


ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

«Діагностування зношування косозубих зубчастих передач за вібраційними параметрами в умовах експлуатації машин в Україні»

Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

Шифр **КвРМТВА. 23105.02.01.00**

Виконав студент 4 курсу група МТВАс-23-2  Владислав ВІТВИЦЬКИЙ

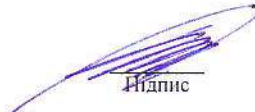
Керівник д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ  Підпис Павло КАПЛУН

Нормоконтролер канд.техн.наук,
доц. каф. ТАМ  Підпис Олег БАБАК

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ

10.06.2026

Дата

 Підпис

Олександр ДИХА

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТАМ


15.04. Диха О.В.
2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Вітвіцькому Владиславу Олександровичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: *Діагностування зношування косозубих зубчастих передач за вібраційними параметрами в умовах експлуатації машин в Україні.*

Керівник роботи: Каплун Павло Віталійович, д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 20.01.2026 р. № 7 (Д 14)

2. Строк подання студентом проекту (роботи) на кафедру 16.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *Матеріали курсових проектів, робіт, практики.*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1) *Аналіз умов роботи косозубих зубчастих передач.*

2) *Аналіз умов експлуатації та факторів зношування в Україні.*

3) *Моделювання та аналіз вібраційних характеристик зубчастих передач.*

4) *Практична оцінка технічного стану зубчастої передачі за вібраційними параметрами.*

4. *Висновки.*

5. Перелік графічного матеріалу (презентація):

Розробити презентацію у вигляді слайдів з розкриттям питань відповідно до мети роботи.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 15.04 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання	Примітка
1	Аналіз зношування та методів діагностування зубчастих передач	28.05.2026	вик
2	Аналіз умов експлуатації та факторів зношування зубчастих передач	4.06.2026	вик
3	Моделювання та аналіз вібраційних характеристик зубчастих передач	8.06.2026	вик
4	Практична оцінка технічного стану зубчастої передачі за вібраційними параметрами	12.06.2026	вик
5	Висновки	14.06.2026	вик
6	Захист роботи	16.06.2026	

Студент



Владислав ВІТВИЦЬКИЙ

Керівник роботи



Павло КАПЛУН

РЕФЕРАТ

Студент групи МТВАс-23-2: Вітвіцький В.О.

Структура та обсяг пояснювальної записки. Кваліфікаційна робота на тему «Діагностування зношування косозубих зубчастих передач за вібраційними параметрами в умовах експлуатації машин в Україні» складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 13 найменувань, розміщених на 2 сторінках, та 1 додатку розміщеного на 12 сторінках. Роботу викладено на 60 сторінках, з них 56 сторінок основного тексту, на яких розміщено 17 рисунків і 5 таблиць.

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню впливу зношування зубчастих передач на їх вібраційні характеристики та можливість застосування вібраційної діагностики для оцінювання технічного стану косозубих передач.

У першому розділі розглянуто характеристику косозубих передач, механізми зношування та їх вплив на параметри зачеплення. Встановлено, що зміна геометрії зубів і жорсткості зачеплення визначає розвиток дефектів.

У другому розділі проаналізовано фактори зношування, типові відмови та обґрунтовано необхідність вібраційної діагностики, особливо в умовах експлуатації машин в Україні.

У третьому розділі досліджено джерела вібрацій, частоту зачеплення та методи аналізу сигналів. Побудовано математичну модель, яка враховує змінну жорсткість і вплив зношування. Встановлено, що зношування призводить до зростання гармонік і появи бокових смуг.

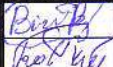
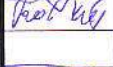


У четвертому розділі виконано розрахунок діагностичних частот та оцінено вплив зношування на вібраційні параметри. Показано, що зі зростанням зношування зменшується жорсткість і підвищується рівень вібрацій. Надано практичні рекомендації щодо діагностики.

Отримані результати підтверджують ефективність вібраційного аналізу для раннього виявлення дефектів і підвищення надійності машин.

Ключові слова: ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА, ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИКА, ЗНОШУВАННЯ, ЧАСТОТА ЗАЧЕПЛЕННЯ, ГАРМОНІКИ.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 АНАЛІЗ ЗНОШУВАННЯ ТА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗП	8
1.1. Загальна характеристика косозубих зубчастих передач	8
1.2. Основні механізми та види зношування зубчастих передач	10
1.3. Вплив зношування на параметри зачеплення	14
2. АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ФАКТОРІВ ЗНОШУВАННЯ	17
2.1. Геометрична інтерпретація зношування зубчастих передач	17
2.2. Фактори, що впливають на зношування зубчастих передач	19
2.3. Аналіз типових відмов зубчастих передач	21
2.4. Обґрунтування необхідності вібраційної діагностики	24
3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗП	28
3.1. Джерела вібрацій у зубчастих передачах	29
3.2. Частота зачеплення та гармонічний склад вібраційного сигналу	31
3.3. Аналіз вібраційних сигналів	32
3.4. Визначення діагностичних ознак зношування	35
3.5. Математична модель зубчастого зачеплення	37
4. ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА ВІБРАЦІЙНИМИ ПАРАМЕТРАМИ	46
4.1. Вихідні дані та характеристика об'єкта діагностування	46
4.2. Розрахунок частоти зачеплення та діагностично значущих гармонік	48
4.3. Оцінювання зміни вібраційних параметрів при розвитку зношування	50
4.4. Рекомендації щодо вібраційної діагностики зубчастих передач	54
ВИСНОВКИ	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58
ДОДАТКИ	60

КвРМТВА. 23105.02.01.00				
Зм	Арк	№ Докум.	Підпис	Дата
Виконав		Вітвіцький		
Перевір.		Каплун		
Н.контр.		Бабак		
Затвер.		Диха		
Діагностування зношування косозубих зубчастих передач за вібраційними параметрами в умовах експлуатації машин в Україні				
		Літера	Аркуш	Аркушів
		4	4	60
ХНУ, МТВАс-23-2				

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку машинобудування та експлуатації технічних систем в Україні особливої актуальності набуває забезпечення надійності та довговічності елементів механічних приводів, серед яких важливе місце займають зубчасті передачі. Косозубі передачі широко застосовуються у транспортних засобах, сільськогосподарській техніці, енергетичних установках і промислового обладнанні, що зумовлює підвищені вимоги до їх експлуатаційних характеристик та ресурсу.

Актуальність дослідження визначається тим, що в українських умовах значна частина машин і механізмів експлуатується при змінних навантаженнях, нерівномірних режимах роботи, підвищеній запиленості та обмежених можливостях технічного обслуговування. У таких умовах відбувається інтенсивне зношування поверхонь зубів, що призводить до порушення геометрії зачеплення, збільшення динамічних навантажень і підвищення рівня вібрацій. Аналіз експлуатації зубчастих передач показує, що значна частка відмов пов'язана саме зі зниженням їх несучої здатності та розвитком поступових дефектів, які накопичуються в процесі роботи [1].

У сучасних дослідженнях значна увага приділяється методам діагностування технічного стану механічних систем, серед яких особливе місце займає вібраційна діагностика. Вона дозволяє здійснювати безрозбірний контроль технічного стану редукторів, трансмісій і підшипникових вузлів, а також своєчасно виявляти дефекти зубчастих передач на ранніх стадіях їх розвитку. Аналіз спектра вібрацій дає змогу ідентифікувати пошкодження, такі як зношування, дисбаланс або порушення зачеплення, ще до настання аварійного стану.

Світові тенденції розвитку технічної діагностики свідчать про активне впровадження систем моніторингу стану обладнання на основі аналізу вібраційних сигналів, що дозволяє підвищити точність виявлення дефектів і

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Проаналізувати вплив зношування на геометричні та динамічні параметри зачеплення.
5. Визначити інформативні вібраційні параметри, які характеризують ступінь зношування зубчастих передач.
6. Розробити підхід до діагностування зношування зубчастих передач на основі аналізу спектральних характеристик вібрацій.
7. Оцінити можливість практичного застосування запропонованих методів для умов експлуатації машин в Україні.

					<u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1. АНАЛІЗ ЗНОШУВАННЯ ТА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Загальна характеристика косозубих зубчастих передач

Косозубі зубчасті передачі є одним із найбільш поширених типів механічних передач, що застосовуються для передавання обертального руху та потужності між валами у різних галузях машинобудування. Вони характеризуються нахиленим розташуванням зубів відносно осі обертання, що забезпечує більш плавне входження зубів у зачеплення, зниження ударних навантажень і підвищення рівномірності передачі крутного моменту.

Основною конструктивною особливістю косозубих передач є наявність кута нахилу зуба, який формує поступове входження в зачеплення кількох пар зубів одночасно. Це забезпечує більшу площу контакту порівняно з прямозубими передачами, що сприяє підвищенню навантажувальної здатності, зниженню контактних напружень і зменшенню рівня шуму та вібрацій у процесі роботи. Завдяки цим властивостям косозубі передачі широко використовуються у відповідальних вузлах, таких як редуктори енергетичних установок, трансмісії транспортних засобів, авіаційні механізми та приводи промислового обладнання [3].

