ділянок меншої довжини за ексцентриситетів  $e_1 = e_2 = 2 \cdot 10^{-6}$  м величина амплітуди зростає. Для ділянки полотна завдовжки 0,5 м амплітуда більша майже втричі порівняно з ділянкою завдовжки 1,3 м. Отже, амплітуда резонансних поперечних коливань, зумовлених ексцентриситетом обертальних ланок, на довшій ділянці є меншою, ніж на коротких ділянках

полотна між напрямними роликками чи напрямним роликком і шківом (довжини, відповідно, 0,8 м і 0,5 м).

Нелінійні поперечні коливання круглої пилки з урахуванням радіального напруження від дії відцентрової сили під час обертання досліджено за розв'язком диференціального рівняння поперечних коливань кільцевої пластини в полярних координатах  $r, \theta$ :

$$D\Delta\Delta w - N(r)\Delta w + m\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0, \quad (16)$$

де  $w = w(r, \theta, t)$  – прогин пилкового диска,  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$  – оператор Лапласа в полярних координатах,  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  – циліндрична жорсткість пилкового диска,  $E, \mu$  – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу пилкового диска,  $h$  – товщина пилкового диска,  $m = \rho h$  – маса одиниці площі диска,  $\rho$  – густина матеріалу,  $N(r)$  – радіальна сила, що змінюється вздовж радіуса пилкового диска та залежить від кутової швидкості його обертання так:  $N(r) = \sigma(r) \cdot h$ , де

$\sigma(r) = \frac{3+\mu}{8}\rho\omega^2\left(R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{r^2} - r^2\right)$  – радіальне напруження в диску круглої пилки від дії відцентрових сил,  $\omega$  – кутова швидкість обертання круглої пилки,  $R_1$  – зовнішній радіус пилкового диска (без зубчастого вінця),  $R_2$  – внутрішній радіус пилкового диска, який дорівнює зовнішньому радіусові затискних фланців.

Крайові умови, за яких розв'язано диференціального рівняння (16), сформульовано з урахуванням способу закріплення пилки у механізмі різання круглопилкового верстата: зовнішній контур пилкового диска, коли  $r = R_1$ , вільний; внутрішній контур пилкового диска, коли  $r = R_2$ , закріплений з коефіцієнтом пружності  $c$  затискними фланцями:

$$\begin{aligned} M_r|_{r=R_1} &= -D\left[\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}\right)\right] = 0; \\ Q_r^*|_{r=R_1} &= \frac{\partial^3 w}{\partial r^3} + \frac{1}{r}\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial w}{\partial r} - \frac{2-\mu}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{\mu}{r}\frac{\partial^3 w}{\partial r\partial \theta^2} = 0; \\ M_r|_{r=R_2} &= 0; \quad Q_r^*|_{r=R_2} + cw = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Диференціальне рівняння (16) за крайових умов (17) розв'язано методом Бубнова–Гальоркіна. Після математичних перетворень отримано диференціальне рівняння для власних форм коливань:

$$D\Delta\Delta W(r, \theta) - N(r)\Delta W(r, \theta) - m\omega_0^2 W(r, \theta) = 0. \quad (18)$$

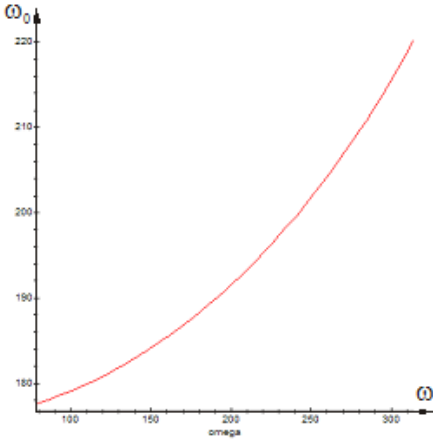
Функцію власних форм коливань задано у вигляді:

$$W(r, \theta) = [a(1 + A_1 r + A_2 r^2 + A_3 r^3 + A_4 r^4) + b(1 + B_2 r^2 + B_3 r^3 + B_4 r^4 + B_5 r^5)] \sin \lambda \theta, \quad (19)$$

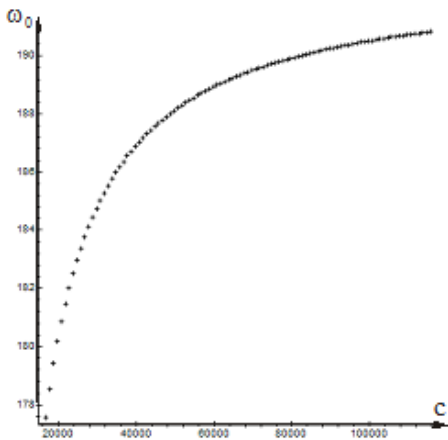
де  $a, b$  – варіаційні параметри;  $\lambda$  – кількість вузлових діаметрів; коефіцієнти  $A_1, \dots, A_4, B_2, \dots, B_5$  вибрано так, щоб виконувались крайові умови (17) на зовнішньому та внутрішньому контурах пилкового диска.

Унаслідок незалежності варіацій  $\delta a$  та  $\delta b$  множники біля варіаційних параметрів  $a, b$  мають дорівнювати нулеві відповідно до системи лінійних рівнянь:

$$\begin{cases} K_1 a + K_2 b = 0; \\ K_3 a + K_4 b = 0. \end{cases} \quad (20)$$



**Рисунок 12** – Залежність частоти вільних коливань круглої пилки від кутової швидкості обертавання пилкового вала



**Рисунок 13** – Залежність частоти вільних поперечних коливань круглої пилки від пружності закріплення внутрішнього контуру

За умови, коли визначник системи (20) дорівнює нулю:  $K_1 \cdot K_4 - K_2 \cdot K_3 = 0$  – визначено частоти вільних коливань пилкового диска. Графік залежності частоти  $\omega_0$  вільних коливань з одним вузловим діаметром ( $\lambda = 1$ ) круглої пилки від кутової швидкості  $\omega$  обертавання пилкового вала показано на рис. 12. Дослідження виконано для сталевого пилкового диска завтовшки 2,2 мм з зовнішнім радіусом –  $R_1 = 250$  мм, внутрішнім радіусом –  $R_2 = 62,5$  мм та коефіцієнтом жорсткості закріплення внутрішнього контуру –  $c = 1,67 \cdot 10^3$  Н/м.

Установлено, що під час поперечних коливань з одним вузловим діаметром частота пилкового диска зі збільшенням коефіцієнта жорсткості закріплення внутрішнього контуру нелінійно зростає та асимптотично прямує до значення, що відповідає частоті коливань у разі жорсткого защемлення внутрішнього контуру (рис. 13). Отже, способами кріплення пилкового диска на валу верстата можна впливати на частоту коливань.

У **четвертому розділі** встановлено розподіл сили натягу у вітках стрічкової пилки під час різання деревини; визначено нормальні напруження від розтягування пилки шківками верстата, відцентровими силами та силою різання; визначено кути відносного ковзання полотна пилки на шківках; встановлено залежності коефіцієнтів асиметрії циклів змінного навантаження зовнішнього та внутрішнього шарів матеріалу полотна пилки від діаметрів пилкових шківів,

кута їхнього нахилу та ширини полотна; визначено контактні напруження в полотні пилки з урахуванням тертя на площинках контакту з напрямними роликками та пилковими шківками. Змодельовано поперечний згин полотна стрічкової пилки на шківках верстата та перевірено експериментально деформацію полотна пилки за поперечного згину.

Розподіл сила натягу у вітках стрічкової пилки під час різання деревини показано на рис. 14, де  $F_1$  та  $F_2$  – сили натягу у тяговій та тягненій вітках стрічкової пилки,  $M$  – обертальний момент на тяговому шківі,  $D$  – діаметр пилкових шківів,  $\varphi_{сп_1}$  – кут відносного спокою на тяговому шківі.

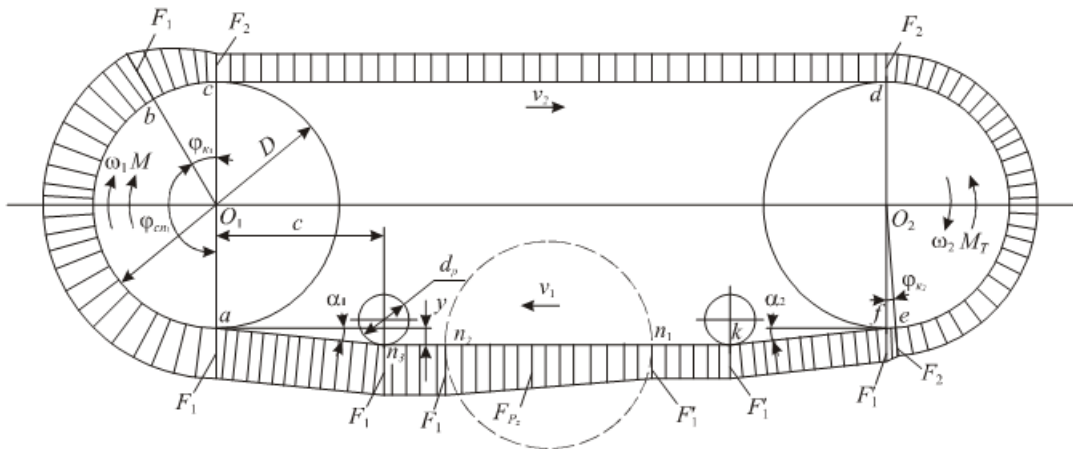


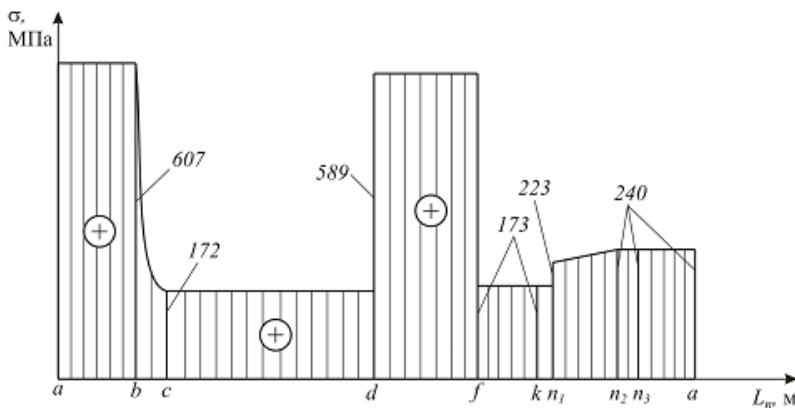
Рисунок 14 – Розподіл сили натягу в полотні стрічкової пилки

