

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра механіки та
інженерії агроecosистем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

Гарбузюк Вадим Павлович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача вищої освіти)

УДК 662.636.3

(індекс)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**Обґрунтування параметрів обладнання для
діагностування та випробування коробок передачі**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне
джерело _____ В. П. Гарбузюк

(підпис, ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи

Цивенкова Н.М.

(прізвище, ім'я, по батькові)

ДОЦЕНТ, канд. тех. наук

(науковий ступінь, вчене звання)

Житомир – 2020

АНОТАЦІЯ

Гарбузюк В. П. Обґрунтування параметрів обладнання для діагностування та випробовування коробок передач. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2020.

Представлено методику діагностування параметрів технічного стану зубів коліс ЗП, яка базується на використанні електромагнітних імпульсів. Отримано аналітичні залежності величини виміряного сигналу від геометричних параметрів зубчатого зачеплення. На основі розробленого способу діагностування розроблено апаратну частину діагностичного обладнання, за допомогою якої можна підвищити оперативність здійснення діагностичних робіт, пов'язаних з визначенням ступеню спрацювання зубів, спрогнозувати залишковий ресурс передачі та розробити рекомендації щодо покращення технічного стану зубчатих передач МКП трансмісій.

Представлено алгоритм виконання діагностичних робіт з визначення ступеню спрацювання зубчатих коліс КП та визначення технічного стану КП трансмісій. Застосування запропонованого алгоритму дозволяє знизити трудомісткість діагностичних робіт на 60% і скоротити час на діагностику на 30%. Економічна ефективність від застосування розробленого методу та засобу для здійснення діагностики КП трактора у виробничих умовах за цінами 2020 року склала 193033, грн. на рік. Розрахунки виконані для транспортного засобу БЕЛАРУС-1221.2.

Ключові слова: зубчата передача, коробка передач, трансмісія, діагностичне обладнання.

SUMMARY

Harbuziuk V. P. Substantiation of parameters of equipment for diagnosing and testing gearboxes. – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – agroengineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2020.

The method of diagnosing the parameters of the technical condition of teeth of gear wheels, which is based on the use of electromagnetic pulses, is presented. Analytical dependences of the measured signal magnitude on the geometrical parameters of gearing are obtained. Based on the developed method of diagnosis, the hardware of the diagnostic tools has been developed. They can be used to increase the efficiency of diagnostic work related to determining the degree of operation of teeth, predict the residual transmission life and develop recommendations for improving technical conditions of manual transmissions.

An algorithm for performing diagnostic work to determine the degree of operation of the gears of the gearbox and determine the technical condition of the gearboxes is presented. The application of the proposed algorithm reduces the complexity of diagnostic work by 60% and reduces the time for diagnosis by 30%. The economic efficiency from the application of the developed method and means for the diagnosis of tractor gearboxes in production conditions at 2020 prices amounted to 193033.5 UAH for a year. Calculations were performed for the vehicle BELARUS-1221.2.

Key words: gear, gearbox, transmission, diagnostic equipment.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПРИЛАДІВ ТА СПОСОБІВ ЗДІЙСНЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ.....	8
1.1. Аналіз працездатності та основних дефектів зубчастих коліс механічних коробок передач.....	8
1.2. Аналіз методів та обладнання для контролю ступеню спрацювання зубів коліс зубчастих передач.....	11
1.3. Висновки до розділу 1.....	16
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ МОНІТОРИНГУ СПРАЦЮВАННЯ КОЛІС ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ.....	16
2.1. Обґрунтування параметрів для контролю зубчастих передач..	16
2.2. Вибір способу контролю спрацювання коліс зубчастих передач.....	18
2.3. Математичне моделювання процесу перевірки та контролю коробки передач механічної трансмісії на стенді.....	20
2.4. Алгоритм підготовки параметрів, які підлягають перевірці.....	21
2.5. Висновки до розділу 2.....	25
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	26
3.1. Мета та задачі експериментальних досліджень.....	26
3.2. Визначення режимів тестового контролю ступеню спрацювання зубів зубчатої передачі.....	29
3.3. Результати експериментальних досліджень контролю ступеню спрацювання зубів зубчатої передачі.....	31
3.4. Експериментальні дослідження ступеню спрацювання зубів коробки передач трактора БЕЛАРУС-1221.2.....	33
3.5. Висновки до розділу 3.....	35
ВИСНОВКИ.....	36
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	37

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЗП – зубчата передача;

МКП – механічна коробка передач;

СКЗ – сумарний кутовий зазор;

ЗК – зубчате колесо;

ШЗ – шліцьове з'єднання;

ГДЗ – гранично допустиме значення;

J_1 – осьовий момент інерції деталей двигуна, маховика двигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_2 – осьовий момент інерції деталей зчеплення, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_3 – осьовий момент інерції вхідного вала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_4 – осьовий момент інерції проміжного вала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_5 – осьовий момент інерції вторинного вала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_6 – осьовий момент інерції деталей, які сприймають момент опору, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

c'_1, c_2, \dots, c_n – коефіцієнти жорсткості пружин демпфера і жорсткості трансмісійних валів, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$;

$\chi'_1, \chi_2, \chi_3, \chi_4, \chi_5, \chi$ – коефіцієнти непружного опору демпфера, трансмісійних валів та еквівалентне значення даного параметру, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$;

T' – момент приводного двигуна, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

T'' – момент опору, що виникає під час роботи об'єкта діагностики, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

u_1, u_2, u_3 – передаточні відношення зубчатих передач;

$\varphi_1, \dots, \varphi_n$ – узагальнені координати пересування ланок динамічної системи, рад;

$\omega_1, \dots, \omega_n$ – кутові швидкості ланок динамічної системи, рад/с;

A_{Fn} – робота i -ї сили на можливому переміщенні системи, Дж;

$\delta\omega_n$ – варіація узагальненої координати;

j_b – інтегральний параметр величини гарантованого бокового зазору, град;

Δj_{bl} – гранично допустиме значення гарантованого бокового зазору ЗП, град;

Δj_{bq} – гранично допустиме значення гарантованого бокового зазору для кожного елемента ланцюга, град;

n – частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

R – кількість рівнів варіювання факторів, шт.

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. В умовах експлуатації сільськогосподарської техніки, особливо тракторів, однією з важливих задач є підвищення надійності роботи трансмісій. Близько 30 % відмов агрегатів тракторів припадає на трансмісію, основним вузлом якої є механічна коробка передач (МКП). Якість складання нових та відновлених КП, а також існуючі методи та засоби контролю якості складання залишаються на невисокому рівні. Перераховані факти свідчать про необхідність контролю технічного стану вузлів і з'єднань у нових коробках передач після їх складання, здійснення післяремонтного контролю, а також проведення діагностики в умовах експлуатації. Під час контролю вузлів і з'єднань МКП в умовах експлуатації існують різні прилади діагностики, однак усі вони не дозволяють автоматизувати процес діагностики. Основними недоліками існуючих методів і діагностичного обладнання є їх висока трудомісткість і проведення діагностики тільки загального технічного стану МКП. Тому слід розробити новий метод оцінки технічного стану зубчастих зачеплень МКП трансмісій транспортних засобів (ТЗ) [1, 9, 11].

Мета роботи – вдосконалити методику оцінки технічного стану зубчастих зачеплень МКП трансмісій ТЗ з використанням способу магнітоелектричного контролю. Це дозволить прогнозувати залишковий ресурс, знизити трудомісткість і підвищить оперативність оцінки технічного стану МКП.

Завдання роботи:

1. Розробити алгоритми, які дозволять змодельовати процеси, що протікають в тяговому і тестовому режимах роботи зубчастих зачеплень МКП.
2. Розробити спосіб контролю параметрів технічного стану зубчастих зачеплень МКП трансмісій транспортних засобів.
3. Встановити залежність величини сигналу, отриманого способом магнітоелектричного контролю, від геометричних параметрів зубчастих зачеплень МКП та розробити відповідні прилади для діагностики. Це дозволить: визначити параметри технічного стану зубчастих зачеплень МКП за

ступенем зношення бічної поверхні зубів; скоротить час на контроль технічного стану МКП; прогнозувати залишковий ресурс деталей та вузлів МКП.

4. Виконати на практиці діагностику технічного стану зубчатих зачеплень для оцінки залишкового ресурсу МКП. На основі прогнозу ефективності використання діагностичного обладнання і результатів, отриманих в процесі діагностики, розробити алгоритм здійснення технічної діагностики, основою якого є рекомендації щодо підвищення рівня технічного стану зачеплень МКП.

Предмет дослідження – технічний стан зубчатих передач МКП.

Об'єкт дослідження – механічна коробка передач трансмісії ТЗ.

Методи дослідження. Аналітичні дослідження виконувалися з застосуванням класичних положень теорії ймовірності та математичної статистики, теорії експерименту, математичного моделювання, програмування. Експериментальні дослідження проводились з використанням експериментальної установки Поліського національного університету згідно з галузевими стандартами і у відповідності до прийнятої методики із застосуванням відповідного вимірювального обладнання.

Перелік публікацій автора за темою дослідження:

Результати кваліфікаційної роботи надруковано в збірниках праць «Студентські читання – 2020: Матеріали науково-практичних конференцій «Студентські читання – 2020». Житомир: Поліський національний університет, 2020, які проходили 5-6 березня та 26 жовтня 2020 року.

Практичне значення отриманих результатів:

– розроблено дослідний зразок діагностичного обладнання, який може слугувати прототипом до промислового зразка даного виду обладнання для здійснення контролю зубчастих передач МКП трансмісії ТЗ;

– використання розробленого діагностичного обладнання в промислових умовах дозволить спрогнозувати залишковий ресурс МКП трансмісії ТЗ, зменшити час на контроль, знизити трудомісткість діагностики і розробити рекомендації щодо підвищення рівня технічного стану зубчатих передач МКП.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота містить вступ, три розділи, кожен з яких включає підрозділи, висновки до кожного розділу, загальні висновки, список використаних літературних джерел з 45 найменувань, додатки. Загальний обсяг роботи становить 36 арк.

РОЗДІЛ. 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПРИЛАДІВ ТА СПОСОБІВ ЗДІЙСНЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Аналіз працездатності та основних дефектів зубчастих коліс механічних коробок передач

Стан ЗП оцінюється величиною зношення робочих поверхонь та наявністю одиничних дефектів зубів. До одиничних дефектів зубів відносяться сколювання, обломи, викришування робочих поверхонь коліс ЗП (рис. 1.1) [9, 13–15]. Наявність таких дефектів є ознакою швидкого руйнування передачі, оскільки вони викликають додаткові динамічні навантаження, які перевищують робочі вдвічі, іноді – втричі [1, 9, 11]. При цьому перенавантаження можуть не викликати безпосередньо руйнування деталей, однак вони суттєво впливають на їхню втомлювальну міцність та довговічність [18].



a



б

Рис. 1.1. Спрацювання зубів зубчатої передачі внаслідок [13–15]: *a* – викришування; *б* – виламування

В зубчатій парі удар виникає при порушенні кроку зачеплення. Залежно від різниці граничного відхилення кроку зачеплення зубів веденого та ведучого коліс розрізняють «кромковий» та «серединний» удари профілів зубів.

Величина їх сили при значних помилках буває значною і навантажувальна здатність передачі наслідок цього використовується не повністю, в деяких випадках навіть менше, ніж наполовину [3, 24].

Ударний імпульс, викликаний зміною кінетичної енергії в зубчастому зачепленні під час проходження одиничного дефекту характеризує динамічне навантаження зубів передачі, а не самого привода [5, 8]. В роботі [6] пружним елементом є сам зуб, хоча жорсткість привода може бути значно меншою. Результати таких досліджень можна застосовувати для редукторів, приводів верстатів тощо, там де в приводі відсутні пружні елементи, а шестерні виготовлені масивними і встановлені на коротких та жорстких валах [12].

На відміну від редукторів, в приводі автомобіля (трансмисії) жорсткість зубів коліс ЗП, які сприймають удар при проходженні одиничного дефекту, є суттєво вищою за жорсткість валів, на яких розташовані зубчасті колеса [8, 12].