Разом із тим, складніша геометрія зачеплення косозубих передач обумовлює більш складний характер контактної взаємодії зубів. Контакт між зубами відбувається вздовж похилої лінії дії (лінія взаємодії), що змінюється в процесі зачеплення, формуючи змінну довжину контактної лінії та змінну жорсткість системи. Це призводить до появи додаткових осьових сил, які потребують врахування при проектуванні опор і підшипникових вузлів.

У процесі експлуатації косозубі передачі зазнають впливу різноманітних факторів, серед яких особливе значення мають змінні навантаження, умови змащування, точність виготовлення та монтажу. Відомо, що навіть незначні відхилення геометрії зубів або погіршення умов контакту можуть призводити

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Косозубі зубчасті передачі є складними динамічними системами, функціонування яких визначається взаємодією геометричних, трибологічних і динамічних факторів. Це обумовлює необхідність комплексного підходу до їх дослідження, що включає аналіз процесів зношування, моделювання контактної взаємодії та застосування сучасних методів діагностування технічного стану.

1.2. Основні механізми та види зношування зубчастих передач

У процесі тривалої експлуатації зубчасті передачі піддаються інтенсивній дії контактних навантажень, сил тертя та змінних динамічних впливів, що призводить до поступового руйнування поверхневих шарів зубів. Зношування є одним із найбільш характерних і поширених видів пошкоджень зубчастих передач, яке розвивається протягом тривалого часу та поступово погіршує їх експлуатаційні характеристики. Як зазначається у сучасних дослідженнях, зношування зубів призводить до зниження ефективності передачі та може спричинити виникнення більш серйозних дефектів, включаючи значне руйнування зубів або їх повне руйнування [3].

Залежно від умов роботи та характеру контактної взаємодії виділяють кілька основних механізмів зношування, серед яких найбільш поширеними є абразивне, адгезійне та контактно-втомне зношування.

Абразивне зношування виникає внаслідок дії твердих частинок або нерівностей поверхонь, що взаємодіють. У процесі контакту відбувається мікрорізання та пластична деформація поверхневих шарів, що призводить до поступового видалення матеріалу. Такий механізм характерний для умов недостатнього змащування або наявності забруднень у мастильному матеріалі.

Адгезійне зношування пов'язане з утворенням локальних зон зчеплення (мікрозварювання) між контактуючими поверхнями. При відносному переміщенні ці зони руйнуються, що супроводжується відривом частинок матеріалу. Кількісна оцінка інтенсивності такого зношування часто

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

здійснюється за допомогою моделі Арчарда, яка встановлює залежність об'єму зношеного матеріалу від навантаження, шляху тертя та механічних властивостей матеріалу [4].

На рисунку 2 наведено схему моделі зношування Арчарда, яка ілюструє процес взаємодії контактуючих поверхонь у зоні тертя. У моделі показано вплив контактного навантаження, шляху ковзання та властивостей матеріалу на формування об'єму зношеного матеріалу.



Рис. 2 – Схема моделі зношування Арчарда

Кількісна оцінка процесу зношування відповідно до моделі Арчарда визначається за формулою:

$$V = k \cdot \frac{N \cdot S}{H}, \quad (1.1)$$

де: V – об'єм зношеного матеріалу, м^3 ;

k – безрозмірний коефіцієнт зношування (коефіцієнт Арчарда), що залежить від матеріалів контактуючих поверхонь та умов тертя;

N – нормальне контактне навантаження, Н ;

S – шлях тертя (ковзання), м ;

H – твердість більш м'якого матеріалу, Па .

Згідно з формулою Арчарда, об'єм зношеного матеріалу прямо пропорційний прикладеному навантаженню та довжині шляху ковзання, а також обернено пропорційний твердості матеріалу. Це означає, що підвищення навантаження або тривалості роботи передачі призводить до

Як видно з таблиці 1.1, коефіцієнт зношування k не є сталою величиною, а залежить від сукупної дії конструктивних, матеріалознавчих, трибологічних та експлуатаційних факторів. Саме тому під час аналізу процесів зношування зубчастих передач модель Арчарда слід розглядати як узагальнену інженерну залежність, яка потребує врахування реальних умов роботи механізму.

Особливе місце займає контактено-втомне зношування, яке проявляється у вигляді пітингу – утворення мікротріщин на поверхні зубів. Цей процес обумовлений циклічними контактними напруженнями, що виникають у зоні зачеплення. З часом розвиток пітингу призводить до збільшення шорсткості поверхні, зміни умов контакту та прискорення руйнування зубів.

Крім зазначених механізмів, у зубчастих передачах спостерігається зношування профілю зуба, яке є характерним для тривалої експлуатації. Воно проявляється у зміні геометрії зубів, зменшенні їх товщини та порушенні кінематичних параметрів зачеплення. У дослідженні показано, що зношування призводить до відхилення профілю зуба, зміни розподілу навантаження та контактних напружень, що може прискорювати розвиток інших дефектів [5].

Важливою особливістю процесу зношування є його поступовий характер. Навіть на ранніх стадіях незначні зміни геометрії зубів можуть впливати на динамічну поведінку передачі. Зокрема, зношування призводить до зміни параметрів зачеплення, таких як зазор, довжина контактної лінії та жорсткість, що безпосередньо впливає на вібраційні характеристики системи [6]. Крім того, встановлено, що процеси зношування тісно пов'язані з динамікою передачі, а їх взаємний вплив визначає довговічність і надійність роботи механізму [6].

Зношування зубчастих передач є складним багатофакторним процесом, який визначається умовами навантаження, тертя, змащування та геометрією контакту. Його розвиток супроводжується зміною динамічних характеристик передачі та потребує застосування сучасних методів діагностування для своєчасного виявлення дефектів.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Важливим параметром, що зазнає змін у процесі зношування, є довжина контактної лінії. У нормальних умовах зачеплення косозубих передач контакт відбувається вздовж похилої лінії дії, довжина якої змінюється в процесі обертання. При зношуванні спостерігається скорочення цієї довжини внаслідок втрати матеріалу, що призводить до зменшення площі контакту та підвищення питомих навантажень [8].

Ще одним важливим наслідком зношування є зміна міжосьової відстані та кута тиску. Зменшення товщини зубів і накопичення зносу призводять до збільшення зазорів у зачепленні, що викликає зміщення робочих точок контакту. Як наслідок, змінюється кут тиску, що впливає на напрям і величину сил, які діють у зоні контакту. Це може спричинити зростання радіальних та осьових навантажень у передачі [8].

Суттєвим фактором є також зменшення жорсткості зачеплення. У процесі зношування зменшується ефективна площа контакту зубів, що призводить до зниження жорсткості системи. Як показують дослідження, жорсткість зачеплення є функцією довжини контактної лінії, тому її зменшення безпосередньо впливає на зростання деформацій і динамічних навантажень у передачі [9].

Зміни геометричних параметрів зачеплення також спричиняють зростання вібрацій і шуму. Збільшення зазорів, зменшення жорсткості та нерівномірний контакт зубів призводять до виникнення додаткових збурень у системі. Це проявляється у вигляді підвищення амплітуди коливань на частоті зачеплення та появи додаткових гармонік у спектрі вібрацій, що є характерною ознакою зношування зубчастих передач.

Крім того, зношування змінює умови тертя в зоні контакту. Збільшення шорсткості поверхонь і порушення мастильного шару призводять до підвищення коефіцієнта тертя, що, у свою чергу, викликає додаткові фрикційні сили та підсилює динамічні навантаження. Це створює замкнений

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

процес, при якому зношування прискорює саме себе за рахунок погіршення умов контакту [9].

Зношування зубчастих передач має комплексний вплив на параметри зачеплення, включаючи геометрію зубів, довжину контактної лінії, жорсткість, зазори та динамічні характеристики. Ці зміни є основою для формування діагностичних ознак, які можуть бути використані для оцінювання технічного стану передачі за допомогою сучасних методів вібраційного аналізу.

Зміна геометричних і контактних параметрів зачеплення внаслідок зношування безпосередньо впливає на вібраційні характеристики зубчастих передач. Зокрема, зменшення жорсткості зачеплення, збільшення зазорів і нерівномірність контакту зубів призводять до зростання динамічних навантажень і виникнення додаткових коливань у системі. Це проявляється у вигляді підвищення рівня вібрацій на частоті зачеплення, появи гармонік і бокових складових у спектрі сигналу. Таким чином, вібраційні параметри можуть використовуватись як інформативні діагностичні ознаки для оцінювання ступеня зношування зубчастих передач [7–9].