На дузі  $ab$  контакту полотна пилки з тяговим пилковим шківом передається до 15 % навантаження від обертального моменту  $M$ . На дузі  $ab$  лінійно зростає дотична сила тертя зчеплення між полотном пилки та тяговим шківом. Унаслідок цього зростають деформації зсуву в полотні пилки. У точці  $b$  сила зчеплення досягає значення сили тертя і полотно пилки, деформуючись, починає проковзувати відносно тягового шківів на дузі  $bc$ . Дуга  $bc$  є дугою відносного ковзання, а центральний кут  $\varphi_{к_1}$ , який опирається на цю дугу – кутом відносного ковзання. На дузі  $bc$  передається до 85 % тягової сили. Тому сила натягу в полотні стрічкової пилки спадає від  $F_1$  до  $F_2$ . На ділянці  $fk$  від точки  $f$  збігання полотна пилки з тяжного шківів до точки  $k$  – контакту з напрямним роликком і на ділянці  $kn_1$  від точки  $k$  до точки  $n_1$  входження пилки у пропили натяг полотна дорівнює  $F_1'$ . У пропилі (ділянка  $n_1n_2$ , де точка  $n_2$  – точка виходу пилки з пропилу) натяг полотна поступово зростає на величину сили  $F_{P_z}$  від дії головного складника сили різання  $P_z$  і досягає величини  $F_1$ :  $F_1 = F_1' + F_{P_z}$ . Зростання натягу на ділянці вважають лінійним і пропорційним збільшенню кількості зубців у пропилі. Сила натягу  $F_1$  залишиться незмінною і на ділянках  $n_2n_3$  та  $n_3a$ , тобто до точки  $n_3$  контакту з напрямним роликком і після напрямного ролика до точка  $a$  набігання стрічкової пилки на тяговий шків. Уздовж дуг контакту пилки зі шківів виникатимуть контактні дотичні напруження.

Відповідно до розподілу сили натягу побудовано епюру нормальних напружень розтягу  $\sigma_{p_i}$  у полотні пилки. Під час руху пилки напруження розтягу змінюються циклічно. Для механізму різання стрічковопилкового верстата з електродвигуном потужністю  $P = 11$  кВт і частотою обертання  $n_{дв} = 3000$  об/хв у полотні пилки з поперечним перерізом  $B_1 \times s = 26 \times 1$ , мм за напруження попереднього натягу  $\sigma = 180$  МПа найбільше та найменше напруження циклу дорівнюють:

$\sigma_{\max} = 196$  МПа,  $\sigma_{\min} = 178$  МПа. Середнє напруження циклу  $\sigma_m = 187$  МПа незначно відрізняється від напруження попереднього натягу.

На дугах  $ac$  та  $df$  (див. рис. 14) полотна пилки виникають нормальні напруження від згину на шківках. Однак на відміну від нормальних напруження від сили натягу, нормальні напруження від згину полотна пилки на шківках нерівномірно розподілені за висотою поперечного перерізу полотна пилки. Внутрішні шари полотна пилки, що контактують з поверхнями пилкових шківів, будуть стиснутими, а зовнішні шари – розтягнутими. Нормальні напруження згину теж змінюються під час



**Рисунок 15** – Епюра нормальних напружень з урахуванням деформацій розтягу та згину у зовнішніх шарах передньої крайки полотна стрічкової пилки завширшки  $B_1 = 26$  мм та завдовжки  $L_n = 4,75$  м

45ХНМ та 75Н2А визначено коефіцієнти асиметрії циклів навантаження з урахуванням умов експлуатування. З використанням побудованих діаграм граничних амплітуд визначено границі витривалості  $\sigma_R$  стрічкових пилок різних виробників.

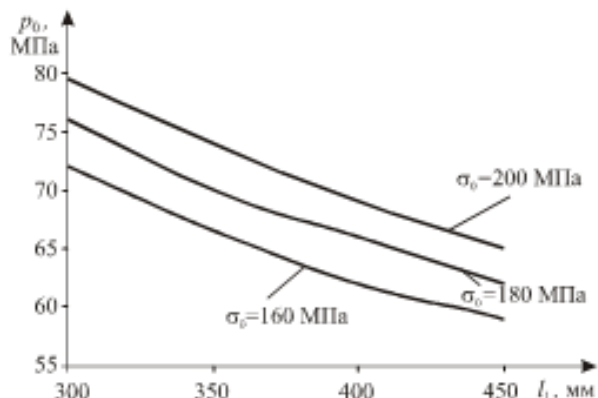
На тих ділянках полотна пилки, що розташовані на пилкових шківках, внутрішні шари полотна, які контактують зі шківками, будуть стиснутими, а зовнішні шари – розтягнутими. На робочій (тяговій) вітці полотна пилки, в точках  $n_3$  та  $k$  (див. рис. 14), де полотно дотикається до напрямних роликів, на внутрішніх шарах полотна виникають контактні напруження. Вплив розташування напрямних роликів та напруження попереднього натягу на величину контактних напружень у полотні стрічкової пилки досліджено за теорією контактних задач Герца та теорією контактних задач з урахуванням тертя на площинках контакту.

За теорією контактних задач Герца визначено еквівалентні напруження за III теорією міцності та інші розрахункові параметри на площинках контакту сталевого полотна стрічкової пилки з напрямними роликками за таких геометричних параметрів: ширина полотна пилки  $B_1 = 26$  мм, діаметр напрямних роликів  $d_p = 50$  мм, що розташовані на відстанях  $l_1 = l_2 = 437$  мм від центрів пилкових шківів. Полотно відтиснуте обома роликками на однакову відстань від горизонтальної лінії  $h_1 = h_2 = h = 6$  мм. Унаслідок того, що сили натягу на ділянках полотна пилки, які контактують з напрямними роликками, не однакові, відповідно різняться і значення контактних напружень для двох напрямних роликів. Оскільки сила натягу на ділянці

експлуатування пилки циклічно. За один пробіг полотна пилки будуть виникати два цикли зміни напружень згину. За діаметрів пилкових шківів 610 мм та кута нахилу  $0,2^\circ$  розподіл нормальних напружень  $\sigma$  по довжині полотна пилки  $L_n$  у більш навантажених зовнішніх волокнах передньої крайки показано на рис. 15.

За епюрами розподілу нормальних напружень у зовнішніх та внутрішніх шарах полотен стрічкових пилок зі сталей

вітки полотна пилки, де вона контактує з напрямним роликком в точці  $n_3$  дещо більша, то, відповідно більшим є максимальний тиск на площинці контакту з цим роликком та максимальні дотичні й еквівалентні напруження. Еквівалентне напруження

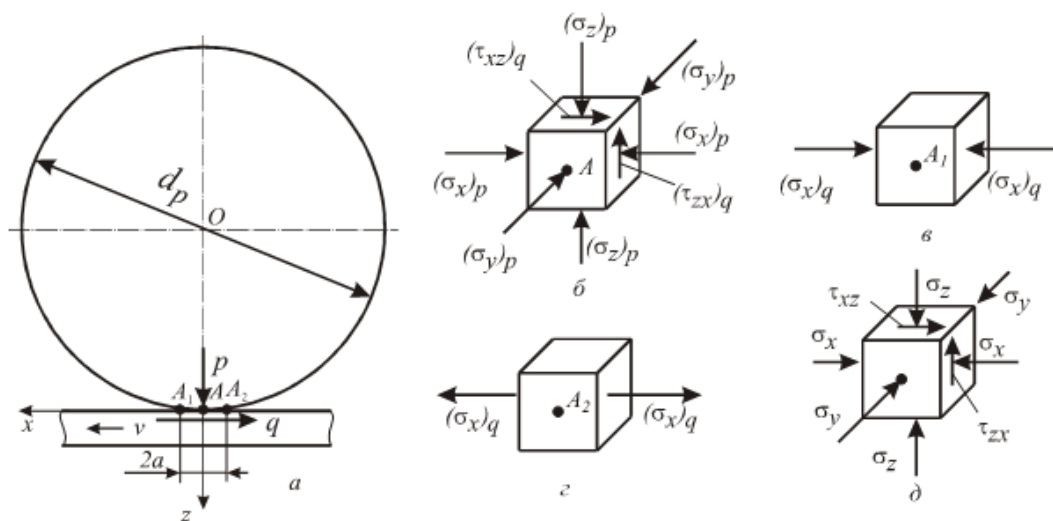


**Рисунок 16** – Максимальний контактний тиск у центрі площинки контакту напрямного ролика з полотном пилки залежно від відстані  $l_1$  розміщення центра ролика відносно центра пилкового шківа

на глибині  $z = 0,78a = 0,02$  мм від поверхні контакту набуває значення 38 МПа, що

становить до 20 % від напруження попереднього натягу. Поява на глибині 0,02 мм від поверхні контакту максимальних дотичних напружень негативно позначається на довговічності розтягнутого полотна пилки. Максимальний тиск на поверхні контакту залежить від відстані між центрами пилкового шківа та напрямного ролика, їхніх діаметрів та напруження попереднього натягу полотна пилки (рис. 16).