Даний факт змінює картину завантаженості зубів. Застосування класичної теорії удару не дозволяє вирішити задачу оцінки впливу величини і місця розташування дефекту на зміну динамічного навантаження такого складного привода, як трансмісія автомобілів [12, 13]. Величина кінематичної нерівномірності обертання вихідного валу чинить вплив на динаміку роботи усього привода. Під час проходження зубчастим колесом дефекту спостерігається різке зростання швидкості обертання ведучого колеса, оскільки до нього підводиться обертовий момент від двигуна, а момент опору починає дорівнювати нулю. В даний момент спостерігається уповільнення веденого колеса, оскільки до нього підводиться момент опору, а ведучий момент дорівнює нулю [14, 15]. За умови відновлення кінематичного зв'язку після проходження дефекту виникає удар. Величина його енергії залежить від різниці швидкостей веденого та ведучого коліс в момент їх дотику, величини моменту, що передається, накопиченої кінетичної енергії, тобто від моментів інерції обертаних мас, пов'язаних з ведучою та веденою частинами привода [20, 23].

Виявлення факту наявності дефекту зуба не є причиною припиняти експлуатацію ЗП. Небезпека дефекту визначається величиною та місцем її

розташування в кінематичному ланцюзі трансмісії. Від цих параметрів залежить додаткова завантаженість трансмісії під час передачі обертового моменту [2, 26]. Величину одиничних дефектів можна оцінити кінематичною нерівномірністю обертання вихідного валу, а місце розташування в кінематичному ланцюзі трансмісії – за періодом повторної появи дефекту [27].

Постає питання, що розуміти під дефектом ЗП. За умови неперервності та плавності ходу ЗП коефіцієнт торцевого перекриття повинен бути більшим за одиницю. Під час обертання коліс лінія контакту зубів пересувається по довжині активної лінії зачеплення [29]. Однопарне зачеплення триває доти доки перша пара не займе місце другої. В даний момент в зачеплення вступає наступна пара зубців і знову починається двопарне зачеплення [32, 34–36].

Якщо за максимальний дефект прийняти зламану частинку зуба, то дефект в повній мірі проявиться не може. Він виявиться лише в зоні однопарного зачеплення, яка розташована посередині зуба, або в районі полюса зачеплення. В зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження, а в зонах двопарного – приблизно половину. Розмір даної зони (максимального дефекту), можна визначити з анімаційної моделі, прийнявши відповідну конфігурацію дефекту, або зробити графоаналітичний розрахунок [31, 37, 43].

В момент проходження дефекту кінематичний зв'язок між веденим та ведучим колесами порушується [36]. Якщо розглянути рух коліс без врахування динаміки, тоді помітно, що під час проходження дефекту ведене колесо спочатку зупиняється, тобто контакт з ведучим колесом, яке обертається, припиняється, а потім відновлення кінематичного зв'язку супроводжується прискореним рухом веденого колеса, яке ініційоване наступною парою зубів.

Кут повороту ведучого колеса за відсутності його контакту з веденим і є фактичною величиною дефекту. При чому величина дефекту в одній парі зубчатих коліс не залежить від його місця знаходження – на веденому чи ведучому колесі, відмінність спостерігається лише в періоді повторної появи. На шестерні дефект виникає частіше ніж на колесі на величину передаточного числа [2]. На реальній зубчатій парі величину дефекту можна визначити, якщо

контролювати відносні кутові переміщення ведучого та веденого коліс імпульсним способом [32]. Для запобігання розвитку руйнування коліс ЗП, для зменшення відсотка раптових відмов за ДСТУ 3649:2010 визначають основний діагностичний параметр (СКЗ), за значенням якого оцінюють технічний стан ЗП МКП трансмісій і прогнозують їх залишковий ресурс [36].

Відповідно до мети кваліфікаційної роботи на підприємствах Житомирщини, які відновлюють с.-г. техніку, зібрано статистичні дані щодо аналізу технічного стану МКП трансмісій тракторів [2, 34–36]. Отримано статистичні дані щодо технічного стану 621 трансмісій тракторів за 2018 рік і 562 одиниці за 2019 рік. Аналіз показав, що ймовірність безвідмовної роботи за даний період змінювалася від 0,93 до 0,99. За 2018 р. в трансмісіях зафіксовано 36 відмов: на бортові передачі припадає 13 відмов (36%); зчеплення – 5 відмов (14%); МКП трансмісії – 18 відмов (50%). В 2019 р. по складальним одиницям трансмісії зафіксовано 33 відмови: МКП – 13 відмов (39%); зчеплення – 7 відмов (22%); бортові передачі – 13 відмов (39%). Аналіз відмов та вартість робіт з їх усунення за 2018–2019 рр. представлено в (дод. А, рис. 1–3), за яким найбільша кількість відмов припадає на МКП – 77 відмов. Для зменшення відмов пропонується створити систему сервісного контролю. Удосконалення процесу здійснення оцінки технічного стану коліс МКП трансмісій шляхом використання сучасного обладнання та нових методів діагностування дозволить зменшити трудомісткість оцінки технічного стану ЗП та спрогнозувати залишковий ресурс вузла транспортного засобу [2, 34–36].

1.2. Аналіз методів та обладнання для контролю ступеню спрацювання зубів коліс зубчастих передач

Діагностика технічного стану трансмісій здійснюється за [1, 7]: кінематичною похибкою; СКЗ зубчатої передачі; віброакустичними сигналами, які генеруються в з'єднанні під час експлуатації; інтенсивністю, з якою температура змінюється в часі.

СКЗ зубчатої передачі МКП складається з кутових зазорів складових цієї передачі [4, 7]. Для підприємств, на яких експлуатується транспортні засоби з трансмісіями на основі МКП, в якості параметру, який підлягає перевірці, використовують СКЗ зубчатої передачі, який визначають за допомогою приладів КІ-4832 (люфтомір) або КІ-13909 [17]. Їх закріплюють на вході або на виході передачі. Величину бокових зазорів ЗП можна визначити на спеціальних діагностичних стендах шляхом спостережень за кривими зміни моментів опору на валах МКП трансмісії за попередньо накопиченими СКЗ. Однак, здійснення перевірки МКП передбачає транспортування об'єкта діагностики на підприємство, де МКП знімають з транспортного засобу, підключають муфти, електропривід та проводять попередні діагностичні роботи [16, 17].

За [21] метод вимірювання кінематичної похибки ЗП дозволяє використанням 2 датчиків прискорення і пристрою перетворення, встановлених на колесах ЗП, оцінити миттєве передаточне число і сформулювати висновок про стан ЗП. Метод розрахований на стаціонарні та лабораторні умови і непридатний до МКП трансмісій, які експлуатуються промислово, оскільки трансмісійний вузол слід демонтувати.

В [22] представлено метод виявлення дефектів зубів ЗП МКП шляхом вимірювання електричного опору приводу, який працює під навантаженням. Метод дозволяє перевіряти стан ЗП за зміною електричного опору при вході в зачеплення кожного наступного зуба. Даний метод є перспективним для стаціонарних систем діагностики, оскільки під час діагностики цим методом слід ізолювати ЗП для отримання достовірного сигналу, без похибок.

В [28] висвітлена методика визначення технічного стану КП трансмісії. До вхідного валу КП прикладають змінний обертовий момент, вимірюють величину опору обертанню ЗП, а потім визначають залежність величини опору обертанню від кута повороту вхідного валу. Величина зношення визначається за кутовою протяжністю відрізків часу, які характеризують сталі значення опору обертання ЗП МКП при вході в зачеплення кожної наступної ступені. Параметрами опору є струм або напруга, які підводяться до стартера. В

зазначеному випадку використовується електрообладнання машини, що значно обмежує можливість застосування методу в неелектрифікованих приводах [30].

Кінематична похибка залежить від зміни кутової швидкості на кожному оберті передачі. Кінематична похибка пов'язана з нормою кінематичної точності, нормою плавності роботи, нормою контакту зубів, монтажним зміщенням ведучої і веденої ланок ЗП і локальними дефектами зубів коліс [38]. Цей діагностичний параметр оцінюють за результатами вимірювання коливань частоти обертання за один оберт передачі, що перевіряється. Для вимірювання похибки частоти обертання застосовують спеціальні прилади – кінематометри, які, як правило, на виході обладнані самописними приладами.

Прилад, який вимірює кінематичні похибки, може базуватись на одному з принципів відтворення і порівняння теоретичного і дійсного законів руху [39]: з використанням передачі-зразка, яка є прототипом досліджуваної ЗП; метод без прототипу, коли для вимірювання кінематичної похибки використовують фізичні принципи побудови (оптичні, електричні). Методи вимірювання за допомогою прототипу здійснюються, як правило, механічними системами, які дозволяють створити взаємно узгоджені переміщення. Зараз пристрої такого типу втрачають своє значення, оскільки мають ряд суттєвих недоліків, пов'язаних з необхідністю виготовлення еталонного прототипу для кожного типорозміру коліс ЗП [41]. Це звужує межі застосування таких пристроїв.

Метод вимірювання без прототипу передбачає задавання закону руху за допомогою датчиків різної дії. Він є більш прийнятним, оскільки позбавлений вище зазначених недоліків. Ефективно цей метод реалізовано при використанні датчиків кутових переміщень, встановлених на вхідному і вихідному валах ЗП, які створюють еталонний ланцюг [12]. Найбільш відомими є прилади для контролю кінематичної похибки зубчатих коліс, зокрема БВ-5033, КН-7У та ін.

Ці прилади використовують в лабораторних умовах для визначення похибки кута повороту коліс ЗП при безперервному однопрофільному зачепленні. Для контролю кінематичної точності і плавності коліс застосовують

комплекси БВ-5102, БВ-5083. Для контролю площі контакту конічних і гепоїдних коліс використовують контрольно-обкатані верстати СЗ-14 і 5А725.

Вимірювальний прилад GPG-0.5 (Німеччина, Opton) призначений для роботи в стаціонарних умовах [25]. Особливістю його використання є визначення дискретних значень похибки в чисельно-імпульсному коді і запис діаграми в масштабі, пропорційному ціні обрахованого імпульсу.

Значним кроком у розвитку контролю і діагностики ЗП стало створення цифрових кінематомірів [32]. Цифрова форма обробки та подання інформації забезпечує швидкодію, зручність введення, виведення і обробки інформації, підвищення точності і продуктивності контролю. Цей метод використовують лише для контролю одно- та двокінцевих ланок багатоступінчатих механізмів.

Оцінку стану ЗП також здійснюють за віброакустичними сигналами, які базуються на використанні: віброшвидкості, вібропереміщення та віброприскорення. Вібропереміщення доцільно застосовувати для ЗП з низькими частотами обертання (до 500 хв^{-1} при моногармонічному або близькому до моногармонічного характеру вібрацій). Віброшвидкість застосовують для ЗП з частотами обертання вище 500 хв^{-1} і при полігармонійному характері вібрацій. Вимірювання віброприскорень є ефективним при діагностиці МКП, які містять ЗП та підшипники кочення [32].

Для реалізації віброакустичних методів перевірки МКП трансмісій використовується великий арсенал інструментів, починаючи з механічних стетоскопів. Встановлюючи щуп стетоскопа послідовно в різні точки об'єкта, можна локалізувати джерело нетипового звукоутворення, визначаючи на слух частоти і рівні звуку. Високу чутливість вимірювання забезпечує електричний стетоскоп, який включає датчик вібрацій, підсилювач та навушники [44].

Високих показників технічного стану МКП, зниження витрат з відновлення можна досягти або підвищенням початкового рівня надійності за рахунок збільшення вартості МКП, або вдосконаленням систем сервісного обслуговування і використанням сучасних методів діагностики [19, 45]. Грунтуючись на викладеній інформації слід зазначити, що безпрототипний

спосіб, який передбачає задавання закону руху за допомогою датчиків різного дії, є найбільш прийнятним. Невід'ємною частиною діагностики є оцінка величини бокового зазору ЗП протягом періоду роботи МКП. Здійснювати таку оцінку технічного стану ЗП можна безпрототипним способом магнітоелектричної перевірки. Даний метод базується на отриманні і порівнянні величини сигналу, який контролюється в двох режимах роботи приводу – тяговому і тестовому.

1.3. Висновки до розділу 1

1. Технічний стан ЗП трансмісій в значній мірі залежить від режиму експлуатації, методів регулювання вузлів МКП та типу мастила, яке заливається в систему. Діагностичне обладнання, яке працює без використання прототипів, не дозволяє зафіксувати значення СКЗ під час експлуатації приводу, без демонтажу агрегату, який діагностується.

2. Перспективним методом діагностики є використання обладнання, яке працює за принципом магнітоелектричного методу перевірки технічного стану ЗП під час експлуатації приводу. Діагностичне обладнання реалізоване на мікропроцесорній основі зі спеціалізованим програмним забезпеченням. Використання такого обладнання підвищує оперативність контролю технічного стану ЗП, дозволяє встановити залишковий ресурс вузла і надати рекомендації щодо покращення їх технічного стану.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ МОНІТОРИНГУ СПРАЦЮВАННЯ КОЛІС ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Обґрунтування параметрів для контролю зубчатих передач

Найбільш вартісними і трудомісткими з точки зору відновлення технічного стану є механічні приводи машин, зокрема їх ЗП та ШЗ [23, 28].