Для кількісної оцінки впливу зношування на параметри зачеплення доцільно використовувати математичні моделі, що враховують зміну довжини контактної лінії та жорсткості зачеплення. Детальний розгляд таких моделей наведено у розділі 3.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ФАКТОРІВ ЗНОШУВАННЯ В УКРАЇНІ

2.1. Геометрична інтерпретація зношування зубчастих передач

Геометрична інтерпретація процесу зношування зубчастих передач полягає у розгляді змін форми, розмірів і взаємного положення зубів у зоні зачеплення. У процесі експлуатації відбувається поступове видалення матеріалу з робочих поверхонь зубів, що призводить до відхилення їх профілю від теоретичної евольвентної форми. Це викликає зміну умов контакту, зміщення точки зачеплення та порушення рівномірності передачі навантаження між зубами.

Згідно з сучасними уявленнями, зношування зубів призводить до зменшення товщини зуба, збільшення міжзубного зазору та зміни геометричних параметрів зачеплення. Як наслідок, змінюється положення лінії дії та довжина контактної лінії, що безпосередньо впливає на умови передачі навантаження. У дослідженнях показано, що зношування спричиняє відхилення профілю зуба та зміну розподілу контактних напружень, що може призводити до прискореного розвитку інших дефектів [10].

Особливо важливим є те, що геометричні зміни мають накопичувальний характер. У міру збільшення ступеня зношування змінюється форма контактної області, що призводить до скорочення довжини лінії зачеплення та підвищення питомих навантажень у зоні контакту. Це, у свою чергу, сприяє подальшому інтенсивному зношуванню та формує замкнений процес деградації поверхонь [11].

Значну роль у геометричній зміні параметрів зачеплення відіграє також характер тертя та умови змащування. У роботі показано, що зміна коефіцієнта тертя в зоні контакту, зумовлена умовами еластогідродинамічного змащування, впливає на розподіл навантаження та динамічну поведінку зубчастої передачі [12]. Погіршення умов змащування призводить до

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаженнями це викликає значні зміни геометрії зачеплення, які проявляються у вигляді підвищення рівня вібрацій і шуму в роботі передач.

Геометрична інтерпретація зношування дозволяє встановити взаємозв'язок між зміною профілю зубів, параметрами зачеплення та умовами експлуатації. Врахування цих факторів є необхідною умовою для правильного оцінювання технічного стану зубчастих передач та розробки ефективних методів їх діагностування в умовах експлуатації машин в Україні.

2.2. Фактори, що впливають на зношування зубчастих передач

Інтенсивність зношування зубчастих передач визначається сукупною дією конструктивних, матеріалознавчих, трибологічних та експлуатаційних факторів. У сучасних дослідженнях підкреслюється, що процес зношування є багатофакторним і залежить не лише від контактного навантаження, а й від умов тертя, геометрії зачеплення та режимів роботи передачі [10].

Одним із визначальних факторів є контактне навантаження, яке безпосередньо впливає на рівень контактних напружень у зоні зачеплення. Зі збільшенням навантаження зростає інтенсивність пластичних деформацій поверхневих шарів, що призводить до прискорення абразивного та адгезійного зношування. Крім того, змінні та ударні навантаження викликають циклічні напруження, що сприяють розвитку контактнo-втомних пошкоджень.

Важливу роль відіграють умови змащування та режим тертя. При наявності стабільного мастильного шару контакт між поверхнями здійснюється в умовах еластогідродинамічного змащування, що значно зменшує інтенсивність зношування. У разі порушення мастильного режиму відбувається перехід до граничного або змішаного тертя, що супроводжується різким зростанням коефіцієнта тертя та прискоренням руйнування поверхонь [13].

Суттєвий вплив має швидкість ковзання та температура в зоні контакту. Зі збільшенням швидкості ковзання зростає тепловиділення, що може

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

призводити до зміни властивостей мастильного матеріалу та зниження міцності поверхневого шару. Підвищення температури сприяє інтенсифікації адгезійних процесів і розвитку задирів, особливо за умов недостатнього змащування.

Не менш важливим є якість поверхонь та точність виготовлення зубів. Підвищена шорсткість або наявність мікродефектів сприяють концентрації напружень і прискорюють початкові стадії зношування. Похибки виготовлення та монтажу, такі як перекося або порушення співвісності валів, призводять до нерівномірного розподілу навантаження та локального перевантаження окремих ділянок зуба [10].

Окрему групу факторів становлять властивості матеріалів і стан поверхневого шару. Твердість, мікроструктура, наявність зміцнених шарів або покриттів визначають здатність матеріалу протистояти зношуванню. Використання сучасних методів зміцнення поверхонь (наприклад, азотування або нанесення покриттів) дозволяє суттєво підвищити зносостійкість зубчастих передач.

Важливим фактором є також наявність забруднень у зоні контакту. Потрапляння абразивних частинок у мастильний матеріал призводить до інтенсивного абразивного зношування, що є характерним для експлуатації техніки в умовах підвищеної запиленості.

Сучасні дослідження показують, що зношування зубчастих передач тісно пов'язане з їх динамічною поведінкою. Зокрема, зміна жорсткості зачеплення, викликана зношуванням, призводить до зростання вібрацій, що, у свою чергу, може прискорювати подальше руйнування поверхонь [10, 12]. Таким чином, між процесами зношування та вібрацій існує взаємозв'язок, який необхідно враховувати при аналізі технічного стану передач.

З урахуванням особливостей експлуатації машин в Україні, до наведених факторів додаються такі специфічні умови, як перевантаження, нестабільність режимів роботи, несвоєчасне технічне обслуговування та

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

використання мастильних матеріалів з пониженими експлуатаційними характеристиками. Це призводить до прискорення процесів зношування та зниження ресурсу зубчастих передач.

Зношування зубчастих передач визначається комплексною дією багатьох факторів, які взаємопов'язані між собою. Врахування цих факторів є необхідною умовою для розробки ефективних методів діагностування та підвищення надійності роботи машин і механізмів.

2.3. Аналіз типових відмов зубчастих передач

Надійність роботи зубчастих передач значною мірою визначається їх здатністю протистояти різним видам пошкоджень, що виникають у процесі експлуатації. Аналіз типових відмов дозволяє встановити причини їх виникнення, взаємозв'язок із умовами роботи та визначити діагностичні ознаки, які можуть бути використані для раннього виявлення дефектів.

Одним із найбільш поширених видів відмов є зношування зубів, яке проявляється у поступовій зміні їх геометрії. У процесі зношування відбувається збільшення зазорів, зменшення товщини зуба та зміна умов контакту, що призводить до порушення рівномірності передачі навантаження. Як показано у сучасних дослідженнях, такі зміни безпосередньо впливають на динамічну поведінку передачі та можуть бути причиною розвитку більш складних дефектів [5, 12].

Другим важливим видом відмов є контактнo-втомне руйнування (пітинг), яке виникає внаслідок багаторазового циклічного навантаження у зоні контакту зубів. Пітинг проявляється у вигляді мікротріщин на поверхні, які поступово розширюються та поглиблюються. Це призводить до збільшення шорсткості, погіршення умов контакту та підвищення локальних напружень.

Не менш небезпечним є адгезійне руйнування (задир), яке виникає при порушенні умов змащування. У цьому випадку відбувається локальне

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

діагностичних ознак у спектрі сигналу, що широко використовується в сучасних системах діагностики [1, 2, 11].

Важливим є також взаємозв'язок між різними видами відмов. Початкове зношування змінює геометрію та жорсткість зачеплення, що сприяє розвитку контактно-втомних і адгезійних пошкоджень. Таким чином, відмови зубчастих передач мають комплексний характер і часто розвиваються за ланцюговим механізмом.

З урахуванням умов експлуатації машин в Україні, розвиток типових відмов прискорюється такими факторами, як перевантаження, нестабільні режими роботи, забруднення мастильних матеріалів та недостатній рівень технічного обслуговування. Це обумовлює необхідність застосування сучасних методів діагностики, які дозволяють своєчасно виявляти дефекти та запобігати аварійним ситуаціям.

Аналіз типових відмов зубчастих передач свідчить про їх багатофакторну природу та тісний зв'язок із процесами зношування і динамічними характеристиками системи. Розуміння цих процесів є основою для розробки ефективних методів діагностування технічного стану передач.

2.4. Обґрунтування необхідності вібраційної діагностики

У сучасних умовах експлуатації машин і механізмів особливого значення набуває своєчасне виявлення дефектів зубчастих передач, що дозволяє запобігти аварійним відмовам і зменшити витрати на ремонт. Традиційні методи контролю технічного стану, такі як візуальний огляд або періодичне розбирання вузлів, є трудомісткими, малоефективними та не забезпечують виявлення дефектів на ранніх стадіях їх розвитку. У зв'язку з цим все більшого поширення набувають методи безрозбірної діагностики, серед яких провідне місце займає вібраційний аналіз.

Як показано у сучасних дослідженнях, вібраційні сигнали зубчастих передач містять інформацію про їх технічний стан, оскільки процеси

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

витрати на експлуатацію, що особливо важливо в умовах сучасного машинобудування України.