У парі тертя «стрічкова пилка – ролик» трапляються випадки пробуксовування останнього. Тоді на бічних поверхнях роликів з'являються глибокі риски, що свідчить про наявність тертя ковзання. У такому разі на поверхні контакту виникатимуть як нормальні, так і дотичні зусилля (рис. 17). Розподіл контактних напружень за глибиною контакту встановлено на підставі теорії контактних задач з урахуванням тертя на площинках контакту.

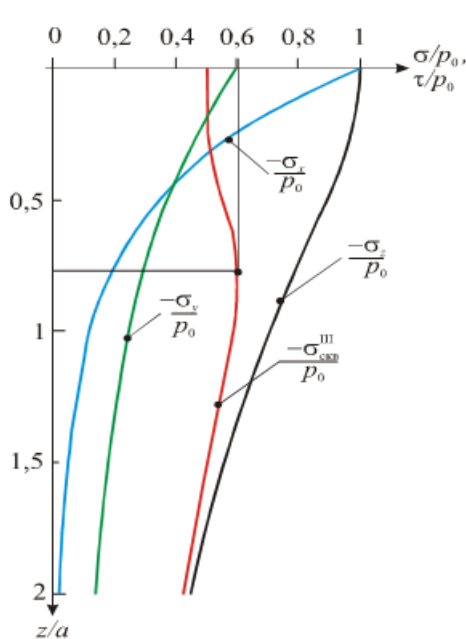


$a$  – загальний вигляд контакту;  $b$  – напружений стан у точці  $A$  внутрішньої поверхні полотна стрічкової пилки,  $c$  – напружений стан у точці  $A_1$  на початку ділянки контакту;  $d$  – напружений стан у точці  $A_2$  наприкінці ділянки контакту;  $e$  – напружений стан у точках полотна пилки на поверхні контакту

**Рисунок 17** – Контакт напрямного ролика з полотном стрічкової пилки за наявності сили тертя на площинці контакту



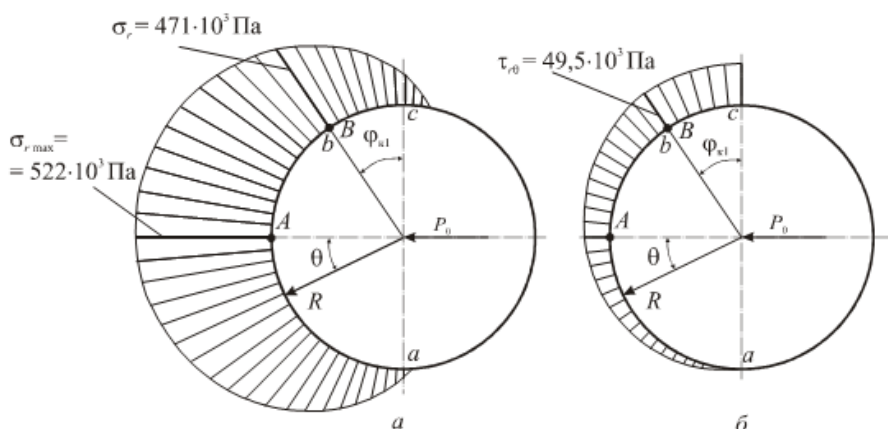
Графіки зміни напружень  $(\sigma_x)_p$ ,  $(\sigma_y)_p$ ,  $(\sigma_z)_p$  у центрі площинки контакту



**Рисунок 18** – Розподіл напружень за глибиною в центрі площинки контакту полотна пилки з напрямним роликком з урахуванням сили тертя

ження –  $\tau_{1\max} = 0,301p_0$ .

Уздовж дуг контакту стрічкової пилки зі шківом виникатимуть дотичні контактні напруження. Найбільших значень ці напруження досягатимуть на межах дуг відносного спокою та відносного ковзання. Для визначення нормальних і дотичних контактних напружень на цих ділянках контакту використано теорію контакту пружних тіл, які обмежені циліндричними поверхнями з урахуванням тертя на поверхнях.



а – радіальні напруження  $\sigma_r(\theta)$ ;

б – дотичні напруження  $\tau_{r\theta}(\theta)$

**Рисунок 19** – Розподіл напружень у полотні стрічкової пилки вздовж дуги контакту з тяговим пилковим шківом

( $x = 0$ ) за глибиною контакту  $z/a$  показано на рис. 18.

Напруження  $(\sigma_x)_p$ ,  $(\sigma_y)_p$ ,  $(\sigma_z)_p$  у точці А полотна пилки, яка розміщена в центрі площинки ( $x = 0$ ) на поверхні контакту ( $z = 0$ ) не будуть головними, оскільки від дії дотичних зусиль  $q$  виникають ще дотичні напруження  $(\tau_{xz})_q$ . Для визначення головних напружень у цій точці використано характеристичне рівняння тензора напружень. Для точки А отримано:

$$\sigma^3 - 2,6p_0 \cdot \sigma^2 + (2,189p_0^2) \cdot \sigma - (0,593p_0^3) = 0.$$

Звідси значення головних напружень та еквівалентного напруження на поверхні контакту за третьою теорією міцності такі:  $\sigma_1 = -0,6p_0$ ;  $\sigma_2 = -0,895p_0$ ;  $\sigma_3 = -1,105p_0$ ;  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = 0,505p_0$ . Еквівалентне напруження в центрі на поверхні площинки контакту за наявності сили тертя більше на 15 %, ніж без урахування цієї сили. Максимального значення  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}}$  досягає в точках полотна пилки на глибині  $z = 0,8a$ , у яких виникають найбільші дотичні напру-

ження. На рис. 19 показано встановлений розподіл нормальних  $\sigma_r(\theta)$  та дотичних  $\tau_{r\theta}(\theta)$  напружень у радіальному напрямку вздовж дуги  $ac$  контакту полотна стрічкової пилки зі шківом. Дотичні напруження  $\tau_{r\theta}(\theta)$  на поверхні контакту розподілені за лінійною залежністю так: на дузі  $ab$  відносного спокою – коли

$$\frac{\pi}{2} < \theta < -\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_{k1}\right), \quad \text{то}$$

$$0 < \tau_{r\theta}(\theta) \leq f \cdot \sigma_r(\theta), \quad \text{де } f -$$

коефіцієнт тертя між полотном пилки та пилковим шківом; на дузі  $bc$  відносного ковзання – коли  $-(\pi - \varphi_{к1}) \leq \theta \leq -\frac{\pi}{2}$ , то  $\tau_{r\theta}(\theta) = f \cdot \sigma_r(\theta)$ . На межі дуг відносного спокою та відносного ковзання в точці  $B$  напруження  $\tau_{r\theta}(\theta)$  набуває максимального значення  $\tau_{r\theta}(\theta) = 49,5 \cdot 10^3$  Па.

Також у четвертому розділі теоретично встановлено та експериментально перевірено те, що стрічкова пилка під час набігання на пилкові шківів перебуває в умовах поперечного згину. З використанням моделі згину штампом з відомим радіусом кривини  $r$  шарнірно обпертого стрижня завдовжки  $2l$  за розв'язком диференціального рівняння зігнутої осі стрижня з урахуванням деформації зсуву:



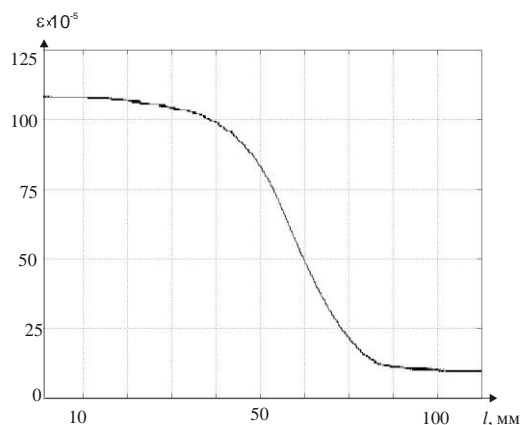
**Рисунок 20** – Розташунок тензорезисторів на полотні стрічкової пилки

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI_z} - \frac{1}{G \cdot A \cdot k} \cdot \frac{dQ(x)}{dx} \quad (21)$$

де  $G$  – модуль зсуву матеріалу пилки;  $k = I_z \cdot B_1 / (A \cdot S)$  – коефіцієнт форми поперечного перерізу пилки;  $A$ ,  $B_1$ ,  $S$  – відповідно площа, ширина та максимальний статичний момент площі поперечного перерізу пилки; отримано вирази для функцій розподіленого навантаження  $q(x)$ , поперечної сили  $Q(x)$  та згинального моменту  $M(x)$ :

$$q(x) = \frac{EI_z}{r} \cdot \frac{1}{\beta^2} \cdot \frac{ch\left(\frac{x}{\beta}\right)}{ch\left(\frac{l}{\beta}\right)}; \quad Q(x) = -\frac{EI_z}{r \cdot \beta} \cdot \frac{sh\left(\frac{x}{\beta}\right)}{ch\left(\frac{l}{\beta}\right)}; \quad (22)$$

$$M(x) = \frac{EI_z}{r} \left( 1 - \frac{ch\left(\frac{x}{\beta}\right)}{ch\left(\frac{l}{\beta}\right)} \right); \quad \text{де } \beta^2 = \frac{EI_z}{GAk}.$$



**Рисунок 21** – Експериментальні значення деформацій розтягнутого зовнішнього шару стрічкової пилки під час згину на пилковому шківі

На ділянках стрічкової пилки, завдовжки 90 мм під час набігання на пилковий шків, виникає поперечний згин з великою інтенсивністю розподіленого навантаження  $q$ . Це підтверджено експериментально з використанням методу тензометрії (рис. 20). За експериментальними дослідженнями встановлено (рис. 21), що перехід прямолінійної ділянки з радіусом кривини  $r \rightarrow \infty$  рухомого полотна стрічкової пилки у криволінійну зі скінченим радіусом кривини, що дорівнює радіусу пилкового шківів, відбувається в умовах поперечного згину. Тому під час набігання стрічкової пилки на шківів верстата нормальні напруження в пилці зростають нелінійно, відповідно до зростання згинального моменту за залежністю (22).