За [23] граничне зношення зубів сталевих ЗК механічних приводів, що працюють при коловій швидкості менше 3 м/с приймають як 25 % товщини зуба, що вимірюється по хорді початкового кола. Зношення зубів цементованих ЗК визначається в залежності від товщини шару цементації. Граничне зношення в передачах приймають таким, що товщина шару цементації на зубах залишається не меншою за 0,2...0,25 мм. За даними ДСТУ 2389-74, ДСТУ 3321-2003 (вибракування коліс ЗП реверсивного механізму, коліс ЗП головного редуктора, коліс МКП, ЗК передніх і задніх мостів) граничні значення зношування при вибракуванні зубчастих коліс МКП становлять понад 15 % від початкової товщини зуба, що визначає відповідну величину бокового зазору експлуатованих ЗП [28]. На транспортних засобах використовуються редуктори із ступінчастою зміною передаточного числа (КП). Для БЕЛАРУС-1221.2 окружні швидкості обертання зубчастих коліс наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Окружні швидкості зубчатих коліс механічної трансмісії трактора

Діапазон швидкостей	I	II	III	IV	V	VI
Швидкість, м/с	0,057...10,8	0,12...12,4	0,21...10,8	0,49...12,4	0,1...10,1	0,2...10,1

При різних колових швидкостях обертання вхідного валу, колові швидкості обертання зубчастих коліс можуть бути як $v > 3$ м/с, так і меншими за $v < 3$ м/с. Автори дослідження [29] відзначають, що величина допустимого

зношення бічної поверхні зубів ЗК може сягати 20 %. За [29] в результаті випробувань на зношення зубчастих коліс МКП з матеріалу G 31400 з (HRC 48...54) отримані криві зношення зубів і боковий зазор. В результаті випробувань протягом 440 годин при навантаженні, що становить 75 % від максимального, різкої інтенсифікації процесу зношення зубів не спостерігалось (рис. 2.1 а). Однак після 200 і 380 годин випробувань на робочих поверхнях зубів з'явилися втомні тріщини, що в подальшому призвело до викришування матеріалу з цих поверхонь [29].

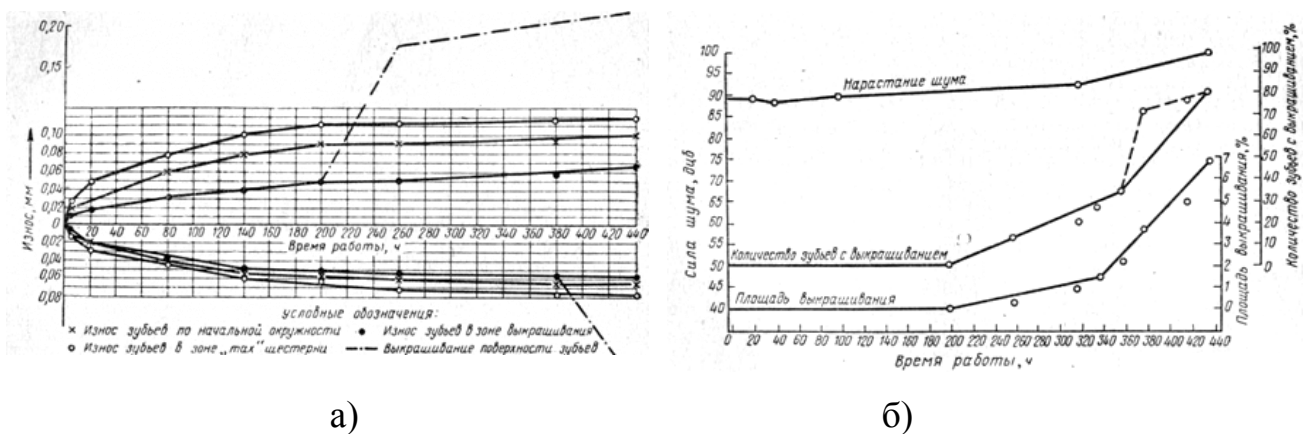


Рис. 2.1. Криві зношення, зазору і наростання шуму при роботі коробки передач: а) – криві зношення і зазору; б) – крива наростання шуму

Спрацювання коліс ЗП МКП призводить до виникнення шумів в зачепленні (рис. 2.1, б). Чим вищий ступінь спрацювання, тим вищий рівень шуму в зубчатому зачепленні [29].

Відповідно до сучасних джерел [1–3], зубчаті колеса циліндричних і конічних передач вибраковуються при появі зношення зубів по товщині. Для зубчастих передач редукторів, КП та інших ЗП силового призначення граничні стани визначаються за: контактною міцністю і міцністю на згин; загостренням вершин зубів; вібрацією; зносом загартованого шару. Для ЗК силових передач гранична товщина зуба визначається за (додаток Б).

Для багатоступінчастих ЗП присутні значні похибки обчислення. Отже, реально можна говорити про оцінку кінематичної похибки лише для одно-двокінцевих ланцюгів багатоступінчастих механізмів [10]. На основі

статистичних даних з надійності механічних приводів об'єкта перевірки і аналізі приладів і методів контролю інформативними діагностичними параметрами виявилися: вібрація елементів трансмісії; температура поверхні складальних одиниць трансмісії; сторонній шум складальних одиниць [13, 24].

У більшості випадків – 83 % при перегріванні і наявності сторонніх шумів в КП спостерігалася зміна основного діагностичного параметра – СКЗ, що узгоджується з дослідженнями [22]. Проявів ознак вібрації – близько 17 % при зміні СКЗ [22]. За спостереженнями, а також на підставі наведених ДСТУ і правил передбачається, що найбільш доцільним і ефективним методом перевірки є діагностика за СКЗ. Зазначимо, що оцінка СКЗ має меншу трудомісткість порівняно з вібраційними і тепловими методами контролю [31].

2.2. Вибір способу контролю спрацювання коліс зубчатих передач

Відомі прості і широко доступні способи і пристрої для перевірки технічного стану механічних приводів зазвичай вузько спеціалізовані за видами дефектів, що діагностуються, і є трудомісткими. У зв'язку з цим потрібно розробити простий за конструкцією і в експлуатації вид обладнання, за допомогою якого, без демонтажу механічного приводу, можна здійснювати перевірку його технічного стану. Відповідно до зазначеної задачі, перевірку доцільно здійснювати шляхом зіставлення інтервалів часу повороту ведучого і веденого коліс і шляхом стеження за змінами миттєвих передатних відношень зубчастих пар в перехідних процесах на тестовому режимі [35]. Схема і принцип пропонованого способу діагностики ступеню зношення ЗП МКП трансмісій представлені в додатку В і на рис. 2.2. Для перевірки до ведучого 1 і веденого колеса 2 підведені обертові моменти відповідно T' і момент опору T'' . Колеса обертаються з кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 . Біля ведучого колеса 1 прикріплено датчик високочастотного опорного сигналу, який є зубчастим вінцем 3 з кількістю зубів, значно більшою за кількість зубів ведучого колеса 1.

Датчик 5 закріплено біля вінця веденого зубчатого колеса 2 для формування імпульсів 7 частоти зубцевої від колеса 2. На електронні блоки 8–10 надходять опорний сигнал 6 від ведучого вала 1 і сигнал 7 частоти зубцевої. Сигнали обробляються і порівнюються між собою. В електронний блок обробки аналогового сигналу вісім надходять: від датчика 4 – сигнал 6, а від датчика 5 – сигнал 7. Сигнали є високочастотними гармонійними. Сигнал шість є базовим (опорним) сигналом U_1 (рис. 2.2).

Для зручності обробки і обрахунку сигнали трансформуються в прямокутні імпульси U_2 . Далі в блоці інформаційної обробки (БОІ) дев'ять в такті t_1 запускається лічильник імпульсів базового сигналу $Л_1$ по фронту імпульсу U_2 і зупиняється в кінці такту t_1 . Інший лічильник $Л_2$ запускається в такті t_2 і після закінчення такту дані лічильників зіставляються між собою. Також на кожному такті t_i дані лічильників порівнюються з нормованим значенням граничного відхилення кількості імпульсів базового сигналу, яке передбачено в програмі. Перший лічильник обнуляється при умові однакової кількості імпульсів на обох лічильниках. Перший лічильник вступає в роботу на такті t_3 . Інформація зберігається в блоці 10 реєстрації даних [19, 39, 45].

Для визначення СКЗ в передачі, ЗП тестується і підраховуються імпульси базового сигналу в кожному наступному імпульсі веденого колеса 2. Імпульс, ширина якого значно менша за інші, визначається шляхом порівняння імпульсів (за рис. 2.2 це лічильник $Л_1$, який зафіксував імпульс t_3). Такий імпульс характеризує момент появи зазору S в ЗП. Параметр, який характеризує величину СКЗ, визначається як різниця значень кількості імпульсів базового сигналу в ширині смуги імпульсів колеса 2 до і після перевірки [34, 45].

Зазначений спосіб перевірки ЗП МКП трансмісій, заснований на магнітоелектричній дії, дозволяє в кількісній формі оцінити перевіряємий параметр за величиною бокового зазору в передачі [32].

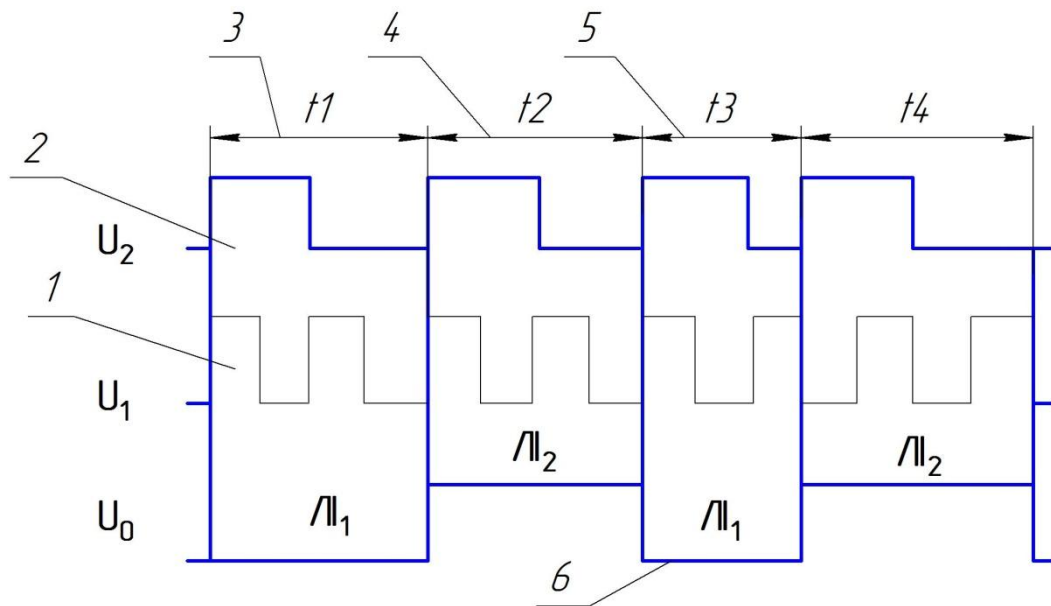


Рис 2.2. Принцип роботи лічильника імпульсів: 1 – базовий сигнал; 2 – вихідний сигнал; 3 – такт, що запускає лічильник Л₁; 4 – такт, що запускає лічильник Л₂; 5 – такт нетипового вихідного імпульсу; 6 – лічильник нетипового такту t_3

Даний метод не потребує вартісних приладів для діагностики, а глибина і достовірність технічного діагнозу визначаються не апаратними, а програмними засобами, заснованими на алгоритмах діагностичного забезпечення [34].

2.3. Математичне моделювання процесу перевірки та контролю коробки передач механічної трансмісії на стенді

Моделювання процесу діагностування МКП трансмісії на стенді призначене для визначення раціональних режимів тестування об'єкту діагностування, визначення кількісних характеристик параметрів, що досліджуються, і використання отриманих результатів при створенні алгоритмів діагностичного забезпечення [1–3, 11, 34].

ЗП МКП трансмісії позначені як елементи на рис. 2.3: u_1 , u_2 , u_3 . Узагальненими координатами обрані кутові координати: $\varphi_1, \dots, \varphi_6$.