В умовах експлуатації машин в Україні вплив вібрацій на процеси зношування проявляється особливо інтенсивно. Наприклад, у редукторах сільськогосподарської техніки, що працюють у запиленому середовищі та при змінних навантаженнях, спостерігається підвищений рівень вібрацій, який призводить до прискореного абразивного зношування зубів. У транспортних засобах, зокрема вантажних автомобілях, нерівномірність навантаження та ударні режими роботи спричиняють розвиток контактних-втомних пошкоджень, що супроводжуються характерними змінами вібраційного спектра.

У промислових редукторах енергетичного та технологічного обладнання підвищені вібрації часто виникають внаслідок зносу підшипників або перекосу валів, що призводить до нерівномірного розподілу навантаження по зубах і локального зношування. У таких умовах відсутність своєчасної діагностики сприяє розвитку дефектів від початкового зношування до аварійного руйнування зубів.

У реальних умовах експлуатації спостерігається замкнений процес: вібрації прискорюють зношування, а зношування, у свою чергу, підсилює вібраційні процеси. Це підтверджує необхідність застосування методів вібраційної діагностики для контролю технічного стану зубчастих передач.

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Вступ до розділу

У попередніх розділах було встановлено, що процеси зношування та розвитку дефектів зубчастих передач безпосередньо пов'язані зі зміною геометричних параметрів зачеплення, жорсткості контактної взаємодії та умов передачі навантаження. Зокрема, зменшення довжини контактної лінії, збільшення зазорів і нерівномірний розподіл навантаження призводять до зростання динамічних навантажень і формування коливальних процесів у системі.

Вібраційні сигнали, що виникають у процесі роботи зубчастих передач, є інтегральним відображенням їх технічного стану. Будь-які зміни геометрії зубів, порушення умов зачеплення або розвиток дефектів неминуче супроводжуються зміною амплітудно-частотних характеристик коливань. Саме тому вібраційний аналіз є одним із найбільш інформативних методів діагностики, який дозволяє виявляти дефекти на ранніх стадіях їх розвитку.

Сучасні підходи до дослідження зубчастих передач базуються на поєднанні математичного моделювання динамічних процесів і експериментального аналізу вібраційних сигналів. Моделювання дозволяє встановити закономірності впливу зношування на параметри зачеплення, зокрема на жорсткість системи, контактні сили та спектральні характеристики коливань. У свою чергу, експериментальні методи дають змогу підтвердити отримані теоретичні залежності та адаптувати їх до реальних умов експлуатації.

Особливу роль відіграє аналіз частоти зачеплення та її гармонік, які є основними діагностичними ознаками стану зубчастої передачі. Зміни амплітуд цих складових, поява бокових смуг і імпульсних компонентів свідчать про наявність дефектів і ступінь їх розвитку. При цьому характер змін

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

вібраційного сигналу визначається типом пошкодження, умовами навантаження та параметрами системи.

В умовах експлуатації машин в Україні, де обладнання часто працює при підвищених навантаженнях і нестабільних режимах, значення вібраційної діагностики суттєво зростає. Наявність додаткових динамічних збурень, викликаних зносом підшипників, перекосами валів або порушенням балансування, ускладнює процес ідентифікації дефектів, що потребує використання більш досконалих методів аналізу.

Дослідження вібраційних характеристик зубчастих передач є ключовим етапом оцінювання їх технічного стану. У цьому розділі розглядаються основні закономірності формування вібраційних сигналів, методи їх аналізу та математичні моделі, що дозволяють описати вплив зношування і дефектів на динамічну поведінку системи.

3.1. Джерела вібрацій у зубчастих передачах

Вібраційні процеси в зубчастих передачах є результатом дії комплексу динамічних факторів, пов'язаних як із конструктивними особливостями передачі, так і з умовами її експлуатації. Джерела вібрацій можуть мати як регулярний (кінематично обумовлений), так і випадковий характер, що значною мірою визначає спектральні характеристики сигналу та ускладнює процес діагностики.

Основним джерелом вібрацій у зубчастих передачах є процес зачеплення зубів, який супроводжується періодичною зміною контактних умов. У процесі обертання зубчастих коліс виникає так звана частота зачеплення, яка визначається кількістю зубів і частотою обертання. Саме ця частота та її гармоніки є базовими складовими вібраційного сигналу та широко використовуються для аналізу технічного стану передачі [2].

Суттєвий внесок у формування вібрацій вносить змінна жорсткість зачеплення. У процесі роботи одночасно контактує різна кількість пар зубів,

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

що призводить до значного зростання вібраційного рівня та прискорення розвитку дефектів.

Вібрації у зубчастих передачах формуються під впливом комплексу взаємопов'язаних факторів, серед яких основними є процес зачеплення зубів, змінна жорсткість системи, похибки виготовлення, зношування та умови експлуатації. Розуміння природи цих джерел є необхідною передумовою для ефективного використання методів вібраційної діагностики.

3.2. Частота зачеплення та гармонічний склад вібраційного сигналу

Однією з ключових характеристик вібраційного сигналу зубчастих передач є частота зачеплення, яка визначається кінематичними параметрами системи та відображає періодичність взаємодії зубів у процесі роботи. Вона є базовою складовою спектра вібрацій і широко використовується як основна діагностична ознака при аналізі технічного стану передач.

Частота зачеплення визначається за залежністю:

$$f_z = z f_r, \quad (3.1)$$

де: f_z – частота зачеплення, Гц;

z – кількість зубів колеса;

f_r – частота обертання вала, Гц.

Для зубчастої передачі з двома колесами вібраційний сигнал формується на основі взаємодії зубів обох коліс, тому у спектрі можуть проявлятися складові, пов'язані з обертанням кожного з них. Основна частота зачеплення супроводжується рядом гармонік, кратних базовій частоті, що формують гармонічну структуру сигналу.

У справному стані зубчастої передачі вібраційний сигнал має відносно стабільний спектральний склад, у якому домінують частота зачеплення та її гармоніки. Однак навіть у цьому випадку присутність змінної жорсткості зачеплення призводить до появи модуляції сигналу, що зумовлює незначні відхилення амплітуд гармонік [6, 8].

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При наявності дефектів структура сигналу суттєво ускладнюється. Зокрема, одним із характерних проявів є поява бокових смуг (sidebands) навколо частоти зачеплення та її гармонік. Виникнення бокових смуг пов'язане з модуляцією сигналу за частотою обертання вала і є типовою ознакою таких дефектів, як зношування, пітинг або перекося зубчастих коліс.

Крім того, розвиток дефектів супроводжується появою імпульсних складових у часовому сигналі, що призводить до розширення спектра та збільшення рівня високочастотних компонентів. Це особливо характерно для локальних пошкоджень зубів, таких як сколювання або задири.

У дослідженнях, присвячених моделюванню зубчастих передач, показано, що зміна параметрів зачеплення, зокрема жорсткості та геометрії зубів, безпосередньо впливає на гармонічний склад сигналу. Зокрема, зменшення жорсткості зачеплення призводить до збільшення амплітуди основної частоти та її гармонік, а також до посилення модуляційних ефектів.

Важливим аспектом є також вплив експлуатаційних умов, таких як змінні навантаження та нестабільність швидкості обертання. У таких умовах відбувається додаткова модуляція сигналу, що ускладнює спектральний аналіз і потребує застосування спеціалізованих методів обробки, таких як часово-синхронне усереднення або спектральний аналіз з високою роздільною здатністю [2].

Частота зачеплення та її гармоніки є основними елементами вібраційного сигналу зубчастих передач, а зміни їх амплітудно-частотних характеристик є інформативними ознаками технічного стану системи. Аналіз гармонічного складу сигналу дозволяє виявляти дефекти на ранніх стадіях і є основою сучасних методів вібраційної діагностики.

3.3. Аналіз вібраційних сигналів

Аналіз вібраційних сигналів є одним із ключових етапів діагностування технічного стану зубчастих передач, оскільки дозволяє отримати інформацію

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

про наявність, тип і ступінь розвитку дефектів без розбирання вузла. Вібраційний сигнал містить у собі складну сукупність періодичних і випадкових компонентів, що формуються під впливом процесу зачеплення, змінної жорсткості, тертя та дефектів різного походження.

У сучасних підходах до аналізу вібраційних сигналів використовуються як часові, так і частотні методи обробки, що дозволяють комплексно оцінити стан передачі. У часовій області аналізуються амплітудні характеристики сигналу, наявність імпульсів, рівень вібрацій та їх нестабільність. Поява імпульсних складових часто свідчить про локальні дефекти зубів, такі як пітинг або сколювання.

Найбільш поширеним є спектральний аналіз (FFT), який дозволяє перейти до частотної області та виділити основні гармонічні складові сигналу. Як зазначається у сучасних дослідженнях, спектр вібрацій зубчастих передач у справному стані характеризується наявністю частоти зачеплення та її гармонік, тоді як при появі дефектів відбувається зміна амплітуд цих складових і поява додаткових компонентів [2, 11].