У п'ятому розділі визначено динамічні характеристики та оцінено міцності конструкційних складників верстатів для розпилювання деревини. Оскільки приводи верстатів містять пасові передачі, які в умовах перехідних режимів роботи зазнають значних динамічних навантажень, то досліджено вплив в'язкопружних властивостей паса на його динамічні характеристики.

Поперечні коливання гнучкого рухомого паса з урахуванням в'язкопружних властивостей моделлю Кельвіна-Фойгта описані диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} - (\alpha^2 - v^2) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \lambda \left( \tilde{E} \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2\tilde{\eta} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial t} + \tilde{\eta} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right), \quad (23)$$

де  $u(x, t)$  – поперечне переміщення перерізу рухомого зі швидкістю  $v$  гнучкого паса з координатою  $x$  в довільний момент часу  $t$ ;  $\eta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\tilde{E} = \frac{3E_0}{2\rho\lambda}$ ;  $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{\rho\lambda}$ ;  $\alpha^2 = \frac{T_0}{A\rho}$ ,  $\lambda$  – малий параметр, який у правій частині рівняння означає малу величину нелінійного складника збурювальної сили порівняно з відновлювальною;  $A$  – площа поперечного перерізу паса;  $E_0$ ,  $\rho$  – модуль пружності та густина матеріалу паса;  $T_0$  – сила початкового натягу.

За умови постійного та безвідривного контакту паса з обома шківками та відсутності поперечних переміщень паса в місцях контакту, до диференціального рівняння (23) долучено крайові умови

$$u(x, t)|_{x=0} = u(x, t)|_{x=l} = 0. \quad (24)$$

Одночастотний розв'язок крайової задачі (23), (24) з використанням методу Крилова-Боголюбова-Митропольського у першому наближенні подано у вигляді:

$$u(x, t) = a(\cos(\kappa x + \psi) - \cos(\chi x - \psi)) + \lambda U_1(a, x, \psi), \quad (25)$$

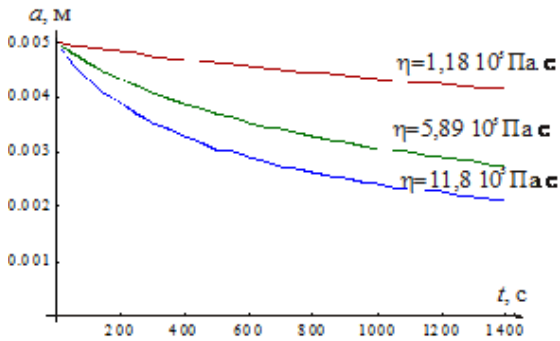
де  $\psi = \omega t + \varphi$ ;  $\varphi$  – початкова фаза коливань;  $a$  – амплітуда;  $\omega$  – частота;  $U_1(a, x, \psi)$  – невідома  $2\pi$  – періодична по  $\psi$  функція, яка задовольняє крайові умови;  $\kappa$  та  $\chi$  – хвильові числа,  $\kappa = \frac{k\pi(\alpha + v)}{\alpha l}$ ;  $\chi = \frac{k\pi(\alpha - v)}{\alpha l}$ ;  $k = 1, 2, \dots$ .

Параметри динамічного процесу  $a$  та  $\psi$  в (25) за незбурених крайових умов (24) визначаються звичайними диференціальними рівняннями:

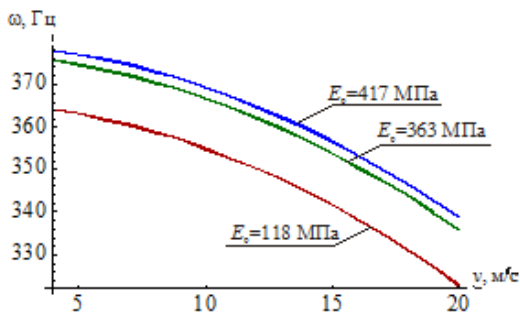
$$\frac{da}{dt} = \frac{-\lambda \tilde{\eta} k^4 \pi^4 (7v^4 + 6v^2 \alpha^2 + 3\alpha^4)}{8l^4 \alpha^4 (\alpha^4 - v^4)} a^3; \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega + \frac{\lambda \tilde{E} k^3 \pi^3 (7v^4 + 6v^2 \alpha^2 + 3\alpha^4)}{8l^3 \alpha^3 (\alpha^4 + v^4)} a^2. \quad (26)$$

За аналітичними залежностями (26) досліджено вплив модуля пружності та коефіцієнта динамічної в'язкості матеріалу на амплітуду вимушених поперечних коливань пасів передачі горизонтального стрічковопилкового верстата, яка урухомлює тяговий пилковий шків верстата, передаючи потужність 11 кВт від двигуна з частотою обертання вала 2840 об/хв. Передача містить три паси типу Б, площа поперечного перерізу одного паса  $A = 1,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , довжина ділянки паса  $l = 0,5 \text{ м}$ , діаметр тягового шківки пасової передачі 125 мм. В усталеному режимі роботи швидкість руху паса дорівнює 18,5 м/с.

Вплив коефіцієнта динамічної в'язкості  $\eta$  на амплітуду коливань у часовому діапазоні від 0 до 1440 с за  $v=18,5$  м/с та  $E_0 = 1,18 \cdot 10^8$  Па показано на рис. 22. У момент часу  $t=1440$  с амплітуда коливань зменшується практично у два рази для пасів за значень  $\eta = 5,89 \cdot 10^5$  Па·с та  $\eta = 11,8 \cdot 10^5$  Па·с порівняно із заданою початковою амплітудою  $a_0 = 0,005$  м.



**Рисунок 22** – Амплітуди поперечних коливань ділянки паса типу Б за різних значень коефіцієнта динамічної в'язкості



**Рисунок 23** – Залежність частоти поперечних коливань ділянки паса типу Б від швидкості поздовжнього руху за різних значень модуля пружності

Для лінійно пружних пасів типу Б залежність частоти коливань від швидкості поздовжнього руху за початкової амплітуди  $a_0 = 0,005$  м показано на рис. 23. Ділянка паса завдовжки 0,5 м з кордом з віскозної кордтканини з модулем пружності  $E_0 = 417$  МПа має найвищу частоту коливань  $\omega = 378$  Гц за швидкості поздовжнього руху  $v = 5$  м/с. Зі збільшенням швидкості поздовжнього руху частота коливань зменшується приблизно на 30 Гц для пасів з різним типом корду. Для паса з анідним кордшнуром, модуль пружності якого  $E_0 = 118$  МПа, частота дорівнює 328 Гц за робочої швидкості поздовжнього руху  $v = 18,5$  м/с. Така частота є близькою до кутової швидкості обертання вала електродвигуна, тому для уникнення резонансних явищ застосування пасів такого типу є недоцільним.

Під час експлуатування верстатів у закритих зубчастих передачах унаслідок втоми виникають дрібні тріщини, які в процесі роботи поглиблюються і збільшуються. Через це відбувається процес викришування активних поверхонь зубців і пов'язані з цим відмови. Однак у розрахунках на контактну витривалість зубчастих передач не повною мірою враховують вплив виду

напруженого стану всередині матеріалу зубця на певній глибині від площинки контакту. Зазвичай розрахунок виконують за величиною найбільших контактних напружень на площинці контакту. Тому в роботі на підставі теорії контактних задач Герца досліджено розподіл контактних напружень за глибиною контакту зубців закритих передач.

У центрі площинки контакту зубців еквівалентне напруження за третьою теорією міцності дорівнює: на поверхні -  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = 0,4 \max \sigma_H$ , на глибині  $z = 0,8a$  -  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = 0,6 \max \sigma_H$ . У точці на глибині  $z = 0,78a$  від поверхні центра площинки контакту, еквівалентне напруження в 1,5 рази перевищує відповідне напруження в центрі площинки на поверхні контакту. Це дає підстави стверджувати, що процес руйнування або утворення та розвитку тріщин за повторно змінних навантажень по-

чинається не з поверхні площинки контакту, а з точки на глибині  $z = 0,78a$  від поверхні на лінії дії сил.

У разі виготовлення зубчастих коліс черв'ячною фрезою, евольвентний профіль зубця є ламаною кривою. Тоді для неприпрацьованих зубчастих коліс за неточностей їх виготовлення або монтажу довжина лінії контакту зменшується. Тому в граничному випадку початковий контакт зубців може відбуватися в точці. Аналіз напруженого стану для точкового контакту дає такі величини еквівалентних напружень: у центрі площинки на поверхні контакту –  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = 0,2 \max \sigma_H$ ; на глибині  $z = 0,48a$  –  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = 0,62 \max \sigma_H$ . Еквівалентне напруження на зазначеній глибині у разі початкового контакту зубців у точці більше, ніж у 3 рази, перевищує відповідне напруження в центрі площинки на поверхні контакту і процес втомного викришування починатиметься з глибини, а не з поверхні контакту. Отже, для запобігання процесу викришування активних поверхонь зубців механічних передач потрібно, крім інших заходів, враховувати у розрахунках напружений стан у приповерхневих шарах матеріалу.