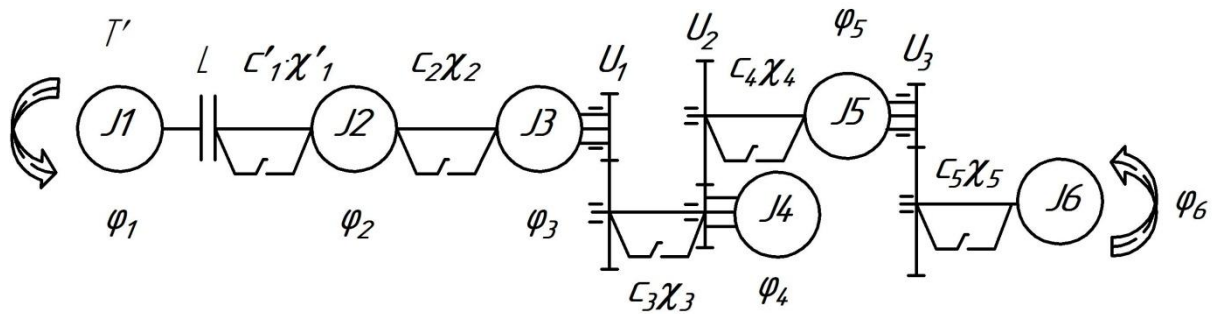


Рис. 2.3. Динамічна система стенда для діагностування МКП трансмісії

Для отримання диференціальних рівнянь руху динамічної системи використано рівняння Лагранжа другого роду. Кінетичну і потенційну енергію, функцію Релея, узагальнені сили визначимо для всієї системи в цілому. При спрацьовуванні демпфера оберткових коливань значення координат φ_1 і φ_2 для даної системи є однаковими, тобто $\varphi_1 = \varphi_2$. Відповідно до рис. 2.3 кінетична енергія в узагальнених координатах має вигляд [11]:

$$A = 0,5((J_1 + J_2) \cdot \varphi_1^2 + J_3 \cdot \varphi_3^2 + J_4 \cdot \varphi_4^2 + J_5 \cdot \varphi_5^2 + J_6 \cdot \varphi_6^2), \quad (2.1)$$

Розрахунок потенційної енергії динамічної системи:

$$E_n = 0,5(c \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + c_3(\varphi_3 / u_1 - \varphi_4)^2 + c_4(\varphi_4 / u_2 - \varphi_5)^2 + c_5(\varphi_5 / u_3 - \varphi_6)^2) \quad (2.2)$$

Математичний вираз функції втрат для динамічної системи:

$$L = 0,5(\chi \cdot (\omega_2 - \omega_3)^2 + \chi_3(\omega_3 / u_1 - \omega_4)^2 + c_4(\omega_4 / u_2 - \omega_5)^2 + c_5(\omega_5 / u_3 - \omega_6)^2) \quad (2.3)$$

При визначенні узагальнених сил F_n приймаємо до уваги, що розглянута динамічна система не консервативна. Використаємо співвідношення [11]:

$$F_n = \frac{1}{\delta \cdot \omega_n} \left(\sum_{i=1}^n \delta A_{F_n} \right) \quad (2.4)$$

Враховуються всі зовнішні сили, що діють на динамічну систему, а також внутрішні сили тертя. Робота сил і моментів, що діють в системі «двигун–трансмісія–гальмо» на можливих переміщеннях, визначається:

- робота двигуна:

$$\delta \cdot A'_F = T'_F \cdot \delta \cdot \varphi' \quad (2.5)$$

- робота сил опору руху:

$$\delta \cdot A''_F = T''_F \cdot \delta \cdot \varphi'' \quad (2.6)$$

Для обчислення роботи сил і моментів на можливих переміщеннях з наведених виразів (2.5–2.6) отримуємо вирази для F_n . Диференціюючи отримані вирази (2.1–2.4) по узагальненим координатам, швидкостям і за часом, отримуємо систему диференціальних рівнянь руху для системи «двигун–трансмсія–гальмо». Загальний вигляд системи рівнянь:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2) \cdot \varepsilon_1 &= T' - (T_{y2} + T_2'); \quad J_3 \cdot \varepsilon_3 = (T_{y2} + T_2') - (T_{y3} + T_3') / u_1 \\ J_4 \cdot \varepsilon_4 &= (T_{y3} + T_3') - (T_{y4} + T_4') / u_2; \quad J_5 \cdot \varepsilon_5 = (T_{y4} + T_4') - (T_{y5} + T_5') / u_3 \\ J_6 \cdot \varepsilon_6 &= (T_{y5} + T_5') - T'' \end{aligned} \quad (2.7)$$

Компонентні рівняння моментів пружних елементів, компонентні рівняння дисипативних елементів склалися, а умови перевірки повноти вибору бічних зазорів в математичній моделі здійснювалися за [23, 29].

Для підрахунку кількості базових імпульсів вхідної 1 ланки в імпульсі вихідної 2 встановили довжини кіл вхідної і вихідної ланок ланцюга:

$$L_{\max}^{poz.} = r_{\max}(2\pi); \quad L_2^{poz.} = r_2(2\pi) \quad (2.8)$$

Довжина імпульсів вхідної і вихідної ланок кінематичного ланцюга:

$$l_{im.}^{poz.} = L_{\max}^{poz.} / z_{\max}; \quad l_{im.2}^{poz.} = L_2^{poz.} / z_2 \quad (2.9)$$

Обнуління лічильника імпульсів вхідної і вихідної ланок на початок розрахунку:

$$l_{im.} = 0; \quad l_{im.2} = 0 \quad (2.10)$$

Накопичення імпульсів вхідної і вихідної ланок здійснюється по інтегрованим координатами вхідної і вихідної ланок φ_1 і φ_5 :

$$l_{im.} = l_{im.} + \varphi_1 \cdot r_{\max}; \quad l_{im.2} = l_{im.2} + \varphi_5 \cdot r_2 \quad (2.11)$$

Здійснюється перевірка умови накопичення імпульсу вихідної ланки. У разі невиконання умови, накопичення імпульсів вхідної ланки триває. У разі виконання умови накопичення імпульсу вихідної ланки здійснюється підсумовуванням імпульсів вхідної ланки за один вихідний імпульс.

$$\begin{aligned} \text{if } l_{im.2} < l_{im.2}^{poz.}; \text{ then } l_{im.} &= l_{im.} + \varphi_1 \cdot r_{\max}; \\ \text{if } l_{im.2} = l_{im.2}^{poz.}; \text{ then } n_{\max} &= \sum l_{im.} \end{aligned} \quad (2.12)$$

В результаті підсумовування імпульсів вхідної ланки цикл повторюється для наступного імпульсу вихідної ланки. Значення коефіцієнтів жорсткості і

непружного опору c і χ , а також осьових моментів інерції J для ланок стенової МКП і механізму зчеплення наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Значення коефіцієнтів для моделі стенової коробки передач

№ п/п параметр	Первинний вал			Проміжний вал			Вихідний вал		
	c , Н·м/рад	χ , Н·м·с/рад	J , кг·м ²	c , Н·м/рад	χ , Н·м·с/рад	J , кг·м ²	c , Н·м/рад	χ , Н·м·с/рад	J , кг·м ²
1	92576	925	0,0006	518966	5189	0,012	60330	603	0,021
2	92576	925	0,0006	624521	6245	0,012	55484	554	0,021
3	92576	925	0,0006	687835	6878	0,012	47124	471	0,021
4 ¹	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Задній хід ²	92576	925	0,0006	518966	5189	0,012	60330	603	0,021

1 – четверта передача пряма, первинний і вторинний вали, з'єднуючись один з одним за допомогою зубчастої муфти утворюють один спільний вал. Жорсткість системи в цьому випадку визначається жорсткістю первинного вала $c=92576$ Н·м/рад, коефіцієнтом непружного опору $\chi=925$ Н·м·с/рад і осьовим моментом інерції $J=0,0336$ кг·м².

2 – передача заднього ходу утворюється за допомогою додаткового вала заднього ходу з жорсткістю $c=816814$ Н·м/рад, коефіцієнтом непружного опору $\chi=8168$ Н·м·с/рад і осьовим моментом інерції $J=0,00047$ кг·м².

В багатоступінчатих кінематичних ланцюгах, що містять ЗП, є похибки виготовлення та збирання коліс ЗП [18]. При формуванні математичної моделі МКП, відмічено похибки і встановлено, що їх вплив на характер зміни СКЗ враховувати не потрібно, оскільки для запропонованого способу перевірки і контролю природа виникнення дефекту не є суттєвою. Завдання полягає в тому, щоб на будь-якій стадії експлуатації об'єкта отримати інформацію про його технічний стан без аналізу причин, що призвели до цього стану. Подібний підхід покладено в основу створення сучасних діагностичних систем [11, 12].

2.4. Алгоритм підготовки діагностичних даних

Для підготовки діагностичних даних з визначення контрольованих параметрів, обробки та систематизації отриманої інформації потрібно створити автоматизовану систему, яка, виходячи з аналізу результатів перевірки, прийматиме відповідні рішення та ставитиме технічний діагноз. На базі зазначеної системи з переліком певних діагностичних параметрів, алгоритмів підготовки, розрахунку, аналізу і систематизації цих контрольованих даних, апаратів з візуалізації та обробки інформації та програмного забезпечення слід створити діагностично-контрольне забезпечення [10, 42]. Перелік діагностичних параметрів міститиме умови роботи ЗП та методи їх оцінки, ознаки наявності дефектів тощо. Апарати накопичення та обробки інформації є носіями алгоритмів для перевірки, які включають дані здійсненого контролю, режими тестування, відображають дійсні реакції досліджуваного об'єкта на тестові впливи. Алгоритм, за яким здійснюється перевірку, є раціональною структурованою послідовністю операцій з діагностики ЗП і включає визначення параметрів діагностування, які є кількісними характеристиками технічного стану досліджуваного об'єкта [10, 42].

Оцінку стану ЗП МКП виконують за величиною СКЗ. Характеристикою трансмісії є інтегральний параметр j_b , величина якого встановлюється на початку експлуатації об'єкта, що контролюється, за ДСТУ 2389-94 [11].

$$j_b = \sum_{k=1}^l j_k + \sum_{q=1}^n j_q \quad (2.13)$$

де l та n – кількість ШЗ/ЗП в кінематичному ланцюзі;

$j_{k,q}$ – величина гарантованого бокового зазору в ЗП, мм.

Для кінематичного ланцюга окремої передачі p , який складається з n та i ШЗ та ЗП рівняння має наступний вигляд [11]:

$$j'_b = j_k + \Delta j'_k + j_q + \Delta j'_q \quad (2.14)$$

Гарантований боковий зазор ЗП за умови $j'_k=0$ визначається з рівняння:

$$j'_k = j_k + \Delta j'_k \quad (2.15)$$

Гарантований боковий зазор при $j'_q=0$ для ШЗ запишемо:

$$j'_q = j_q + \Delta j'_q \quad (2.16)$$

СКЗ встановлюється залежно від ступеню зношення ЗП кінематичного ланцюга (від 0 до 100 % ГДЗ зношення бокової поверхні зубів).

Залежно від числа ШЗ (індекс n) та кількості ЗП (індекс l) в кінематичному ланцюзі (2.16) маємо $j_k + \Delta j'_k + j_q + \Delta j'_q$. Поточне значення величини спрацювання k -ї ЗП $\Delta j'_k$ і q -ї ШЗ $\Delta j'_q$ виконується за рівняннями [11]:

$$\Delta j'_k = \Delta j'_k + 0,25 \cdot \Delta j_{bl} \quad (2.17)$$

$$\Delta j'_q = \Delta j'_q + 0,25 \cdot \Delta j'_{bn} \quad (2.18)$$

Значення сум ($j_k + \Delta j'_k + j_q + \Delta j'_q$) входять в набір діагностичних параметрів, які застосовують в розрахункових алгоритмах контрольованих параметрів, а також при формуванні моделі моніторингу певного кінематичного ланцюга. Алгоритм підготовки даних для моніторингу певного кінематичного ланцюга контрольованого об'єкта представлено в додатку Г [11].

2.5. Висновки до розділу 2

1. Розроблено методику діагностики зубчатих коліс МКП трансмісій у тяговому режимі шляхом перевірки величини сигналу розробленим методом. Величина сигналу визначається виходячи з геометричних та кінематичних параметрів ведучого та веденого зубчатих коліс тієї зубчатої пари КП, яка діагностується.