Рис. 8 – Спектральний аналіз

Однією з ключових ознак дефектів є поява бокових смуг (sidebands) навколо частоти зачеплення. Вони виникають унаслідок модуляції сигналу частотою обертання вала і є характерними для зношування зубів, перекосів або

Важливою особливістю аналізу вібрацій у реальних умовах експлуатації є наявність накладання сигналів від різних джерел, таких як підшипники, вали та інші елементи механізму. Це ускладнює процес діагностики та потребує використання комплексного підходу, який поєднує різні методи аналізу та попередньої обробки сигналу [1].

В умовах експлуатації машин в Україні, де характерні змінні навантаження, підвищена запиленість і нестабільні режими роботи, аналіз вібраційних сигналів є особливо актуальним. Використання сучасних методів обробки сигналів дозволяє ефективно виявляти дефекти навіть за наявності значного рівня шуму та сторонніх збурень.

Аналіз вібраційних сигналів є ефективним інструментом діагностики зубчастих передач, який дозволяє отримати комплексну інформацію про їх технічний стан і забезпечити своєчасне виявлення дефектів.

3.4. Визначення діагностичних ознак зношування

Одним із ключових завдань вібраційної діагностики зубчастих передач є визначення таких ознак сигналу, які найбільш чутливо реагують на розвиток зношування та дозволяють відрізнити його від інших дефектів. Діагностичні ознаки повинні бути інформативними, стійкими до впливу експлуатаційних завод і придатними для виявлення пошкоджень на ранніх стадіях.

У дослідженнях, встановлено, що зношування зубчастих поверхонь призводить до виражених змін у спектральній структурі вібраційного сигналу. Зокрема, зі збільшенням ступеня зношування зростають амплітуди складових на частоті зачеплення, а також її гармонік. При цьому найбільш чутливими виявилися друга та третя гармоніки частоти зачеплення, амплітуда яких суттєво збільшується зі зростанням зношування [3].

Важливою діагностичною ознакою є також поява та підсилення бокових смуг навколо частоти зачеплення та її гармонік. Їх формування пов'язане з модуляцією сигналу частотою обертання вала і зміною умов контакту зубів у

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

процесі роботи. У дослідженні показано, що саме бокові смуги є інформативними індикаторами розвитку дефекту, оскільки вони чітко відображають зростання нерівномірності зачеплення та динамічних збурень [2, 3].

До числа важливих діагностичних ознак належить зміна амплітудного рівня вібрацій у часовій та частотній областях. При зношуванні відбувається збільшення загального рівня коливань, поява локальних імпульсів і зростання нестабільності сигналу. Це пов'язано зі зміною жорсткості зачеплення, збільшенням зазорів і порушенням рівномірності контакту [5, 12].

Суттєве значення має також структура спектра після часово-синхронного усереднення (TSA). Завдяки виділенню періодичної складової, пов'язаної із зачепленням зубів, цей метод дозволяє точніше визначати діагностичні ознаки зношування, зокрема зміну гармонічного складу та зростання бокових смуг. Саме тому у сучасних дослідженнях TSA розглядається як один із найбільш ефективних підходів до аналізу технічного стану зубчастих передач [2].

Узагальнюючи результати моделювання та експериментальних досліджень, можна виділити такі основні діагностичні ознаки зношування зубчастих передач:

1. зростання амплітуди основної частоти зачеплення;
2. підвищення амплітуд другої та третьої гармонік;
3. поява та розширення бокових смуг навколо частоти зачеплення;
4. збільшення загального рівня вібрацій;
5. поява імпульсних складових і нестабільності сигналу в часовій області.

Сучасні оглядові дослідження підтверджують, що саме комплексний аналіз гармонік, бокових смуг і часових характеристик сигналу є найбільш доцільним для оцінювання ступеня зношування. Використання лише однієї ознаки може бути недостатнім, оскільки в реальних умовах експлуатації

динамічній системі зубчастої передачі зростає. Унаслідок цього в процесі зачеплення виникають підвищені динамічні навантаження та сили тертя.

Для врахування впливу зношування на параметри зачеплення у математичній моделі необхідно враховувати зміну довжини контактної лінії та розподілу контактних сил, що детально розглянуто в першоджерелі.

Передача потужності в косозубих передачах супроводжується виникненням радіальних, дотичних і осьових динамічних сил у зоні зачеплення, які збуджують коливання у відповідних напрямках.

Для аналізу цих сил використовується система координат, наведена на рис. 11 (а), у якій вісь x спрямована перпендикулярно до площини зачеплення (OLOA), вісь y збігається з лінією дії (LOA), а вісь z орієнтована вздовж осей валів (осьовий напрямок).

Для справних зубчастих передач цикл зачеплення, що включає три пари зубів, починається в точці C і переміщується по діагоналі вздовж зони контакту до точки D . У випадку рівномірного зношування початкова точка C зміщується, а довжина площини зачеплення зменшується пропорційно ступеню зношування. Це призводить до зміни жорсткості зачеплення, умов тертя та, відповідно, до зміни вібраційних характеристик передачі.

Еквівалентні сили тертя, що діють уздовж окремих ділянок контактної лінії, впливають на площину зачеплення у двох напрямках відносно нахиленої лінії зачеплення (PP).

Для визначення довжини контактної лінії між косозубими колесами використовується аналітичний опис поверхні зуба. Контактна область має форму прямокутника зі сторонами, що дорівнюють ширині зуба b та довжині лінії дії L_{CD} . Залежно від положення контактної точки ця область поділяється на зони (рис. 11 (б)).

Зокрема:

- у зоні R1 довжина контакту поступово зростає;
- у зоні R2 вона залишається сталою;

					<u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k(t) = k_0 + \Delta k(t), \quad (3.3)$$

де $\Delta k(t)$ враховує:

- зміну кількості пар зубів у контакті;
- вплив зношування;
- похибки виготовлення.

Змінна жорсткість зачеплення безпосередньо залежить від довжини контактної лінії та умов взаємодії зубів. У процесі зношування відбувається зменшення довжини лінії дії, що призводить до зниження ефективної жорсткості зачеплення. При цьому, незважаючи на відносно незначне зменшення жорсткості, суттєво зростає параметричне збудження системи, що викликає підвищення рівня динамічних навантажень і вібрацій.

Крім того, нерівномірність зношування призводить до зміни розподілу контактних сил уздовж лінії зачеплення, що викликає додаткові коливання та ускладнює динамічну поведінку системи. Таким чином, змінна жорсткість є одним із ключових факторів формування вібраційного сигналу зубчастих передач.

Розподіл зношування по поверхні зуба. Важливим положенням математичної моделі є врахування того, що зношування поверхні зубів не є рівномірним по всій довжині контакту. У процесі зачеплення умови контакту безперервно змінюються, оскільки точка взаємодії переміщується вздовж лінії дії від початку входження зуба в зачеплення до його виходу із зони контакту. У кожний момент часу змінюються локальні контактні напруження, величина ковзання, умови тертя та фактична площа взаємодії поверхонь. Саме тому інтенсивність зношування в різних ділянках профілю зуба є неоднаковою.

У [3] показано, що на початкових і кінцевих ділянках контакту умови взаємодії є менш стабільними, оскільки саме тут відбуваються вхід і вихід зубів із зачеплення. У цих зонах можливе підвищення локальних контактних напружень, зміна напрямку відносного ковзання та порушення рівномірності розподілу навантаження. У центральній частині контакту умови взаємодії є

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

більш усталеними, однак і тут зношування залежить від поточної довжини контактної лінії, величини сили нормального тиску та коефіцієнта тертя.

Розподіл зношування визначається не лише геометрією зуба, а й кінематикою зачеплення. Якщо в одних ділянках профілю переважає відносно плавне ковзання при стабільному навантаженні, то в інших спостерігається підвищена концентрація напружень, що прискорює видалення матеріалу. У результаті на поверхні зуба формуються локальні області більш інтенсивного зношування, які з часом змінюють профіль зуба, зменшують товщину робочого шару та погіршують умови подальшого контакту.

Нерівномірний розподіл зношування має принципове значення для динаміки зубчастої передачі. По-перше, він призводить до локального зниження жорсткості зачеплення. По-друге, викликає нерівномірність передачі навантаження вздовж контактної лінії. По-третє, створює додаткові джерела параметричного збурення, які відображаються у вібраційному сигналі у вигляді зростання гармонік, появи бокових смуг та посилення імпульсних складових. Отже, аналіз характеру розподілу зношування є необхідним не лише для геометричного опису дефекту, а й для пояснення механізму формування діагностичних ознак у спектрі вібрацій.

На рис. 13 наведено характер розподілу зношування по поверхні зуба. Із нього видно, що інтенсивність руйнування матеріалу змінюється вздовж профілю нерівномірно, а окремі ділянки зуба зазнають підвищеного навантаження і, відповідно, більшого спрацювання. Це підтверджує необхідність врахування локального характеру зношування при побудові математичної моделі та інтерпретації результатів вібраційної діагностики.