Для забезпечення втомної міцності валів механічних передач верстатів обов'язково виконують розрахунок на витривалість. Однак, поряд з урахуванням багатьох чинників впливу на витривалість, прикінцевий розрахунок напружень виконують за наближеними геометричними характеристиками поперечного перерізу вала з концентратором напружень. Тому в роботі запропоновано формули для точного визначення геометричних характеристик поперечного перерізу вала з діаметром  $d$  зі шпонковим пазом. Зокрема, для визначення моменту інерції кручення ослабленого шпонковим пазом поперечного перерізу круглого вала отримана залежність:

$$I_k^n = \frac{\pi d^3}{16} + \frac{b}{6} \left( \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} \right)^3 - \frac{bR^2}{4} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} - \frac{R^4}{2} \arcsin \frac{b}{R} + ab \left( 1 + \frac{1}{3} a^2 \right), \quad (27)$$

де  $R$  – радіус вала;  $a$  – відстань від центра вала до дна шпонкового паза,  $b$  – ширина шпонкового паза.

Показано, що з урахуванням під час обчислень залежності (27) значення циклічних нормальних та дотичних напружень зростають на 12,9 % та 12,6 % відповідно, а величина коефіцієнта запасу міцності відносно втомного руйнування зменшується на 12,7 %.

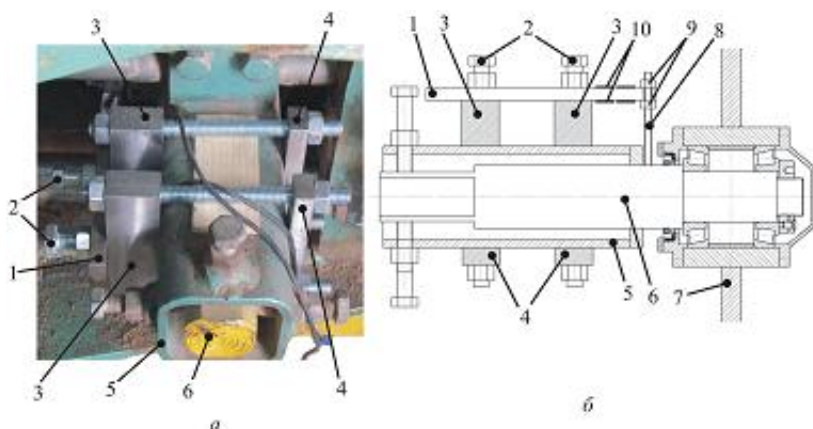
У шостому розділі роботи висвітлено експериментальні дослідження міцності вузьких стрічкових пилок.

Для дослідження змінювання сили натягу та напруження в полотні стрічкової пилки створено експериментальну установку на базі стрічковопилкового верстата СПВ-960 лісопилного цеху ДП «Завод залізобетонних конструкцій та будівельних деталей Львівської залізниці» (рис. 24).



**Рисунок 24** – Горизонтальний стрічковопилковий верстат з пристроєм і вимірювальною апаратурою

Верстат СПВ-960 дообладнано пристроєм та вимірювальною апаратурою (рис. 25). Пристрій виготовлено у вигляді пластини 1, яку болтами 2 за допомогою



а – фото пристрою; б – схема пристрою

**Рисунок 25** – Пристрій для вимірювання деформації

металевих брусків 3 і 4 жорстко закріплено до корпусу 5 осі 6 тяжного пилкового шківів 7. В отворі пластини 1 закріплено шпильку 8. Гайки 9 використано для створення щільного контакту шпильки 8 з віссю 6 тяжного шківів 7. Велика жорсткість з'єднання пластини 1 з віссю 6 шківів 7 забезпечує сумісність згинальних деформацій осі 6 та пластини 1. На ділянці пластини 1 між місцем закріплення шпильки 8 та місцем закріплення пластини болтом 2 наклеєно чотири з'єднані за мостовою схемою фольгові тензорезистори 10 марки КФ 5 П1-5-200-А12, які відповідають ТУ 3.06 України 7710-0001-93. У мостовій схемі з'єднання тензорезисторів на одну діагональ подавали напругу живлення, з другої приймали вихідний сигнал.

Обладнання для записування вихідного сигналу тензометричного моста містило

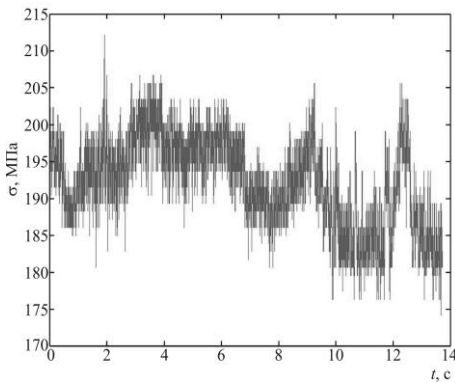


**Рисунок 26** – Обладнання для записування вихідного сигналу

джерело 1 постійної стабілізованої напруги 5 В, аналогово-цифровий перетворювач 2 та комп'ютер 3 (рис. 26). Живлення подавали від джерела постійної напруги до тензометричного моста з напругою максимального вихідного сигналу  $-3...+3$  мВ. За допомогою аналогово-цифрового перетворювача 2 реєстрували покази з тензометричних резисторів. Після аналогово-цифрового перетворювача 2 оцифрований вихідний сигнал тензометричного моста надходив до комп'ютера 3 за допомогою USB інтерфейсу. Результати вимірювання записували в текстовий файл на комп'ютер, значення вимірювання в цьому файлі коригували відповідно до тарувального графіка. Сигнал до аналогово-цифрового перетворювача передавали з використанням підсилювача, виготовленого на мікросхемі AD620BN.

Створена експериментальна установка дала змогу фіксувати величини згинальних деформацій осі тяжного шківів. Ці деформації сумірні з величиною зміни сили натягу полотна пилки та напруження у вітках (робочій і неробочій) стрічкової пилки. Досліди виконано вузькими стрічковими пилками марки Forteh з полотнами завширшки:  $B_1 = 43,1$  мм,  $B_1 = 35,7$  мм,  $B_1 = 28,3$  мм з використанням багаточинникового планування експерименту. Встановлено зміну напруження в полотні пилки залежно від трьох чинників впливу: напруження попереднього натягу  $\sigma_0$ ; ширини полотна пилки  $B_1$ ; висоти пропилю  $h_{np}$ . Параметри зубчастого вінця пилки:  $t_3 = 22,22$  мм,  $h_3 = 6$  мм,  $z = 213$  шт,  $\gamma = 12^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $s_1 = 0,6$  мм. Твердість полотен

пилек 42–45 HRC. Швидкість різання –  $v = 28$  м/с, подача на зубець –  $S_z = 0,02$  мм. Напруження попереднього натягу встановлювали такими:  $\sigma_0 = 150$  МПа,  $\sigma_0 = 200$  МПа та  $\sigma_0 = 250$  МПа. Установлені напруження попереднього натягу контролювали тензометром AWEXIM типу SJ-02. На рис. 27 показано один з експериментальних графіків часової залежності зміни напруження попереднього натягу в полотні пилки під час пиляння деревини з висотою пропилу  $h_{пр} = 200$  мм.



**Рисунок 27** – Часова залежність зміни напруження попереднього натягу 200 МПа у полотні стрічкової пилки за висиршки 35,7 мм під час пиляння деревини

Експериментально встановлено, що на величині зміни напруження у полотні пилки найбільше позначається сумісний вплив напруження попереднього натягу  $\sigma_0$  і висоти пропилу  $h_{пр}$ . Зі збільшенням висоти пропилу від 100 до 300 мм зміна напруження в полотні пилки зростає так: для пилек з  $B_1 = 28,3$  мм – на 6,9–35,1%, для пилек з  $B_1 = 35,7$  мм – на 4–25,02%, для пилек з  $B_1 = 43,1$  мм – на 3,5–19,1%.

Отже, коливні процеси, які відбуваються у пружній системі верстата для розпилювання деревини, впливають на змінювання сили натягу стрічкової пилки та викликають коливні процеси у полотні стрічкової пилки. Коливання сили натягу для вузьких стрічкових пилек сягає 35% від початкового натягу пилки на шківях верстата.

До чинників, які впливають на точність розпилювання деревини, що є критерієм динамічної якості верстата, належить швидкість подавання. Для визначення швидкості подавання за умови допустимого заповнення міжзубцевої западини стрічкових, рамних і круглих пилек використовують коефіцієнт форми зубця  $\theta$ . Для пилек з різними профілями зубців діапазони змінювання цього коефіцієнту за літературними джерелами є достатньо великими. Тому в роботі запропоновано аналітичну формулу для визначання коефіцієнта форми зубця, отриману на підставі аналізу геометрії зубчастих вінців поширених пилек. Залежність коефіцієнта форми зубця від параметрів зубчастого вінця стрічкової пилки з зубцями профілю NV має вигляд:

$$\theta = \frac{\cos \gamma \cdot \sin \alpha}{2 \sin \beta} - \frac{r^2}{t_3^2} \cdot \left( \operatorname{tg} \frac{90 + \gamma + \alpha}{2} - \pi \frac{90 + \gamma + \alpha}{360} \right), \quad (28)$$

де  $\alpha, \beta, \gamma$  – кути профілю;  $t_3$  – крок зубців;  $r$  – радіус заокруглення міжзубцевої западини. На підставі залежності (28) можна отримати формули для обчислення коефіцієнтів форми зубців інших профілів, уточнивши площі міжзубцевих западин.

## ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та часткове вирішення проблеми розвитку засад динаміки верстатів для розпилювання деревини для підвищення їхньої динамічної якості зменшенням динамічних навантажень на складники конструкцій верстатів та різальний інструмент через добирання відповідних габаритів

тно-масових параметрів пружних систем верстатів на підставі сумісного аналізу їхніх режимів руху з урахуванням дії основних силових факторів. У прикладному застосуванні за результатами досліджень розроблено рекомендації для поліпшення динамічних властивостей горизонтальних стрічковопилкових верстатів та круглопилкових верстатів, першочергово спрямовані на зменшення рівня амплітуд поперечних коливань і напружень у різальному інструменті.