2. Розроблено методику діагностики зубчатих коліс МКП трансмісій у гальмівному режимі шляхом перевірки величини сигналу (характеризується розмиканням і замиканням контакту в ЗП) розробленим методом. Величина сигналу визначається виходячи з геометричних та кінематичних параметрів ведучого та веденого зубчатих коліс тієї зубчатої пари КП, яка діагностується.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Мета та задачі експериментальних досліджень

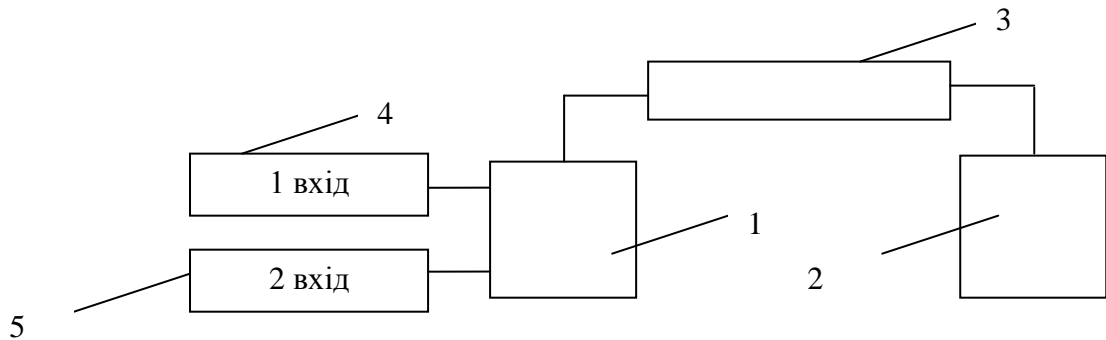
Експериментальні дослідження проводилися з метою оцінити ефективність застосування розробленого обладнання для діагностики зубчастих коліс МКП трактора БЕЛАРУС-1221.2. Задачі експериментальних досліджень:

- спроектувати та виготовити обладнання для діагностики;
- експериментальним шляхом визначити режими тестування, на яких є можливим реєструвати величину СКЗ;
- з використанням обладнання для діагностики визначити величину СКЗ;
- перевірити точність здійснення технічної діагностики (порівнюються дійсні значення СКЗ та отримані за допомогою розробленого обладнання);
- здійснити оцінку трудомісткості діагностики, виконаної за допомогою розробленого діагностичного обладнання (порівняти трудомісткість, отриману з використанням розробленого і традиційного діагностичного обладнання).

Пристрій для здійснення діагностики складається з таких компонентів:

- 1) Індукційні датчики (LJ12A3-4-Z/BX), використовуються для реєстрації моменту проходження колеса. Використовуються в якості індукційних датчиків ПРП-2-1, які генерують аналоговий сигнал. Датчики частоти обертання DI6001, які серійно використовуються на трансмісіях об'єктів діагностики (ОД);
- 2) Формувачі сигналу, використовуються для перетворення сигналу від датчиків в дискретний імпульсний сигнал;
- 3) Центральний процесор, служить для обробки дискретних сигналів з датчиків і для загального керування усіма функціями розробленого засобу;
- 4) Енергонезалежний запам'ятовуючий пристрій, з функцією перепрограмування. Призначений для тривалого зберігання результатів діагностування в електронному форматі;

5) ПК, що виконує операції з обробки результатів вимірювання з наданням результатів діагностики. Канал зв'язку з ПК для передачі результатів.



3.1. Схема пристрою діагностування: 1 – мікропроцесорний модуль; 2 – ПК; 3 – інтерфейс; 4 – вхідний датчик; 5 – вихідний датчик

Спряження первинних перетворювачів, які знімають і перетворюють сигнал з ПК забезпечується розробленим мікропроцесорним модулем. Мікропроцесорний модуль дозволяє здійснювати обробку, накопичення результатів вимірювання за допомогою запам'ятовуючого енергонезалежного пристрою і передавати накопичені данні на ПК. Діалогове вікно програмного забезпечення GUI, що містить вкладки діагностування трансмісії, діагностування ДВЗ, діагностування ЗЧ, звітів, вікна контролю частоти обертання валів. Вкладка діагностування трансмісії визначає функціонал пристрою діагностування для роботи в режимі «Діагностика КП і ЗЧ», вкладка діагностування ДВЗ визначає функціонал пристрою діагностування для роботи в режимі «Діагностика ДВЗ», вкладка діагностування зчеплення визначає функціонал пристрою діагностування для роботи в режимі «Діагностика ЗЧ». Додаткові вкладки «Діагностика ДВЗ», «Діагностика ЗЧ» пристроїв діагностування є функціями, які розширюють можливості розробленого діагностичного забезпечення в частині контролю ДВЗ і муфт зчеплення МТ.

Експериментальний стенд для реалізації запропонованого способу діагностики ЗП МКП розроблено в лабораторії факультету інженерії та енергетики Поліського національного університету (рис. 3.2). МКП встановлювалася на стенді з біговими барабанами. Бігові барабани імітували

рух по опорній поверхні. Діагностували КП трактору БЕЛАРУС-1221.2. Сумарне значення напрацювання коробок передач трактору БЕЛАРУС-1221.2 становило 267, 1646 і 298 мотогодин відповідно. Діапазони передач: задній хід – два діапазони (вісім передач); передній хід – чотири діапазони (шістнадцять передач);



Рис. 3.2. Експериментальний стенд

Двигун Д260.2С є силовою установкою трактора БЕЛАРУС-1221.2. Технічні характеристики двигуна Д260.2С наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Технічні характеристики двигуна Д260.2С [30]

Тип:	чотиритактний з турбонадувом
Кількість та розташування циліндрів:	6, рядне, вертикальне
Робочий об'єм, л:	7,12
Діаметр циліндра і хід поршня, мм:	110/115
Ступінь стиснення:	16
Питомі витрати палива, г/кВт·год:	235±11,8
Потужність, кВт:	98,0±2
Номінальна кількість обертів, хв ⁻¹	2100
Максимальний крутний момент, Н·м	520

Діагностували КП трактора БЕЛАРУС-1221.2, обертовий момент до якої підводили від двигуна Д260.2С засобами зчеплення. Навантаження МКП моментом опору T'' реалізовувалося з використанням електромагнітного порошкового навантажувального гальма ПТ-250. Вхідний вал гальма ПТ-250 жорстко з'єднувався з вихідним валом МКП через фланцеве з'єднання. Технічні характеристики порошкового гальма ПТ-250 наведені в [30]. На обох

кінцях валу порошкового гальма закріплені махові маси, які імітували навантаження рухомих мас ТЗ на МКП. Зубчате колесо кріпилося на вихідному валу гальма. Кількість зубів колеса – джерела вихідного сигналу рівна $z_{(в.к.)}=38$.

3.2. Визначення режимів тестового контролю ступеню спрацювання зубів зубчатої передачі

Визначення СКЗ виконується на тестовому режимі роботи об'єкта діагностики. Реалізація тестового режиму виконувалася за наступними параметрами: гальмівним моментом привідного двигуна T' ($T'=f(n)$); моментом опору на вихідному валу кінематичного ланцюга T'' ; моментом привідного двигуна T' , $(T', N_e, g_e, G)=f(n)$ [10].

Потрібно встановити число базових імпульсів за один вихідний імпульс. В експерименті функція відгуку Y є відношенням часу разового вибору зазору t_1 до часу, за який зуб вихідної ланки пройде біля датчика t_2 :

$$Y = t_1 / t_2 \quad (3.1)$$

Загальний вигляд функції відгуку:

$$Y = F(n, T''), \quad (3.2)$$

В експерименті фактори варіювання мають лише фіксовані значення.

Кількість точок m спектра плану:

$$m = R^n, \quad (3.3)$$

Фактори змінюються на двох рівнях $R=2$, а $m=2^2=4$ – число точок спектра плану. Значення T' (змінюється від 6,58–345 Н·м) вказується для вхідного валу кінематичного ланцюга МКП з врахуванням u_i стендової МКП. Експеримент здійснюється якщо зчеплення включено, а фіксація значень починається коли передача обертового моменту в МКП включена. Центрами експерименту є: $n \cdot x^0$ – 1280, $T' \cdot x^0$ – 170,28. Крок зміни факторів: $n \cdot \Delta x$ – 320, $T' \cdot \Delta x$ – 164,32.

Змінними факторами є момент опору T' на вхідному валу кінематичного ланцюга МКП та частота обертання n колінчатого валу двигуна, а рівні варіювання факторів представлено в таблиці 3.2.

Для двох факторів рівняння регресії у загальному вигляді та план-матриця експерименту будувалися за рекомендаціями наданими в [33, стр. 63]. При проведенні експерименту за двома діючими факторами, які варіювалися на двох рівнях, кількість дослідів у кожній точці плану експерименту $m=2^2=4$.

Рівень значущості становив 0,05. Проведення досліджень за [33] забезпечило: скорочення часу на проведення експерименту, що сприяло однорідності експерименту, скорочення витрат матеріально-технічних засобів.

Таблиця 3.2

Рівні варіювання факторів

Позначення факторів		Рівень варіювання факторів		
натуральне	кодоване	+1	0	-1
T'	X_2	334,48	170,28	5,96
n	X_1	1600	1280	960

Отримані коефіцієнти регресії: $b_0=3,88$; $b_1=0,412$; $b_2=-3,88$; $b_{1,2}=-0,412$.

Запишемо рівняння регресії і отримаємо поверхню відгуку (дод. Д):

$$Y = 3,88 + 0,412 \cdot x_1 - 3,88 \cdot x_2 - 0,412 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (3.4)$$

Середнє значення функції відгуку становить $Y=3,91$. Дисперсія моделі складає $S_y^2=4,98$. Похибка розрахунку коефіцієнтів оцінюється дисперсією $S_{bj}^2=1,18$. Значущість коефіцієнтів регресії встановлюється за критерієм Стюдента. Середньоквадратичне відхилення похибки $S_{bj}=1,33$. За критерієм Стюдента при рівні значущості 0,05 табличне значення t -критерію становить 3,19 [33]. Перевірка адекватності рівняння регресії виконана за критерієм Фішера і дисперсією адекватності $S_{ad}^2=8,4$. Розрахункове значення F -критерію $F_p=4,98$. Табличне значення F -критерію (при $f_y=13$, $f_{ad}=2$ – ступені свободи) $F_p^t=2,9$. Оскільки $F_p^t=2,9 < F_p=4,9$, модель є адекватною. Отже, рівняння регресії є адекватним і статистично значущим. Коефіцієнт детермінації становить $R^2=0,97$ [33, 40].

3.3. Результати експериментальних досліджень контролю ступеню спрацювання зубів зубчатої передачі

Дослідження здійснювалися з використанням методу прямої оцінки параметру, який досліджується. СКЗ вимірювали з використанням розробленого методу та обладнання для діагностики. Для порівняння отримані дані вимірювань порівнювалися з даними, виміряними приладом КІ-13909 [11]. Дані вимірювань занесені в таблицю 3.3.