Як видно з рис. 13, локальні зони підвищеного зношування формують нерівномірний профіль зуба, що призводить до зміни жорсткості зачеплення та появи додаткових динамічних збурень. Саме ці зміни є однією з причин трансформації вібраційного сигналу при розвитку дефекту.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

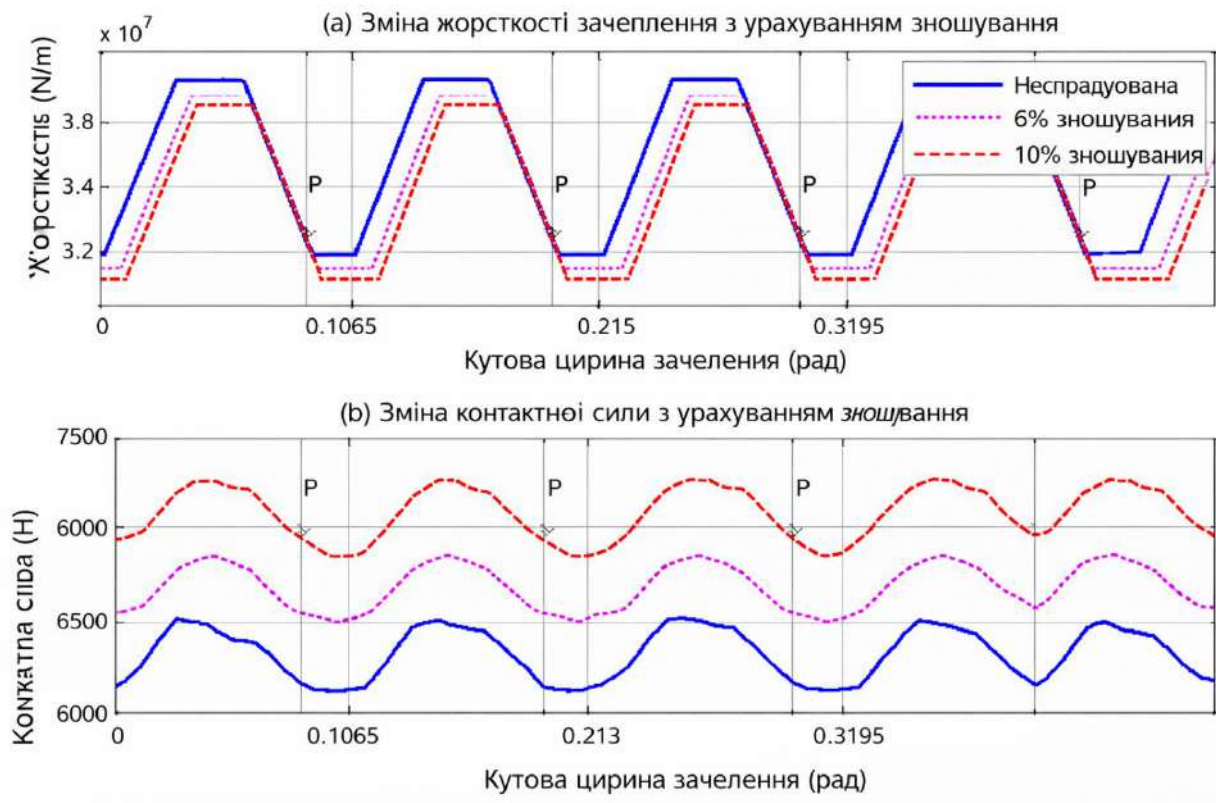


Рис. 13 – Розподіл зношування по поверхні зуба косозубої передачі

У розділі 3 було досліджено формування вібраційних характеристик зубчастих передач та їх зв'язок із процесами зношування і зміною параметрів зачеплення. Встановлено, що основними джерелами вібрацій є процес взаємодії зубів, змінна жорсткість зачеплення, похибки виготовлення та монтажу, а також розвиток дефектів у процесі експлуатації.

Показано, що ключовою діагностичною ознакою є частота зачеплення та її гармоніки, які формують основу спектрального складу вібраційного сигналу. При розвитку зношування спостерігається зростання амплітуд гармонік, поява бокових смуг і імпульсних складових, що дозволяє використовувати вібраційний аналіз для виявлення дефектів на ранніх стадіях.

Розглянуто сучасні методи аналізу вібраційних сигналів, зокрема спектральний аналіз та метод часово-синхронного усереднення, які забезпечують підвищення точності діагностики та дозволяють виділяти інформативні складові сигналу навіть за наявності значного рівня завад.

Побудовано математичну модель зубчастого зачеплення, яка враховує змінну жорсткість, геометрію контакту та вплив зношування. Встановлено, що зменшення довжини контактної лінії та нерівномірний розподіл зношування призводять до зміни жорсткості зачеплення і формування додаткових динамічних збурень, які безпосередньо відображаються у вібраційному сигналі.

Обґрунтовано можливість використання вібраційних параметрів як ефективних діагностичних ознак технічного стану зубчастих передач. Отримані результати є теоретичною основою для проведення практичних розрахунків і оцінювання стану передач у наступному розділі.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
						45
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

4. ПРАКТИЧНА ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА ВІБРАЦІЙНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

4.1. Вихідні дані та характеристика об'єкта діагностування

Практична частина роботи спрямована на оцінювання технічного стану зубчастої передачі за вібраційними параметрами, які змінюються в процесі розвитку зношування. Як об'єкт діагностування доцільно розглядати косозубу зубчасту передачу редуктора, оскільки саме такий тип передач широко використовується в приводах транспортних, сільськогосподарських, енергетичних та промислових машин.

У роботі приймається, що діагностування технічного стану здійснюється за результатами аналізу вібраційного сигналу, сформованого в зоні роботи зубчастого зачеплення. Основними параметрами, які підлягають оцінюванню, є частота зачеплення, амплітуди її гармонік, наявність бокових смуг, а також зміна загального рівня вібрації. Саме ці показники, відповідно до розглянутих у попередніх розділах теоретичних положень, є найбільш інформативними для виявлення зношування зубів.

Для проведення розрахунків і практичної оцінки технічного стану необхідно задати вихідні параметри передачі. До них належать:

- кількість зубів ведучого колеса;
- кількість зубів веденого колеса;
- частота обертання ведучого вала;
- передавальне число;
- тип передачі;
- характер навантаження;
- орієнтовний технічний стан передачі.

Для прикладного розрахунку може бути прийнята косозуба передача редуктора, що працює в умовах змінного навантаження. Такі умови є характерними для реальної експлуатації машин в Україні, де обладнання часто

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

4.2. Розрахунок частоти зачеплення та діагностично значущих гармонік

Одним із основних етапів вібраційної діагностики зубчастих передач є визначення частоти зачеплення та її гармонік, які формують базову структуру спектра вібраційного сигналу. Саме ці складові використовуються для ідентифікації технічного стану передачі та виявлення дефектів, зокрема зношування зубів.

4.2.1 Розрахунок частоти обертання.

Частота обертання вала визначається за формулою:

$$f_1 = \frac{n_1}{60}, \quad (4.1)$$

де:

$n_1 = 960$ об/хв – частота обертання ведучого.

$$f_1 = \frac{960}{60} = 16 \text{ Гц}$$

4.2.2 Розрахунок частоти зачеплення.

Частота зачеплення визначається як:

$$f_z = z_1 \cdot f_1 \quad (4.2)$$

де:

$z_1 = 24$ – кількість зубів ведучого колеса.

$$f_z = 24 \cdot 16 = 384 \text{ Гц}$$

4.2.3 Розрахунок гармонік частоти зачеплення.

Гармоніки визначаються як кратні частоти зачеплення:

$$f_{z,n} = n \cdot f_z \quad (4.3)$$

де: $n = 2, 3, \dots$

Розрахуємо основні:

2-га гармоніка:

$$f_{z,2} = 2 \cdot 384 = 768 \text{ Гц}$$

3-тя гармоніка:

$$f_{z,3} = 3 \cdot 384 = 1152 \text{ Гц}$$

4.2.4 Частоти бокових смуг.

					<u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При наявності дефектів у спектрі з'являються бокові смуги:

$$f = f_z \pm k \cdot f_1 \quad (4.4)$$

де $k = 1, 2, 3$

Розрахуємо для першого порядку:

$$f = 384 - 16 = 368 \text{ Гц}$$

$$f = 384 + 16 = 400 \text{ Гц}$$

Для другого порядку:

$$f = 384 - 32 = 352 \text{ Гц}$$

$$f = 384 + 32 = 416 \text{ Гц}$$

Таблиця 4.2. Основні діагностичні частоти зубчастої передачі

Параметр	Позначення	Значення, Гц
Частота обертання	f_1	16
Частота зачеплення	f_z	384
2-га гармоніка	$f_{z,2}$	768
3-тя гармоніка	$f_{z,3}$	1152
Бокова смуга (-1)	$f_z - f_1$	368
Бокова смуга (+1)	$f_z + f_1$	400

4.2.5 Інтерпретація результатів.

Отримані значення частоти зачеплення та її гармонік є базовими діагностичними параметрами для аналізу вібраційного сигналу зубчастої передачі. У справному стані системи у спектрі домінують складові на частоті f_z та її гармоніках.