2. На підставі аналізу конструкцій і режимів роботи верстатів для розпилювання деревини розроблено методологію моделювання динамічних процесів у горизонтальному стрічковопилковому верстаті з вузькою пилкою загалом і його механізмах зокрема з використанням динамічних моделей з зосередженими параметрами зі скінченим числом ступенів вільності з урахуванням особливостей силових навантажень складників конструкцій верстатів та в механізмі різання круглопилкового верстата з використанням динамічних моделей з розподіленими параметрами.

Установлено, що у стаціонарному режимі роботи верстата збільшення моментів інерції пилкових шківів в 1,5 раза зумовлює зростання динамічних моментів у механізмі різання верстата на 13 % за малих швидкостей подавання та на 23 % за великих швидкостей подавання. Збільшення швидкості подавання в 5 разів спричиняє зростання на 25 % динамічного навантаження на стрічкову пилку. У перехідному режимі роботи механізму різання стрічковопилкового верстата пускове навантаження більше від номінального у 4,3 раза. З'ясовано, що внаслідок поєднання в конструкції механізму різання пилкових шківів з меншими масами та діаметрами 500-600 мм можна досягти зменшення динамічного навантаження на пружні ланки динамічної системи верстата до 40 %.

3. Розроблено методику дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки з урахуванням параметрів технологічного процесу різання деревини та досліджено особливості втрати пилкою стійкості. Установлено, що зменшення ширини полотна стрічкової пилки на 35 % призводить до втрати динамічної стійкості та збільшення амплітуди коливань полотна пилки під час пиляння. За менших напружень попереднього натягу полотна вузької пилки збільшення величини подавання на зубець спричиняє явища биття під час параметричних коливань та появу ознак динамічної нестійкості. Одержані результати можуть бути використані для оцінювання динамічної стійкості поздовжньо рухомих розтягнутих пружних складників конструкцій, які навантажені на певній довжині розподіленими силами.

4. Побудовано узагальнену динамічну модель з розподіленими параметрами для поперечних коливань стрічкової пилки за зовнішнього малого періодичного збурення з урахуванням поздовжнього руху, змінності сили попереднього натягу полотна й ексцентриситету обертальних ланок та отримано диференціальні залежності зміни амплітуди та фази вимушених коливань у резонансному випадку.

Установлено, що на першій формі резонансних коливань: зі збільшенням удвічі довжини ділянки полотна пилки між обертальними ланками амплітуда зростає в 2,23 раза; зі збільшенням напруження попереднього натягу в 1,7 раза амплітуда резонансних коливань спадає на 26–30 %. З огляду на можливу втрату полотном стрічкової пилки динамічної стійкості під час різання деревини найнебезпечнішим можна вважати вплив на амплітуду поперечних коливань збільшення ексцентриситету



напрямних роликів у зоні різання, оскільки амплітуда вимушених поперечних коливань короткої ділянки полотна пилки більша на 38 %.

5. Проведено аналіз розподілу сили натягу по довжині стрічкової пилки з урахуванням сил опору під час різання деревини, на підставі якого встановлено характеристики циклів змінювання нормальних напружень у полотні пилки. Запропоновано методику оцінювання запасу втомної міцності стрічкових пилок за границею витривалості, отриманою з діаграми граничних амплітуд напружень з урахуванням обчислених характеристик циклу змінювання нормальних напружень.

На підставі аналізу напруженого стану у точках полотна пилки за глибиною контакту з напрямними роликками отримано величини контактних напружень залежно від: розташування напрямних роликів, їх діаметрів та напруження попереднього натягу стрічкової пилки. Установлено, що для вузьких стрічкових пилок контактні напруження сумірні з напруженнями попереднього натягу полотна пилки.

6. Отримано аналітичні залежності для визначання амплітуди та частоти поперечних коливань в'язкопружних поздовжньо-рухомих пасів та проаналізовано вплив в'язких та пружних властивостей матеріалу паса на його динамічні характеристики. З'ясовано, що амплітуда вимушених поперечних коливань пасів з часом зменшується: на 26 % для пасів анідним кордшнуром, на 56 % з поліефірним кордшнуром та 68 % з віскозною кордтканиною. Для пасів з кордом віскозної кордтканини з найбільшим модулем пружності, нелінійність коливань є сильнішою та власна частота більшою, порівняно з іншими пасами.

Аналітичні залежності можуть слугувати базою для інженерних розрахунків вузлів та механізмів, складниками яких є поздовжньо-рухомі гнучкі паси.

7. Розроблено методику та створено експериментальну установку для дослідження величини зміни сили натягу та напруження в тілі стрічкової пилки. Виконано багаточинниковий експеримент з урахуванням впливу на зміну напруження в полотні пилки під час різання деревини напруження попереднього натягу, ширини полотна пилки та висоти пропилю. Установлено, що на зміні напруження в полотні стрічкової пилки найбільше позначається ширина полотна пилки й найменше – величина напруження попереднього натягу. Зі збільшенням висоти пропилю від 100 до 300 мм напруження в полотні завширшки 28,3 мм зростає до 35 %, у полотні завширшки 43,1 мм – до 19 %. Таке зростання є інтенсивнішим для вузьких пилок. Змінювання напруження в стрічкових пилах під час пиляння залежно від зазначених чинників має нелінійний характер.

8. Правильність отриманих результатів дисертаційних досліджень з підвищення показників динамічної якості підтверджено їхнім впровадженням у конструкторські розробки верстатів для розпилювання деревини на ТОВ «Техноліс-індустрія» (м. Львів) та ПП «Імекс» (м. Івано-Франківськ).

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковано в 50 наукових працях, перелік яких подано нижче.

### Статті наукових фахових виданнях України

1. Ребезнюк І. Т. Розподіл сили на зубі стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба // Вісник НУ «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2005. – №539. – С. 92–96. *Участь у створюванні розрахункових моделей розведених зубців стрічкової пилки.*

2. Ребезнюк І. Т. Дослідження напружено-деформованого стану розведених зубів стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба // *Машинознавство. Всеукр. наук.-техн. і вироб. журн.* – Львів, 2005. – №9. – С. 27–29. *Участь у створюванні твердотільної моделі зубця та аналізування напружень.*

3. Ольховий І. М. Про оцінку контактної витривалості зубців закритих передач машин і пристроїв пожежогасіння/ І. М. Ольховий, Л. Ф. Дзюба, Х. І. Ліщинська // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів : ЛДУ БЖД, 2007. – №10. – С. 65–70. *Розробляння моделі напруженого стану та аналізування зміни напружень за глибиною контакту зубців.*

4. Ребезнюк І. Т. Динамічне моделювання сили різання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова // Вісник НУ «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2008. – №614. – С. 116–120. *Створювання розрахункової схеми та динамічної моделі горизонтального стрічкопилкового верстата.*

5. Ребезнюк І. Т. Динамічне навантаження стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба // Вісник СевНТУ. Вип. 88: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастоп. нац. техн. ун-т. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2008. – № 88. – С. 18–21. *Розробляння динамічної моделі механізму різання стрічкопилкового верстата, виконання розрахунків в MAPLE.*

6. Дзюба Л. Дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки / Л. Дзюба, І. Ребезнюк, О. Меньшикова, А. Пилип'як // *Машинознавство. Всеукр. наук.-техн. і вироб. журн.* – Львів, 2009. – № 6. – С 34–38. *Розробляння розрахункової схеми та математичної моделі, участь у створюванні програми у MAPLE, аналізування отриманих результатів.*

7. Ребезнюк І. Т. Моделювання поздовжніх коливань полотна стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова // Вісник СевНТУ. Вип. 110: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастоп. нац. техн. ун-т. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2010. – №110 – С. 157–159. *Розробляння динамічної моделі, участь у створюванні програми у MAPLE, аналізування отриманих результатів.*

8. Ребезнюк І. Т. Початкові положення аналітичного дослідження динаміки процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті/ І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, А. Б. Пилип'як // *Наук. вісник НЛТУ України* : зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2010. – Вип. 20.4. – С. 273–276.

*Участь у розроблянні структурної схеми еквівалентної пружної системи стрічково-вопилкового верстата, формули для динамічного складника сили різання.*

9. Дзюба Л. Ф. Сила натягу у вітках стрічкової пилки під час різання деревини / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, І. Т. Ребезнюк // Науковий вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2011. – Вип. 21.7 – С. 89–95. *Розробляння епюри розподілу сили розтягу за довжиною стрічкової пилки, отримання залежності для визначання кутів відносного ковзання полотна пилки на шківках верстата.*

10. Пилип'як А. Б. Методика експериментального дослідження напруження у вузькій стрічковій пилці під час різання деревини / А. Б. Пилип'як, Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України, 2011. – Вип. 21.17. – С. 151–154. *Участь у розроблянні методики та матриці планування експерименту.*

11. Дзюба Л. Ф. Теоретичне дослідження контактних напружень у зоні контакту полотна пилки з напрямним роликом з урахуванням сили тертя. / Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий, І. Т. Ребезнюк // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2011. – Вип. 21.12. – С. 132–136. *Розробляння схеми контакту полотна стрічкової пилки з напрямником, розробляння програми обчислювання інваріант тензора напружень і досліджування розподілу напружень в середовищі MAPLE, аналізування результатів.*

12. Дзюба Л. Ф. Оцінка втомної міцності стрічкових пилок різних марок / Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк, О. В. Меньшикова // Вісник СевНТУ. Вип.120: Механіка, енергетика, екологія : зб. наук. пр. – Севастоп. нац. техн. ун-т. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2011.– Севастополь, 2011. – С. 224 – 227. *Розробляння рівнянь діаграми граничних амплітуд напружень та будування діаграм за результатами експерименту.*

13. Дзюба Л. Ф. Оцінка запасу міцності вузьких стрічкових пилок / Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк, А. Б. Пилип'як // Машинознавство: всеукр. щомісяч. наук.-техн. і вироб. журн. – Львів, 2012. – № 3–4. – С. 42–44. *Участь в експериментальному досліджуванні міцності вузьких стрічкових пилок, аналізування отриманих результатів.*

14. Дзюба Л. Ф. Теоретичне дослідження контактних напружень в зоні контакту полотна стрічкової пилки з напрямним роликом / Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий, І. Т. Ребезнюк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 22. – С. 57–64. *Розробляння розрахункової схеми, аналізування напруженого стану в зоні контакту, розробляння програми обчислення розподілу напружень по глибині контакту в середовищі MAPLE.*

15. Пилип'як А. Б. Експериментальне дослідження зміни напруження у вузькій стрічковій пилці під час пиляння деревини / А. Б. Пилип'як, Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк // Наук. вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2012. – Вип. 22.1. – С. 129–133. *Участь у виконуванні експериментальних досліджень та аналізування результатів.*

16. Пилип'як А. Б. Напрямки підвищення працездатності вузьких пилок стрічково-вопилкових верстатів / А. Б. Пилип'як, Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк // Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2012. – Вип.