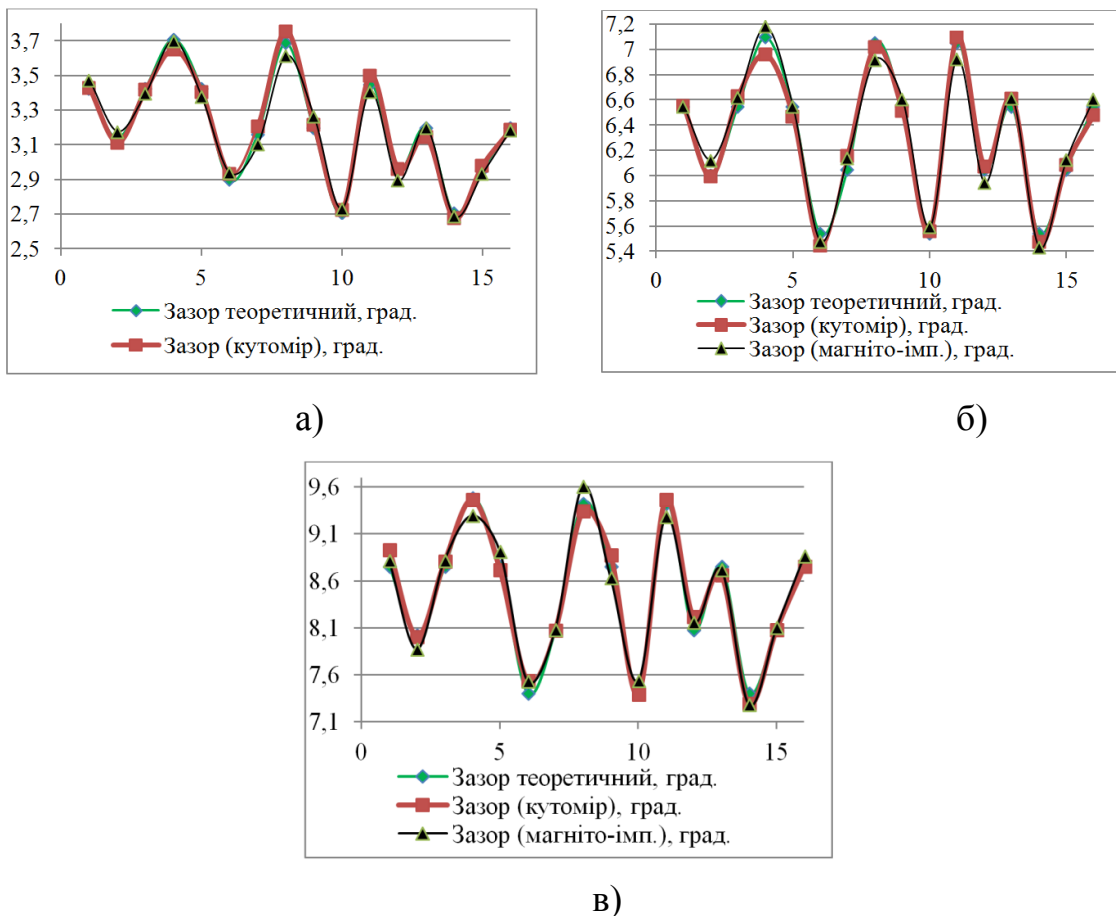


Рис. 3.3. Графіки кореляції теоретичних досліджень зазору в МКП з даними вимірювань, здійснених кутоміром і розробленим способом: а) – при 25% зношування; б) – при 50% зношування; в) – при 75% зношування.

Середнє арифметичне для ряду спостережень становить 2,8. При $q=0,05$, кількості дослідів $n=20$, β дорівнює 2,98. Так як $0,748 < 1,83$, то значення ряду спостережень є значимими і згідно [33] залишаються. При числі результатів дослідів $50 > n=20 > 15$, результати вимірювань перевіряють на належність до нормального розподілу за критеріями 1 та 2 за змішаною оцінкою середнього.

Таблиця 3.3.

Результати експериментального дослідження ступеню зношення зубчатих коліс МКП трактора БЕЛАРУС-1221.2 розробленим методом та класичним за допомогою кутоміра КІ-13909

Передача	Передаточне число передачі	Мінімальний гарантований зазор, град	Зазор при зношенні 25%				Зазор при зношенні 50%				Зазор при зношенні 75%			
			Теоретично		Фактично		Теоретично		Фактично		Теоретично		Фактично	
			Зазор, град	Число імпульсів	Зазор, град (Кутомір)	Зазор, град (Розроблений прилад)	Зазор, град	Число імпульсів	Зазор, град (Кутомір)	Зазор, град (Розроблений прилад)	Зазор, град	Число імпульсів	Зазор, град (Кутомір)	Зазор, град (Розроблений прилад)
1	296,7	2,4	3,425	311	3,428	3,473	6,548	595	6,555	6,548	8,754	796	8,929	8,815
2	244,01	2,2	3,14	256	3,115	3,178	6,002	489	5,996	6,122	8,025	655	8,009	7,873
3	201,81	2,4	3,425	212	3,418	3,398	6,548	404	6,633	6,620	8,755	542	8,808	8,816
4	167,27	2,6	3,71	176	3,651	3,703	7,094	335	6,959	7,179	9,485	449	9,466	9,295
5	130,93	2,6	3,425	137	3,408	3,377	6,548	262	6,469	6,548	8,754	351	8,719	8,912
6	107,65	2,2	2,898	113	2,933	2,939	5,541	215	5,447	5,480	7,407	289	7,540	7,533
7	89,03	2,4	3,161	93	3,208	3,104	6,045	178	6,160	6,136	8,08	239	8,072	8,080
8	83,7	2,8	3,688	87	3,758	3,614	7,053	167	7,018	6,919	9,427	225	9,342	9,606
9	78,1	2,6	3,2	76	3,216	3,267	6,548	156	6,515	6,607	8,754	210	8,877	8,631
10	64,21	2,2	2,708	62	2,727	2,732	5,541	128	5,563	5,591	7,407	173	7,392	7,540
11	53,1	2,8	3,447	51	3,502	3,409	7,052	106	7,094	6,925	9,427	143	9,465	9,286
12	44,02	2,4	2,955	42	2,964	2,899	6,045	88	6,075	5,942	8,08	119	8,217	8,161
13	34,4	2,6	3,2	33	3,149	3,200	6,548	69	6,613	6,613	8,754	92	8,666	8,719
14	28,33	2,2	2,708	27	2,678	2,689	5,541	57	5,475	5,430	7,407	76	7,296	7,281
15	23,43	2,4	2,954	22	2,981	2,933	6,045	47	6,087	6,124	8,08	63	8,080	8,104
16	19,42	2,6	3,2	18	3,187	3,184	6,549	39	6,484	6,608	8,753	52	8,753	8,867

Критерій 1. Рівень значущості $q_1=5\%$. Середнє арифметичне відхилення складає 0,21. Значення границь інтервалу $d_{99\%}=0,06$ і $d_{5\%}=0,92$. Так як $0,06 < 0,21 < 0,92$ підтверджується критерій 1 (належності експериментальних даних до нормального розподілу) [33, 40].

Критерій 2. За таблицею при $q=5\%$, $n=20$, знаходимо $P=0,96$. З таблиці нормованої функції Лапласа $Z_{p/2}=1,9$ а $Z_{p/2} \cdot S=0,34$. Жодна різниця $(Y_i - \bar{Y})$ не перевищує значення $Z_{p/2} \cdot S$. Таким чином дані спостережень узгоджені з гіпотезою про нормальний розподіл. Достовірність виконаних вимірювань засобом діагностування відносно кутоміру КІ-13909 становить 89% [33, 40].

3.4. Експериментальні дослідження ступеню спрацювання зубів коробки передач трактора БЕЛАРУС-1221.2

Для визначення моменту опору T'' на колесах транспортного засобу (трактор БЕЛАРУС-1221.2) використано стенд з біговими барабанами (рис. 3.3). Під час дослідження вимірювали опір в опорах барабанів стенду, який встановлено на бетонному фундаменті. Стенд – це металева, жорстка, рамна конструкція з чотирма біговими барабанами (рис. 3.3). Бігові барабани попарно з'єднані за допомогою муфт. Кожне ведуче колесо БЕЛАРУС-1221.2 спирається на два бігові барабани, оснащені чотирма опорами. Заїзд трактора БЕЛАРУС-1221.2 на стенд і його з'їзд зі стенду реалізовується за допомогою двох похилих елементів конструкції.

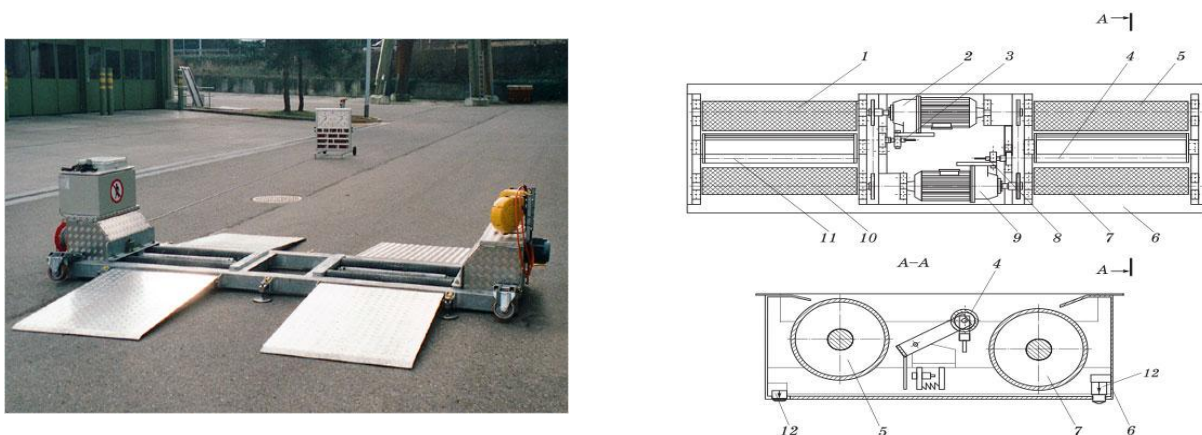


Рис. 3.3. Стенд з біговими барабанами: 1, 5, 7, 10 – барабани; 2, 9 – мотор-редуктори; 3, 8 – тензOMETричні датчики; 4, 11 – опорні ролики; 6 – рама; 12 – опори.

Діагностували коробку передач БЕЛАРУС-1221.2, обертовий момент до якої підводили від двигуна Д260.2С засобами зчеплення (дод. Ж).

Досліджування виконувалися при умовах, наведених в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Умови проведення експерименту

Умови експерименту	Реалізація умови
датчики встановлювати відповідно технічним умовам ТУ 17МО.082.021 на підготовку пристрою/первинних перетворювачів до вимірювань	датчики закручувались до упору в вінець маховика/вінець вихідного зубчастого колеса з наступним вивертанням на один оберт, зазор між датчиком і вінцем складав 1 мм
джерело опорного сигналу $z_{\max}=144$ забезпечувався одним датчиком	в картері маховика встановлений один датчик (датчик ПрП2 за ТУ 17МО.082.021, має сертифікат повірки)
джерело вихідного сигналу $z_{\max}=23$ забезпечувалося одним датчиком	в стійці встановлений один датчик (ЭВИТ-Ч2-08, має сертифікат повірки)
досліди проводились на прогрітому двигуні Д260.2С, відповідно технічним умовам керівництва з експлуатації дизеля Д260.2С «Дизельний двигун Д260.2С»	- двигун Д260.2С вважається прогрітим і підготовленим до завантаження при температурі охолоджуючої рідини не менше 45–50 °С; - здійснюється перевірка роботи двигуна Д260.2С на холостому ходу протягом 2-3 хвилин; - з незначним навантаженням двигун Д260.2С прогрівають до робочої температури 75–95 °С; - робота двигуна Д260.2С здійснюється за температури оточуючого повітря 20–25 °С, необхідність додаткового регулювання двигуна Д260.2С відсутня.
зчеплення замкнено, передача ввімкнена	встановлено і використовується зчеплення двигуна Д260.2С, передачі перемикаються за допомогою механізму перемикання передач КП
бічні отвори визначені для трансмісії	Бічний отвір за передачами попередньо визначений за допомогою приладу КІ-13909, абсолютна похибка якого складає 15 град на кут повороту до 9°
підготовка діагностичного обладнання до роботи	підготовка даних для діагностування здійснювалась за допомогою розробленого програмного забезпечення
контроль частоти обертання приводного валу двигуна в діапазоні 0...2200 хв ⁻¹	за допомогою індикаторного екрану засоби діагностування в режимі діагностування

Діагностичні дані щодо зношення бічної поверхні зубів коліс ЗП представлені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Розрахунок параметрів зношення бічної поверхні зубів

Зубчата передача	Пара зачеплення	Зазор гарантований, мм	Товщина зуба при зношенні 0 %, мм	Товщина зуба при зношенні 25 %, мм	Товщина зуба при зношенні 50 %, мм	Товщина зуба при зношенні 75 %, мм	Товщина зуба при зношенні 100 %, мм
1	40/24	0,209	8,706	8,162	7,618	7,074	6,53
2	38/17	0,196	8,706	8,162	7,618	7,074	6,53
3	34/20	0,196	8,706	8,162	7,618	7,074	6,53
4	42/21	0,209	8,706	8,162	7,618	7,074	6,53
5	41/12	0,209	11,609	10,883	10,158	9,432	8,706
6	54/27	0,130	12,576	11,79	11,004	10,218	9,432
7	72/21	0,288	6,861	6,431	6,003	5,574	5,146
Величина СКЗ, мм	1 передача, u=296,7	1,437	1,437	3,425	6,548	8,754	11,654
Кількість імпульсів			130	311	595	796	1060
Величина СКЗ, мм	5 передача, u=130,93	1,437	1,437	3,425	6,548	8,754	11,654
Кількість імпульсів			57	137	262	351	468
Величина СКЗ, мм	9 передача, u=78,1	1,437	1,437	3,200	6,548	8,754	11,654
Кількість імпульсів			34	76	156	209	279
Величина СКЗ, мм	13 передача, u=34,4	1,437	1,437	3,200	6,548	8,754	11,654
Кількість імпульсів			15	33	69	92	122
Величина СКЗ, мм	13X передача, u=166,64	1,241	1,241	3,458	5,428	7,654	12,458
Кількість імпульсів			63	176	277	391	636
Величина СКЗ, мм	5 ЗХ передача, u=71,8	1,241	1,241	3,458	5,428	7,654	12,458
Кількість імпульсів			27	76	119	168	274

3.5. Висновки до розділу 3

Діагностичні дані є основою для діагностики подібних МКП. Шляхом лінійної інтерполяції діагностичний модуль формує дані щодо проміжних значень величини зношення. Для кожної моделі МКП слід виконувати базові розрахунки кількості імпульсів. Певна кількість імпульсів відповідає значенням відповідних СКЗ в зубчатих парах на кожній передачі КП. Розрахунки легко автоматизувати і привести у відповідність до технічних параметрів вихідної МКП, які необхідно ввести в інтерфейс перед початком роботи, що знижує витрати часу на проведення діагностичних робіт.