При розвитку зношування спостерігаються такі зміни:

- зростання амплітуди гармонік;
- поява та посилення бокових смуг;
- збільшення рівня високочастотних складових.

Особливо інформативними є друга та третя гармоніки частоти зачеплення, які, відповідно до теоретичних положень, найбільш чутливо реагують на зміну жорсткості зачеплення та розвиток дефектів.

розподіляється нерівномірно, а окремі ділянки зуба зазнають підвищеного тиску.

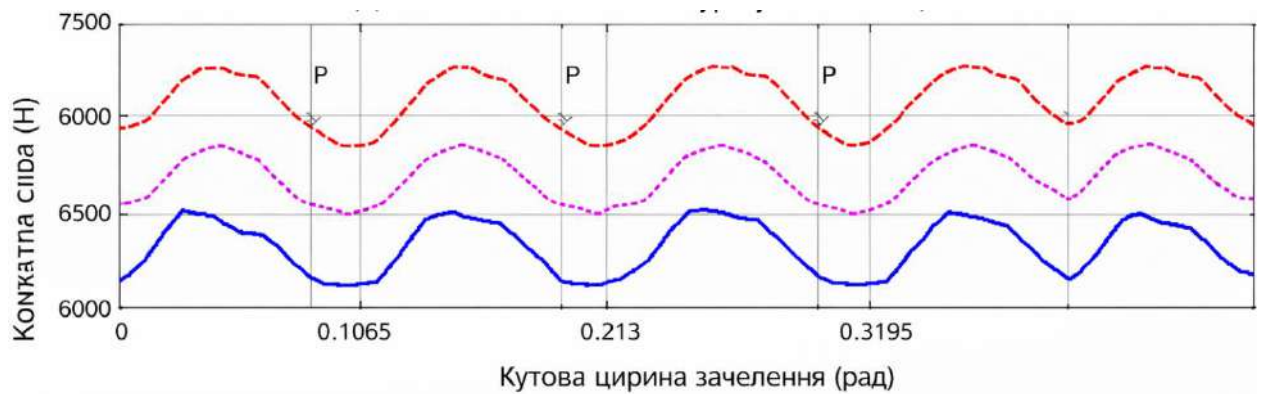


Рис. 15 – Зміна контактної сили при різному ступені зношування

З рисунка 15 видно, що зі зростанням зношування амплітуда контактної сили збільшується, а її розподіл стає більш нерівномірним. Це призводить до підвищення динамічних навантажень і прискорення процесу руйнування зубів.

4.3.3 Вплив зношування на вібраційний сигнал.

Зміни жорсткості та контактних сил безпосередньо впливають на вібраційні характеристики передачі. У процесі розвитку зношування спостерігаються такі зміни:

- збільшення амплітуди коливань на частоті зачеплення;
- підсилення гармонік;
- поява та розширення бокових смуг;
- зростання імпульсних складових у часовому сигналі.

Ці зміни обумовлені нерівномірністю контакту, локальним зниженням жорсткості та збільшенням сил тертя.

4.3.4 Узагальнення результатів.

Для наочності результати впливу зношування на вібраційні параметри наведено у таблиці. Отримані результати підтверджують, що навіть незначне зношування зубчастих передач призводить до суттєвих змін у вібраційному сигналі. Це дозволяє використовувати вібраційні параметри як ефективні діагностичні ознаки для оцінювання технічного стану.

Особливо важливо, що зміни вібраційного сигналу випереджають критичні руйнування, що робить можливим раннє виявлення дефектів і запобігання аварійним відмовам.

Таблиця 4.3. Вплив зношування на вібраційні параметри

Параметр	Справний стан	Зношування 6%	Зношування 10%
Жорсткість зачеплення	Висока	Знижена	Значно знижена
Контактна сила	Стабільна	Зростає	Значно зростає
Амплітуда вібрацій	Низька	Середня	Висока
Бокові смуги	Відсутні	Помітні	Виражені

В умовах експлуатації машин в Україні, де характерні підвищені навантаження та нестабільні режими роботи, застосування вібраційної діагностики дозволяє значно підвищити надійність роботи зубчастих передач і зменшити витрати на ремонт.

4.3.5. Схема експериментальної установки для вібраційної діагностики

Для отримання вібраційних сигналів зубчастих передач у практичних умовах застосовуються спеціалізовані експериментальні установки, які забезпечують вимірювання коливань у процесі роботи механізму.

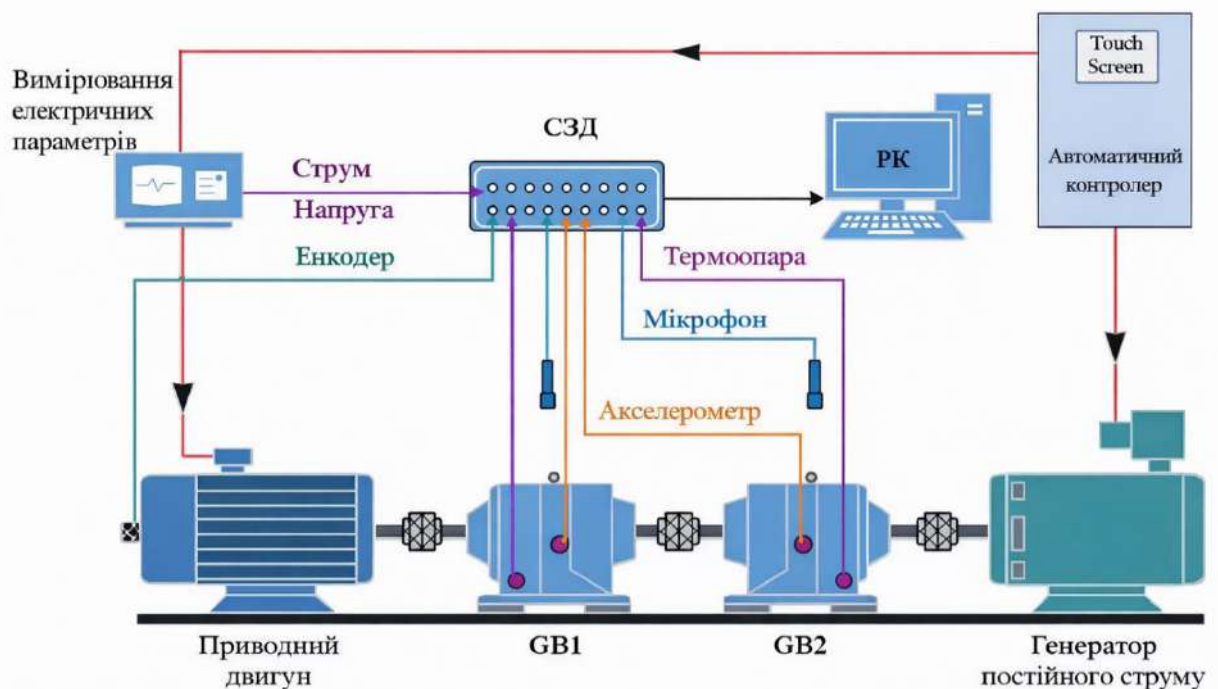


Рис. 16 – Схема установки для вібраційної діагностики зубчатої передачі

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

На рис. 16 наведено типову схему експериментальної установки для дослідження вібрацій зубчастої передачі. Основними елементами системи є:

- зубчастий редуктор;
- привідний двигун;
- датчик вібрацій (акселерометр), встановлений у зоні підшипникової опори;
- система збору даних;
- комп'ютер для обробки сигналів.

У процесі роботи передачі вібраційний сигнал знімається акселерометром і передається до системи збору даних, де виконується його аналіз за допомогою спектральних методів. Такий підхід дозволяє визначати частоту зачеплення, гармоніки та діагностичні ознаки зношування.

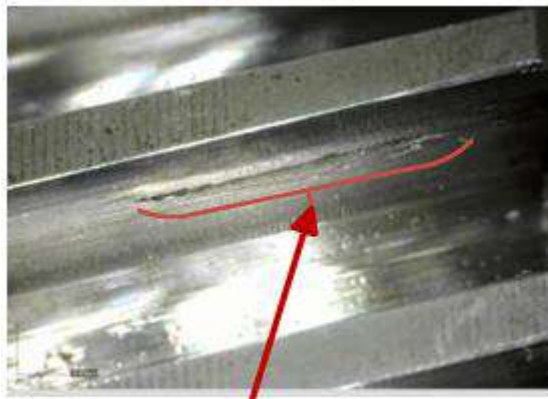
Результати експериментальних досліджень, наведені [3], підтверджують ефективність використання вібраційних параметрів для виявлення зношування зубчастих передач.

Під час проведення випробувань система онлайн-моніторингу фіксувала зміну трьох гармонік частоти зачеплення та відповідних бокових смуг для кожного ступеня передачі, отриманих із амплітудного спектра вібраційних сигналів після часово-синхронного усереднення (TSA). Випробування було завершено в момент, коли характеристики бокових смуг у вібраційному сигналі продемонстрували суттєве зростання (більш ніж у два рази відносно базового рівня), що свідчило про наявність значного дефекту в досліджуваному редукторі.