22.2. – С. 89–94. *Виконано аналіз літературних джерел та класифікацію складників та чинників впливу на працездатність стрічкової пилки.*

17. Ребезнюк І. Т. Обґрунтування раціонального способу розведення зубця стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, К. К. Колесник // Системотехніка і технології лісового комплексу. Транспортні технології: вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків : ХНТУСГ, 2012. – Вип. 123. – С. 13–19. *Участь у створенні твердотільних моделей розведених зубців стрічкових пилок та дослідженні раціонального способу розведення зубця на бік.*

18. Дзюба Л. Ф. Поперечні коливання полотна стрічкової пилки / Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк, І. Т. Ребезнюк // Наук. вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2012. – Вип. 22.11. – С. 137–142. *Формулювання задачі та методика її розв'язування, отримання залежності для амплітуди коливань, аналізування отриманих результатів.*

19. Дзюба Л. Ф. Вільні коливання диска круглої пилки / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, І. Т. Ребезнюк // Вісник СевНТУ «Механіка, енергетика, екологія» : зб. наук. праць. – Севастоп. нац. техн. ун-т. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2012. – № 133. – С. 75–79. *Розробляння динамічної моделі, участь у створюванні комп'ютерної програми, аналізування отриманих результатів.*

20. Дзюба Л.Ф. Контактні напруження на ділянці охоплення полотном стрічкової пилки пилкового шківів / Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий, І. Т. Ребезнюк// Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків : ХНТУСГ, 2013. – Вип. 136. – С.115 – 121. *Формулювання завдання досліджування, розробляння математичної моделі та аналізування результатів.*

21. Ольховий І. М. Дослідження згину балки симетричним штампом зі сталим радіусом кривизни / І. М. Ольховий, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова// Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2013. – №23.7 – С. 341–346. *Розробляння розрахункової схеми, отримання залежностей для розподіленого навантаження, поперечної сили та згинального моменту, аналізування результатів.*

22. Дзюба Л. Ф. Дослідження власних крутильних коливань механізму різання горизонтального стрічкопилкового верстату / Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк, О. В. Меньшикова // Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2013. – Вип. 23.15. – С. 337–341. *Розробляння динамічної моделі, розв'язок системи рівнянь, виконання розрахунків та аналізування результатів.*

23. Дзюба Л. Ф. Порівняльна оцінка витривалості вала за уточненими та наближеними геометричними характеристиками поперечного перерізу/ Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий, Х. І. Ліщинська // Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2013. – Вип. 23.16. – С. 157–163. *Розробляння розрахункової схеми та аналізування результатів.*

24. Дзюба Л. Ф. Порівняльне оцінювання поперечних резонансних коливань стрічкової пилки зі сталим та змінним натягом / Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк, І. Т. Ребезнюк, О. В. Меньшикова // Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2015. – Вип. 25.4 – С. 138–147. *Формулювання завдання досліджування, розробляння математичної моделі, отримання залежності для амплітуди коливань, аналізування результатів.*

25. Дзюба Л. Ф. Крутильні коливання привода механізму подавання стрічково-пилкового верстата / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, Х. І. Ліщинська, І. Т. Ребезнюк // Наук. вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2015. – Вип. 25.6 – С. 201–206. *Аналізування кінематичних схем механізмів подавання, створювання динамічної моделі, розраховування й аналізування результатів.*

26. Дзюба Л. Ф. Оцінювання динамічних властивостей тягового каната на підставі в'язкопружної моделі / Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк, Х. І. Ліщинська, В. В. Барияк // Наук. вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2016. – Вип. 26.7 – С. 329–336. *Формулювання завдання досліджування, методика розв'язування та аналізування результатів.*

27. Дзюба Л. Ф. Моделювання динамічних навантажень привода мобільної підвісної канатної лісотранспортної установки. / Л. Ф. Дзюба, І. В. Кузьо, В. В. Барияк, О. І. Хитряк // Вісник ЛДУ БЖД : збірник наук. праць. – Львів : ЛДУ БЖД, 2016. – №14 – С. 182–191. *Створювання динамічної моделі, аналізування результатів.*

28. Дзюба Л. Ф. Дослідження впливу ексцентриситету обертових ланок на амплітуду поперечних коливань полотна стрічкової пилки / Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк // Наук. вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2016. – Вип. 26.8 – С. 284–292. *Формулювання завдання досліджування, методика розв'язування, отримання залежності для амплітуди коливань, аналізування результатів.*

29. Хитряк О. І. Вплив в'язкопружних властивостей паса на його динамічні характеристики / О. І. Хитряк, Л. Ф. Дзюба, І. В. Кузьо // Науковий вісник НГУ. Геотехнічна і гірничя механіка, машинобудування. – Дніпропетровськ, 2017. – №3. – С. 49–54. *Формулювання завдання досліджування, методика розв'язування та аналізування результатів.*

#### **Статті у іноземних наукових спеціалізованих виданнях**

30. Dzyuba L. Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension / L. Dzyuba, O. Khytriak, O. Menshykova, I. Rebeznyuk // Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland). – 2015. – Vol. 18(1) . – Pp. 35–45. *Формулювання завдання досліджування, методика розв'язування та аналізування результатів.*

31. Дзюба Л. Ф. Моделирование динамики переходного процесса в механизме резания горизонтального ленточнопильного станка / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, И. Т. Ребезнюк // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Минск, 2016. – №2 (174) – С. 236–242. *Формулювання завдання досліджування, створення динамічної моделі, участь в розроблянні розрахункової програми, отримання та аналізування результатів.*

32. Dzyuba L. Dynamics of electromechanical drive of suspended timbertransporting rope sustem/ L. Dzyuba, V. Baryliak // Technical Sciences, Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland). 2016, 19(3) – Pp. 245–256. *Формулювання завдання досліджування, створення динамічної моделі, участь в розробці розрахункової програми, аналізування результатів.*

### Патент України

33. Патент на корисну модель №109702, Україна, МПК В24D 7/00. Шліфувальний круг з перервною робочою поверхнею / Ребезнюк І. Т., Пономарьова О. В., Дзюба Л. Ф. – № u2016 03745, заяв. 7.04.2016; опубл. 25.08.2016; Бюл. № 16. *Участь у розроблянні формули патенту.*

### Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій

34. Ребезнюк І. Т. Дослідження напружено-деформованого стану розведених зубів стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба // Тези доповідей сьомого міжнародного симпозіуму інженерів-механіків у Львові (Львів, 18–20 травня 2005 року). – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2005. – С. 28. *Аналізування напружень в розведеному зубці стрічкової пилки.*

35. Ребезнюк І. Т. Динаміка механізму різання горизонтального стрічкопилкового верстата / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем», Севастополь, 4–7 вересня 2007. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2007. – С. 180–185. *Розробляння динамічної моделі.*

36. Ребезнюк І. Т. Динаміка процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, А. Б. Пилип'як // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций», 2–5 вересня 2008 р. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2008. – С. 102–110. *Створювання розрахункової схеми та динамічної моделі.*

37. Дзюба Л. Динамічна стійкість полотна стрічкової пилки/ Л. Дзюба, О. Меньшикова, А. Пилип'як // Праці дев'ятого міжнародного симпозіуму інженерів-механіків у Львові (Львів, 20–22 травня 2009 року). – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2009. – С. 35–38. *Аналізування залежності стійкості пилки від параметрів технологічного процесу.*

38. Ребезнюк І. Т. Моделювання динамічного навантаження полотна стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їх конструкцій». 8–11 вересня 2009 р. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2009 – С. 208–210. *Розробляння динамічної моделі.*

39. Дзюба Л. Ф. Експериментальне дослідження механічних властивостей вузьких стрічкових пилок / Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк, А. Б. Пилип'як // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій : 2-а Міжнародна науково-технічна конференція. – ЗНЦ НАН України. 11–13 листопада 2010 р. – Львів, 2010. – С. 108–110. *Готування зразків та участь в експерименті.*

40. Дзюба Л. Ф. Визначення контактних напружень у полотні стрічкової пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий // Матеріали десятого міжнародного симпозіуму інженерів-механіків у Львові (Львів, 25–27 травня 2011 року). – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2011. – С. 38–39. *Розраховування величин напружень за глибиною контакту.*

41. Дзюба Л. Ф. Дослідження вільних поперечних коливань круглої пилки / І. Т. Ребезнюк, Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова // Праці десятого міжнародного симпозіуму інженерів-механіків у Львові (Львів, 25–27 травня 2011 року). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2011. – С. 37–38. *Розробляння методики досліджування коливань кільцевої пластини.*