За результатами діагностики трактора значення відносної похибки при вимірюванні СКЗ на всіх діапазонах передач не перевищує 7,9 % порівняно з даними, отриманими КІ-13909. Довірча ймовірність подібності даних оцінки технічного стану ЗП розробленим засобом і приладом КІ-13909 рівна 89 %.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено методику діагностування параметрів технічного стану зубів коліс ЗП, яка базується на використанні імпульсів магнітоелектричної природи. Отримано аналітичні залежності величини виміряного сигналу від геометричних параметрів ЗП. За залежностями, виходячи з величини отриманого сигналу, можна встановити діапазон значень контрольного сигналу, за яким оцінювати ступінь зношення бічних поверхонь зубів ЗП механічних КП трансмісій.

2. На основі розробленого способу діагностування розроблено апаратну частину приладів діагностування, за допомогою якої можна підвищити оперативність здійснення діагностичних робіт, пов'язаних з визначенням ступеню спрацювання ЗП, спрогнозувати залишковий ресурс приводу та розробити рекомендації щодо покращення технічного стану ЗП механічних КП.

3. Представлено алгоритм виконання діагностичних робіт з визначення ступеню спрацювання зубчатих коліс КП та встановлення технічного стану МКП трансмісій. Запропонований алгоритм дозволяє знизити трудомісткість діагностичних робіт на 60%, скоротити час на діагностику на 30% (об'єкт діагностики трактор БЕЛАРУС-1221.2) та за результатами дослідження розробити рекомендації щодо зменшення ступеню спрацювання зубчатих коліс МКП.

4. Економічна ефективність від застосування розробленого засобу для здійснення діагностики становить 193033, грн. на рік (за цінами 2020 року, додаток 3). Розрахунки виконані для транспортного засобу БЕЛАРУС-1221.2.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Chen J., Wang C., Wang B., Zhou Z. A visualized classification method via t-distributed stochastic neighbor embedding and various diagnostic parameters for planetary gearbox fault identification from raw mechanical data. *Sensors and Actuators A : Physical*, 2018. №284, 52–65 p.
2. Dhillon B. S. *Engineering Design: A Modern Approach*. Chicago : Richard D. Irwin, 1996. 284 p.
3. Dhillon B. S. *Engineering Maintainability: How to Design for Reliability and Easy Maintenance*. Ottawa : Elsevier Science and Technology Books, 1999. 253 p.
4. Elsayed E. A. *Reliability Engineering*. Addison Wesley Longman. Massachusetts : Reading, 1996. 327 p.
5. Fortes M. Z., Ferreira V. H., Zanghi R. Fault Diagnosis in Transmission Lines: Trends and Main Research Areas. *IEEE Latin America Transactions*. 2015. Vol. 13, № 10, P. 3324–3332.
6. Stoneham D. E. *The Maintenance Management and Technology Handbook*. Elsevier Science. Oxford : U.K., 1998. 246 p.
7. The measurement of gear transmission error as an NVH indicator: Theoretical discussion and industrial application via low-cost digital encoders to an all-electric vehicle gearbox / Palermo A. et. al. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. Vol. 110. P. 368–389.
8. Кравцов Є. Д. Деталі машин і основи конструювання : курс лекцій. Одеса : БАХВА, 2003. 456 с.
9. Зенкін М. А., Піпа Б. Ф. *Методи підвищення надійності та довговічності деталей та вузлів машин легкої промисловості* : Підручник. К. : КНУТД, 2003. 264 с.
10. *Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Практикум : підруч. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Іванов Г. О. та ін. ; заред. Іванова Г. О. та Шебаніна В. С. Миколаїв : МНАУ, 2016. 428 с.*
11. Гарбузюк В. П. *Аналіз діагностичних параметрів визначення технічного стану агрегату трансмісії автомобілів* : матеріали наук.-

практ. конф. науково-пед. прац., доктор., аспір. та молодих вчених факультету інженерії та енергетики, м. Житомир, 26 жовтня 2020 р. Житомир : ПНУ, 2020. С. 85–89.

12. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления / Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э. и др. М. : Машиностроение, 1974. 160 с.

13. Vibration-based updating of wear prediction for spur gears / Feng K. et. al. *Wear*. 2019. Vol. 426–427, Part B. P. 1410–1415.

14. Зубчатые передачи : Справочник / Гинзбург Е. С., Голованов Н. Ф., Фирун Н. Б., Халебский Н. Т.; под. общ. ред. Гинзбурга Е. Г. Л. : Машиностроение, Ленинград. отд.-ние, 1980. 416 с.

15. Ремонт автомобілів : навч. посібник / Упор. Чабанний В. Я. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с.

16. Техническое обслуживание и диагностика ходовой части, трансмиссии и гидросистемы тракторов / Кучков С. Б. и др. Пермь : ИПЦ «Прокрость», 2016. 90 с.

17. Кравченко В. М., Сидоров В. А., Седуш В. Я. Технічне діагностування механічного обладнання : Підручник. Донецьк : ТОВ «Юго-Восток, Лтд», 2007. 447 с.

18. Клімов П. Н. Обґрунтування режимів і розробка засобів контролю технічного стану машинно-тракторних агрегатів вібродіагностуванням: дис...канд. техн. наук : 05.05.11. – Х., 2008. 152 с.

19. Комп'ютерні мережі : навч. посібник / Микитишин А. Г., Митник М. М., Стухляк П. Д., Пасічник В. В. Львів : Магнолія–2006, 2013. 256 с.

20. Кос И. И., Зорин В. А. Основы надежности машин. М. : Машиностроение, 1978. 216 с.

21. Xue S., Howard I. Torsional vibration signal analysis as a diagnostic tool for planetary gear fault detection. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. Vol. 100. P. 706–728.

22. Макаров Р. А., Соколов А. В. Диагностика строительных машин. М. : Стройиздат, 1984. 335 с.

23. Chen W., Lei Y., Fu Y., Hou L. A study of effects of tooth surface wear on time-varying mesh stiffness of external spur gear considering wear evolution process. *Mechanism and Machine Theory*. 2021, Vol. 155. 104055. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2020.104055
24. A study on the experimental investigation of low frequency vibration wave assisted disassembly of press-fit joints / Dieudonné E. et. al. *Journal of Manufacturing Processes*. 2020. Vol. 49. P. 70–81.
25. Микита Г. И. Исследование технической информативности при спутниковой виброакустической диагностике. *Строительные и дорожные машины*. 2005. № 5. С. 56–61.
26. Миронов Н. И., Кириллов Г. Н. Повышение надежности строительных машин. Л. : Стройиздат. Ленингр. отделение, 1985. 136 с.
27. Николаев С. Н. Технический сервис как элемент комплекса мер по обеспечению высокого уровня эксплуатационной надежности машин. *Строительные и дорожные машины*. 2004. № 10. С. 48–54.
28. Гарбузюк В. П. *Результати експериментальних досліджень діагностичного обладнання на промисловому об'єкті*: матеріали наук.-практ. конф., м. Житомир, 26 жов. 2020 р. Житомир : ПНУ, 2020. С. 57–62.
29. Transmission error and strain analysis of lightweight gears by using a hybrid FE-analytical gear contact model / Shweiki S., Rezayat A., Tamarozzi T., Mundo D. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 123. P. 573–590.
30. Бурков М. С. Специализированный рухомий склад автомобільного транспорту. К. : Транспорт, 1979. 296 с.
31. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів : навч. посібник / Біліченко В. В. та ін. Вінниця : ВНТУ, 2012. 118 с.
32. Surkov I. V. Development of methods and means of coordinate measurements for linear and angular parameters of cutting instruments. *Measurement Techniques*. 2011. Vol. 54, Issue 7. P. 758–763.
33. Кислий В. М. Організація наукових досліджень : навчальний посібник. Суми : Університетська книга, 2011. 224 с.
34. Повышение точности механических передач на основе компьютерного моделирования и использования технологий

искусственного интеллекта : монографія / Пашкевич В. М. и др. Могилев : Белорусско-Российский университет, 2011. 139 с.

35. Optimisation of the power-cycle hydro-mechanical parameters in a continuously variable transmission designed for agricultural tractors / Xia Y., Sun D., Qin D., Zhou, X. *Biosystems Engineering*. 2020. Vol. 193. P. 12–24. doi:10.1016/j.biosystemseng.2019.11.009

36. VDI/VDE 2607 Computer-aided evaluation of profile and helix measurements on cylindrical gears with involute profile. Dusseldorf, 2000. 46 p.

37. Курмаз Л. В. Основы конструювання деталей машин : навчальний посібник. Харків : Підручник НТУ «ХП», 2010. 532 с.

38. Снижение эксплуатационных расходов путем совершенствования диагностических средств / Гаврилов А. Н. и др. *Строительные и дорожные машины*. 2004. № 2. С. 34–38.

39. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем / Берестнев О. В., Жук И. В., Скороходов А. С. и др. Мн. : ИНДМАШ, 1996. 64 с.

40. Підручник дослідника: навч. посіб. для студ. агротех. спец. / О. Васильковський, С. Лещенко, К. Васильковська, Д. Петренко. Кіровоград, 2016. 204 с.

41. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок зубчатих передач. Львів : Афіша, 2013. 586 с.

42. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов. Мн. : Дизайн ПРО, 1997. 640 с.

43. Форнальчик Є. Ю., Оліскевич М. С. Технічна експлуатація та надійність : навч. посіб. Львів : Афіша, 2004. 492 с.

44. Фролов К. В., Косарев О. И. Математическая модель вибровозбуждения в зацеплении неточных деформируемых зубьев прямозубой передачи. *Приклад. механика*. 1999. Вип. 35, № 11. С. 3–19.

45. Цифровая фильтрация и обработка сигналов / Петько В. И., Куконин В. Е., Шихов Н. Б. Мн. : Университетское, 1995. 168 с.