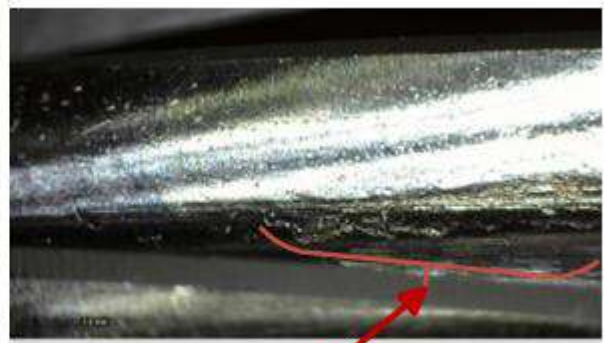
На рисунку 17 показано дефекти зношування зубів у першому ступені редуктора після завершення випробувань. Видно, що інтенсивні задири на поверхні зубів, спричинені зношуванням, однаково впливають як на ведучу шестерню, так і на зуби колеса, що свідчить про суттєвий ступінь пошкодження передачі.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Зношування, що спостерігається, відповідає пізній стадії руйнування поверхні зубів. На ранніх етапах експлуатації більш характерними є рівномірне зношування та незначне поверхневе спрацювання, які часто виникають унаслідок металургійних дефектів матеріалу, порушень режимів термічної обробки, низької якості обробки поверхні або похибок виготовлення.



Зона зношування на шестерні першого ступеня



Зона зношування на зубчастому колесі першого ступеня

Рис. 17 – Дефекти зношування зубчастої передачі

Для діагностики зношування поверхні зубів на ранніх стадіях у динамічній моделі було змодельовано рівномірне зношування. Невелике та рівномірне видалення матеріалу може бути ефективно виявлене та оцінене за допомогою системи моніторингу технічного стану.

4.4 Практичні рекомендації щодо вібраційної діагностики зубчастих передач

На основі проведеного аналізу вібраційних характеристик зубчастих передач та результатів моделювання впливу зношування можуть бути сформульовані практичні рекомендації щодо застосування методів вібраційної діагностики в умовах експлуатації машин і механізмів.

4.4.1 Рекомендації щодо вибору контрольованих параметрів.

Для оцінювання технічного стану зубчастих передач доцільно контролювати такі параметри вібраційного сигналу:

- амплітуду коливань на частоті зачеплення;

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

- амплітуди другої та третьої гармонік;
- наявність і інтенсивність бокових смуг;
- загальний рівень вібрації;
- імпульсні складові сигналу в часовій області.

Найбільш інформативними є зміни гармонічного складу сигналу, оскільки вони безпосередньо пов'язані зі станом зубчастого контакту.

4.4.2 Рекомендації щодо розміщення датчиків.

Для забезпечення достовірності вимірювань необхідно правильно обирати місця встановлення датчиків вібрації:

- акселерометри доцільно встановлювати на корпусі редуктора в зоні підшипникових опор;
- напрямок вимірювання повинен співпадати з основними напрямками передачі навантаження;
- бажано виконувати вимірювання у декількох точках для підвищення точності діагностики.

Таке розміщення забезпечує максимальну чутливість до змін, пов'язаних із зачепленням зубів.

4.4.3 Рекомендації щодо обробки сигналу.

Для аналізу вібраційних сигналів рекомендується застосовувати такі методи:

- спектральний аналіз (FFT) для визначення частоти зачеплення та її гармонік;
- метод часово-синхронного усереднення для виділення періодичної складової сигналу;
- аналіз огинаючої сигналу для виявлення імпульсних дефектів;
- фільтрацію сигналу для зменшення впливу шумів.

Комплексне використання цих методів дозволяє підвищити точність діагностики та виявляти дефекти на ранніх стадіях.

4.4.4 Рекомендації щодо інтерпретації результатів.

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

При аналізі вібраційного сигналу необхідно враховувати такі особливості:

- зростання амплітуди гармонік свідчить про розвиток зношування;
- поява бокових смуг вказує на нерівномірність зачеплення;
- імпульсні сигнали можуть бути ознакою локальних пошкоджень;
- різке зростання вібрації свідчить про можливість аварійного стану.

Для підвищення достовірності діагностики доцільно використовувати комплексний аналіз декількох ознак одночасно.

4.4.5 Особливості застосування в умовах України.

В умовах експлуатації машин в Україні необхідно враховувати такі фактори:

- підвищені та нерівномірні навантаження;
- нестабільні режими роботи;
- обмежений рівень технічного обслуговування;
- забруднення мастильних матеріалів.

У таких умовах вібраційна діагностика є особливо ефективною, оскільки дозволяє:

- виявляти дефекти без зупинки обладнання;
- зменшувати ризик аварійних відмов;
- оптимізувати витрати на ремонт і обслуговування.

4.4.6 Узагальнення.

Використання методів вібраційної діагностики дозволяє ефективно контролювати технічний стан зубчастих передач і своєчасно виявляти розвиток зношування. Практичне застосування запропонованих рекомендацій сприяє підвищенню надійності роботи машин і зниженню експлуатаційних витрат.

					<i><u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ВИСНОВКИ

У рамках випускної кваліфікаційної роботи бакалавра досліджено вплив зношування зубчастих передач на їх вібраційні характеристики та можливість застосування вібраційної діагностики для оцінювання технічного стану косозубих передач.

Кваліфікаційна робота складається із чотирьох розділів.

У першому розділі розглянуто характеристику косозубих передач, механізми зношування та їх вплив на параметри зачеплення. Встановлено, що зміна геометрії зубів і жорсткості зачеплення визначає розвиток дефектів.

У другому розділі проаналізовано фактори зношування, типові відмови та обґрунтовано необхідність вібраційної діагностики, особливо в умовах експлуатації машин в Україні.

У третьому розділі досліджено джерела вібрацій, частоту зачеплення та методи аналізу сигналів. Побудовано математичну модель, яка враховує змінну жорсткість і вплив зношування. Встановлено, що зношування призводить до зростання гармонік і появи бокових смуг.

У четвертому розділі виконано розрахунок діагностичних частот та оцінено вплив зношування на вібраційні параметри. Показано, що зі зростанням зношування зменшується жорсткість і підвищується рівень вібрацій. Надано практичні рекомендації щодо діагностики.

Отримані результати підтверджують ефективність вібраційного аналізу для раннього виявлення дефектів і підвищення надійності машин.

Випускна кваліфікаційна робота складається з 60 сторінок, містить 17 ілюстрацій, 5 таблиць, 6 формул, 13 джерел та 1 додаток.

Ключові слова: ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА, ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИКА, ЗНОШУВАННЯ, ЧАСТОТА ЗАЧЕПЛЕННЯ, ГАРМОНІКИ.

					<i>КвРМТВА. 23105.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Myhal V. D., Arhun Sh. V. *Vibration diagnostics of machines: design, manufacturing, operation*. Kharkiv: Machulin. 2024.
2. Feng K., Ji J. C., Ni Q., Beer M. *A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182. Article 109605
3. Brethee K. F., Zhen D., Gu F., Ball A. D. *Helical gear wear monitoring: Modelling and experimental validation*. Mechanism and Machine Theory. 2017. Vol. 117. P. 210–229.
4. Archard J. F. *Contact and rubbing of flat surfaces*. Journal of Applied Physics. 1953. Vol. 24. P. 981–988.
5. Ding H. *Dynamic modeling of gear systems with wear*. Mechanism and Machine Theory. 2018.
6. Jiang H., et al. *Time-varying mesh stiffness modeling of helical gears and its effect on dynamics*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2019.
7. Kar C., Mohanty A. R. *An algorithm for determination of time-varying mesh stiffness and friction in helical gear systems*. Mechanism and Machine Theory. 2007.
8. Jiang H., Shao Y., Mechefske C. K. *Dynamic characteristics of helical gears considering time-varying mesh stiffness*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2015.
9. Ding H., Kahraman A. *Interactions between nonlinear spur gear dynamics and surface wear*. Journal of Sound and Vibration. 2007.
10. Feng K., Ji J. C., Ni Q., Beer M. *A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182. Article 109605.
11. Zhang Y., Zuo M. J. *Gear fault diagnosis using deep learning and vibration signal analysis: A review*. Measurement. 2022. Vol. 186. Article 110112.

					<u>КвPMTBA. 23105.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

12. Liu H., Zhang H., Liu Y. *Dynamic modeling and vibration analysis of gear systems considering wear*. Applied Sciences. 2022. Vol. 12. Article 8395

13. Habchi W., Vergne P., Eyheramendy D., Morales-Espejel G. E. *A full-system approach of the elastohydrodynamic lubrication problem: Application to gears*. Tribology International. 2022. Vol. 165. Article 107297.

					<u>КвPMTBA. 23105.02.01.00</u>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					<u>КвРМТВА. 23105.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60