42. Дзюба Л.Ф. Напруження в полотні стрічкової пилки під час запускання верстата / Л. Ф. Дзюба, І. Т. Ребезнюк, О. В. Меньшикова // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці 3-ої міжнародної науково-технічної конференції. 7–9 листопада 2012 р. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД., 2012. – С. 115–116. *Аналізування розподілу напружень по довжині стрічкової пилки.*

43. Дзюба Л. Ф. Дослідження згину полотна стрічкової пилки на шківях верстату /Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий // Тези доповідей одинадцятого міжнародного симпозіуму українських інженерів механіків у Львові (15–17 травня 2013 р.): – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 79–80. *Експериментальне досліджування згину полотна пилки.*

44. Дзюба Л. Ф. Згинальні коливання натягнутого рухомого полотна стрічкової пилки /Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк, О. В. Меньшикова // Тези доповідей дванадцятого міжнародного симпозіуму українських інженерів механіків у Львові (28–29 травня 2015 р.) : – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2015 – С.14–15. *Аналізування результатів моделювання поперечних коливань стрічкової пилки.*

45. Дзюба Л. Ф. Експериментальне дослідження характеристик пружності гнучких ланок машин спеціального призначення. /Л. Ф. Дзюба, Х. І. Ліщинська, А. П. Сенік // Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ». (Львів, 18–20 травня 2016 р. ), НАСВ, 2016 – С. 46–47. *Аналізування в'язкопружних характеристик гнучких ланок машин.*

46. Дзюба Л. Ф. Поперечні коливання поздовжньо-рухомих гнучких елементів /Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання» 23–28 травня, 2016 р. Івано-Франківськ : Супрун В. П., 2016. – С. 210–212. *Розробляння динамічної моделі механічної системи розподіленими параметрами.*

47. Дзюба Л. Ф. Моделювання динаміки пуску верстата. /Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, М. І. Кусій // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання» 23–28 травня, 2016 р. Івано-Франківськ : Супрун В. П., 2016. – С. 129–130. *Аналізування динамічних навантажень на пружні ланки.*

48. Дзюба Л. Ф. Моделювання динамічних процесів у пружних системах стрічковопилкового верстата / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, О. І. Хитряк, Х. І. Ліщинська // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій. Матеріали конференції. 27–28 жовтня 2016 р. Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 75–76. *Розробляння динамічної моделі стрічковопилкового верстата.*

49. Дзюба Л. Ф. Дослідження впливу ексцентриситету обертових ланок на коливання полотна стрічкової пилки /Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, О. І. Хитряк //

Матеріали тринадцятого міжнародний симпозіуму інженерів-механіків у Львові (18–19 травня 2017 р.). Львів : КІНПАТРИ ЛТД 2017 – С. 59–61. *Аналізування результатів досліджень.*

50. Дзюба Л. Ф. Математичне моделювання динамічних процесів / Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, М. І. Кусій // Збірник наукових праць за матеріалами дистанційної всеукраїнської наукової конференції «Математика у технічному університеті ХХІ сторіччя», 15 – 16 травня, 2017 р., Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – С. 220–222. *Розробляння математичних моделей.*

## АНОТАЦІЯ

**Дзюба Л. Ф. Розвиток наукових засад динаміки верстатів для розпилювання деревини. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» (13 – «Механічна інженерія») – Національний лісотехнічний університет України, Львів, 2019.

Дисертаційну роботу присвячено розвитку засад динаміки верстатів для розпилювання деревини, щоб підвищити їхню динамічну якість. Розроблено методологію моделювання динамічних процесів у горизонтальному стрічковопилковому верстаті та у механізмі різання круглопилкового верстата з використанням динамічних моделей із зосередженими та розподіленими параметрами. Обґрунтовано та розроблено рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень на складники конструкцій верстатів через добирання відповідних габаритно-масових параметрів пружних систем верстатів на підставі сумісного аналізу їхніх режимів руху з урахуванням дії основних силових чинників. На підставі теоретичних та експериментальних досліджень розроблено рекомендації, першочергово спрямовані на зменшення амплітуд поперечних коливань і напружень різального інструмента.

Основні результати роботи використовують у процесі проектування та експлуатування горизонтальних стрічковопилкових та круглопилкових верстатів, у наукових дослідженнях і в навчальному процесі.

**Ключові слова:** динаміка верстата, динамічна якість, стрічковопилковий верстат, круглопилковий верстат, різальний інструмент, амплітуда, поперечні коливання, напруження.

## АННОТАЦИЯ

**Дзюба Л. Ф. Развитие научных основ динамики станков для распиловки древесины. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.04 – «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» (13 – «Механическая инженерия») – Национальный лесотехнический университет Украины, Львов, 2019.



Диссертация посвящена развитию основ динамики станков для распиловки древесины с целью повышения их динамического качества. Разработана методология моделирования динамических процессов в горизонтальном ленточнопильном станке и в механизме резания круглопильного станка с использованием динамических моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Для эквивалентной упругой системы ленточнопильного станка создана динамическая модель с сосредоточенными параметрами с учетом взаимодействия подсистем механизмов резания и подачи. Численное решение дифференциальных уравнений движения упругой системы станка позволило определить динамические нагрузки на упругие звенья во время стационарного режима работы при резании древесины. Исследованы динамические процессы в механизме резания ленточнопильного станка во время пуска электродвигателя с использованием математической модели электромеханической системы. Установлены зависимости динамических нагрузок упругих звеньев динамической модели станка от параметров процесса резания, инерционных и упругих характеристик конструкции механизмов станка.

Разработана методика исследования влияния кинематических и силовых параметров процесса резания на динамическую устойчивость ленточной пилы на основании решения дифференциальных уравнений Матве. Построена обобщенная динамическая модель колебательных процессов в продольно движущейся ленточной пиле. На основании решения задач поперечных колебаний ленточной пилы с однородными и неоднородными граничными условиями получены зависимости для амплитуды и частоты колебательного процесса с учетом скорости движения, внешнего периодического возмущения, изменения силы натяжения ленточной пилы и эксцентриситета вращательных звеньев.

Разработанные динамические модели колебаний механизма резания круглопильного станка и круглой пилы. Получены зависимости частоты поперечных колебаний пильного вала с размещенной на нем круглой пилой от геометрических параметров вала и инерционных параметров пильного диска. Для пильного диска на основании решения дифференциального уравнения поперечных колебаний кольцевой пластины с упруго закрепленным внутренним контуром и свободным внешним построены зависимости частоты поперечных колебаний от скорости вращения пильного вала и упругости закрепления внутреннего контура зажимными фланцами.

На основании анализа распределения силы натяжения ленточной пилы определены углы относительного скольжения пилы на шкивах станка, исследовано распределение нормальных и касательных напряжений по длине ленточной пилы и эквивалентных контактных напряжений по глубине контакта ленточной пилы с направляющими роликами и пильными шкивами с учетом трения скольжения на поверхности контакта. Разработана и экспериментально проверена методика моделирования поперечного изгиба ленточной пилы на шкивах станка.

Выполнен анализ динамических процессов в ремнях ременных передач станков с учетом скорости продольного движения и физико-механических свойств материала. Аналитический подход к исследованию динамических процессов, которые возникают во время поперечных колебаний вязкоупругих ремней, позволяет точнее исследовать особенности динамики гибких вязкоупругих звеньев.

Впервые экспериментально исследовано влияние геометрических, силовых и технологических параметров на изменение силы натяжения и напряжения ленточной пилы в процессе распиловки древесины.

Обосновано и разработано рекомендации для уменьшения динамических нагрузок на элементы конструкций станков путем выбора соответствующих габаритно-массовых параметров упругих систем станков на основании совместного анализа их режимов движения с учетом воздействия основных силовых факторов. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработано рекомендации, направленные, в первую очередь, на уменьшение амплитуд поперечных колебаний и напряжений режущего инструмента.

Основные результаты работы используют в процессе проектирования и эксплуатации горизонтальных ленточнопильных и круглопильных станков, в научных исследованиях и в учебном процессе.

Ключевые слова: динамика станков, динамическое качество, ленточнопильный станок, круглопильный станок, режущий инструмент, амплитуда, поперечные колебания, напряжения.

## ANNOTATION

**Dziuba L. F. The Development of scientific bases of dynamics of mashine tools or wood sawing up. – Manuscript.**

The dissertation is on competition of a scientific degree of a Doctor of Technical Sciences on a trade 05.05.04 – «Mashines for earth, road and wood-technology works» (13 – «Mechanical engineering») – Ukrainian National Forestry University, Lviv, 2019.

The dissertation is devoted to the development of bases of dynamic of machine-tools for sawing wood to improve their dynamic quality. Using the dynamic models with the concentrated and distributed parameters in this dissertation it is developed the methodology of modeling of dynamic processes in the horizontal saw band machine-tool and in the cutting mechanism of the circular saw machine-tool. Also there are substantiated and developed the recommendations for decrease of dynamic loads on elements of machine-tool construction by sampling of relevant overall dimensions and mass parameters of elastic systems of machine-tools on the basis of the joint analysis of their regimes of motion taking into account the impact of the basic power factors. On the basis of theoretical and experimental researches it is elaborated the recommendations aimed preliminary to decrease the amplitudes of transverse oscillations and tensions of the cutting tool.

The main results of the work are used in the process of designing and exploitation of horizontal band saw and circular saw machine-tools, in scientific researches and educational process.

**Keywords:** dynamics of machine-tool, dynamic quality, the band saw machine-tool, the circular saw machine-tool, cutting tool, amplitude, transverse oscillations, tensions.

---

Підписано до друку 24.04.2019 р.  
Друк різнограф.  
Наклад 120 прим.

Формат 60x80/16  
Ум. друк. арк. 1,8  
Зам. № 03/2019

---