ДОДАТКИ

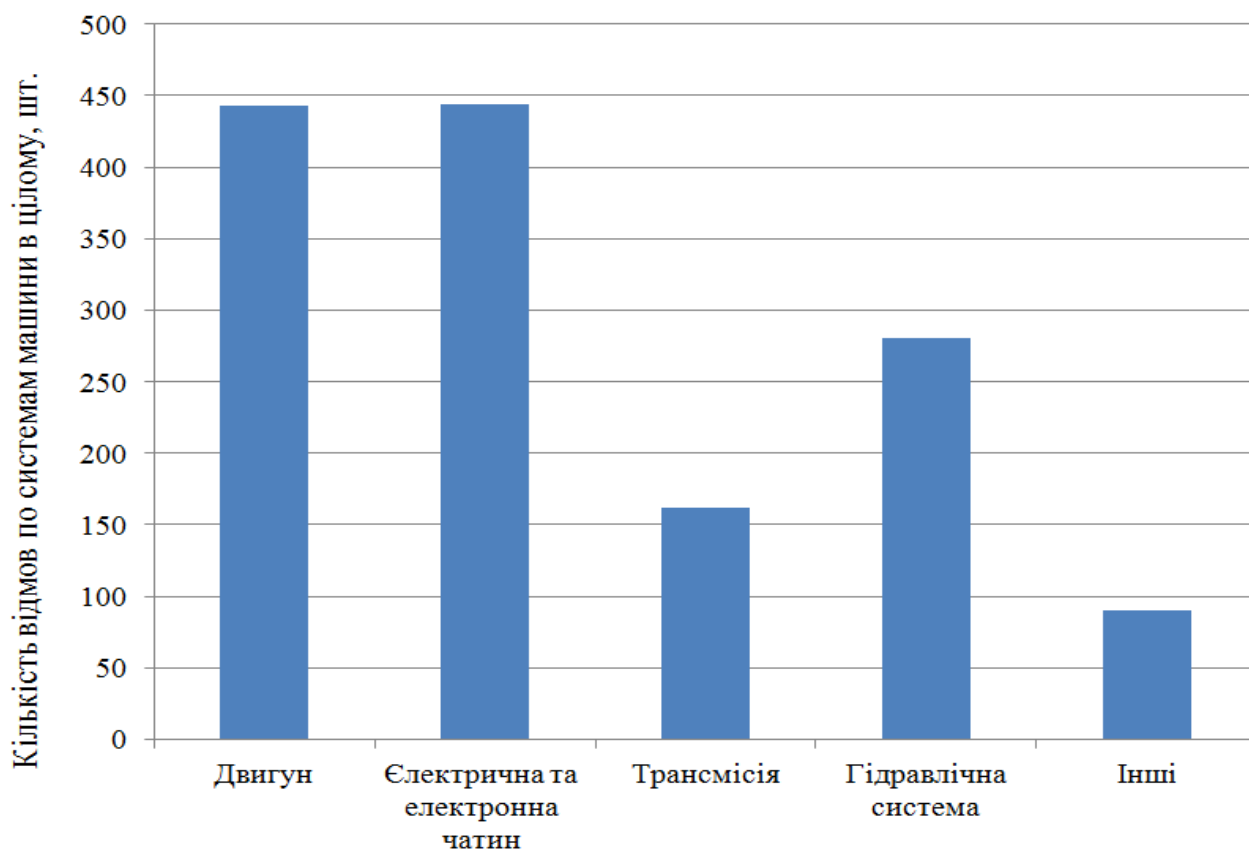


Рис. 1. Кількість відмов по агрегатам ТЗ за 2018–2019 рр.

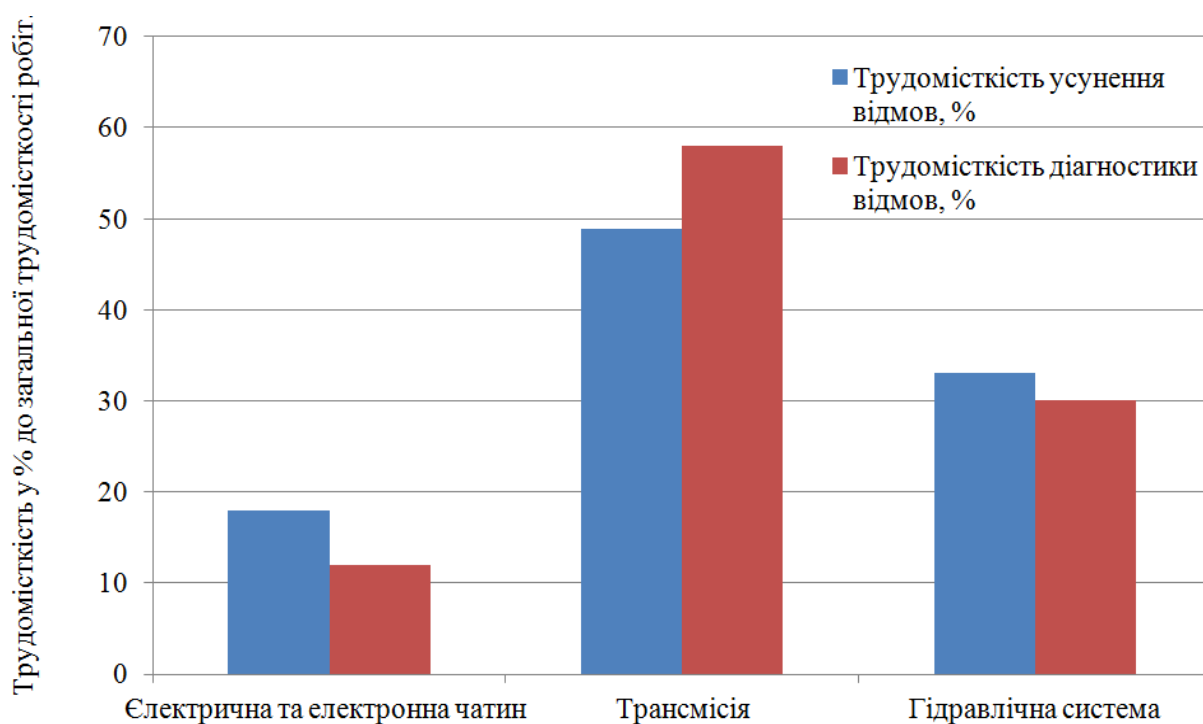


Рис. 2. Трудомісткість усунення відмов по агрегатах транспортних засобів за 2018–2019 рр.

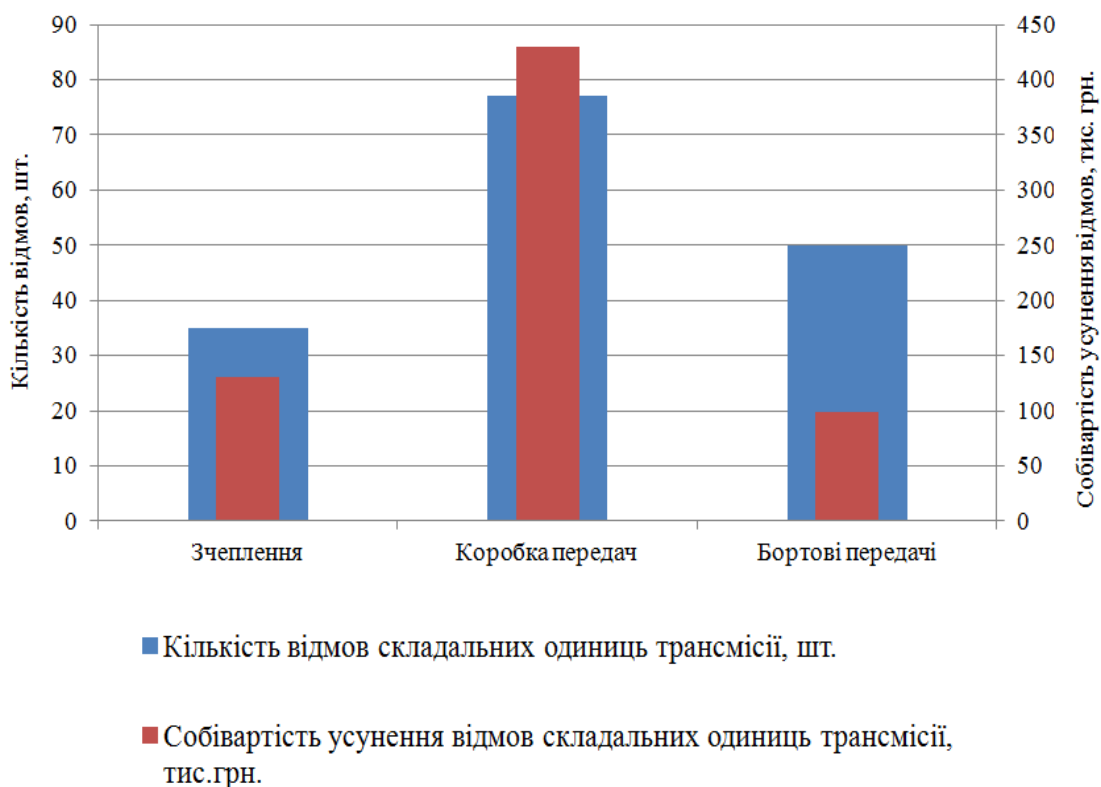


Рис. 3. Вартість робіт та кількість відмов по вузлах трансмісії за 2018–2019 рр

Додаток Б

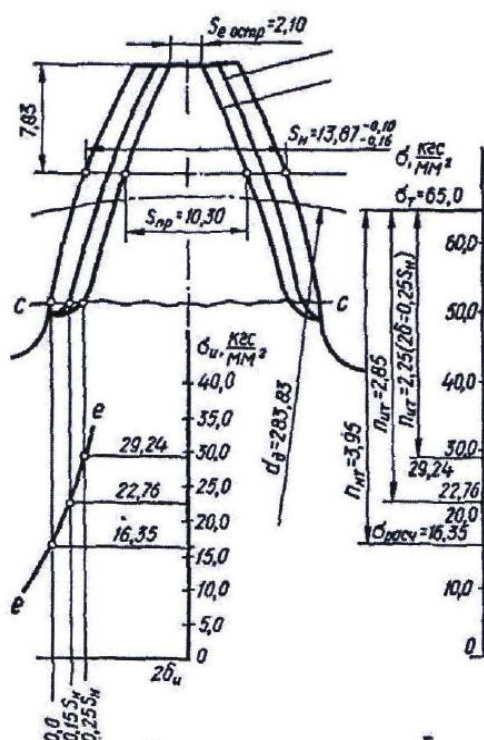


Рис. 1. Графічні залежності для визначення граничного розміру зубчастих коліс: а) – графік напруг; б) – шкала напруг і запасів міцності зубців

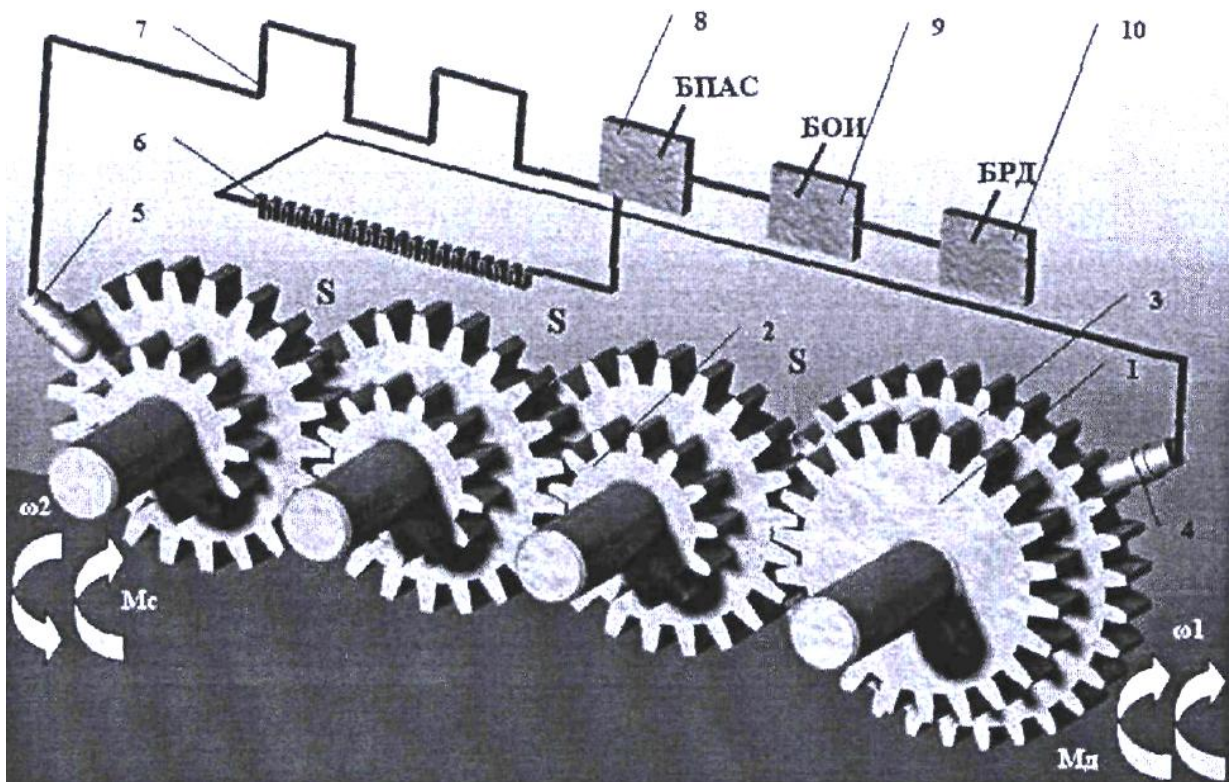


Рис. 1. Схема контролю спрацювання коліс зубчатих передач:

1 – ведуча шестерня; 2 – ведена шестерня; 3 – маховик; 4 – датчик опорного сигналу; 5 – датчик вихідного сигналу; 6 – опорний сигнал; 7 – вихідний сигнал; 8 – блок перетворення аналогового сигналу (БПАС); 9 – блок обробки інформації (БОІ); 10 – блок реєстрації даних (БРД).

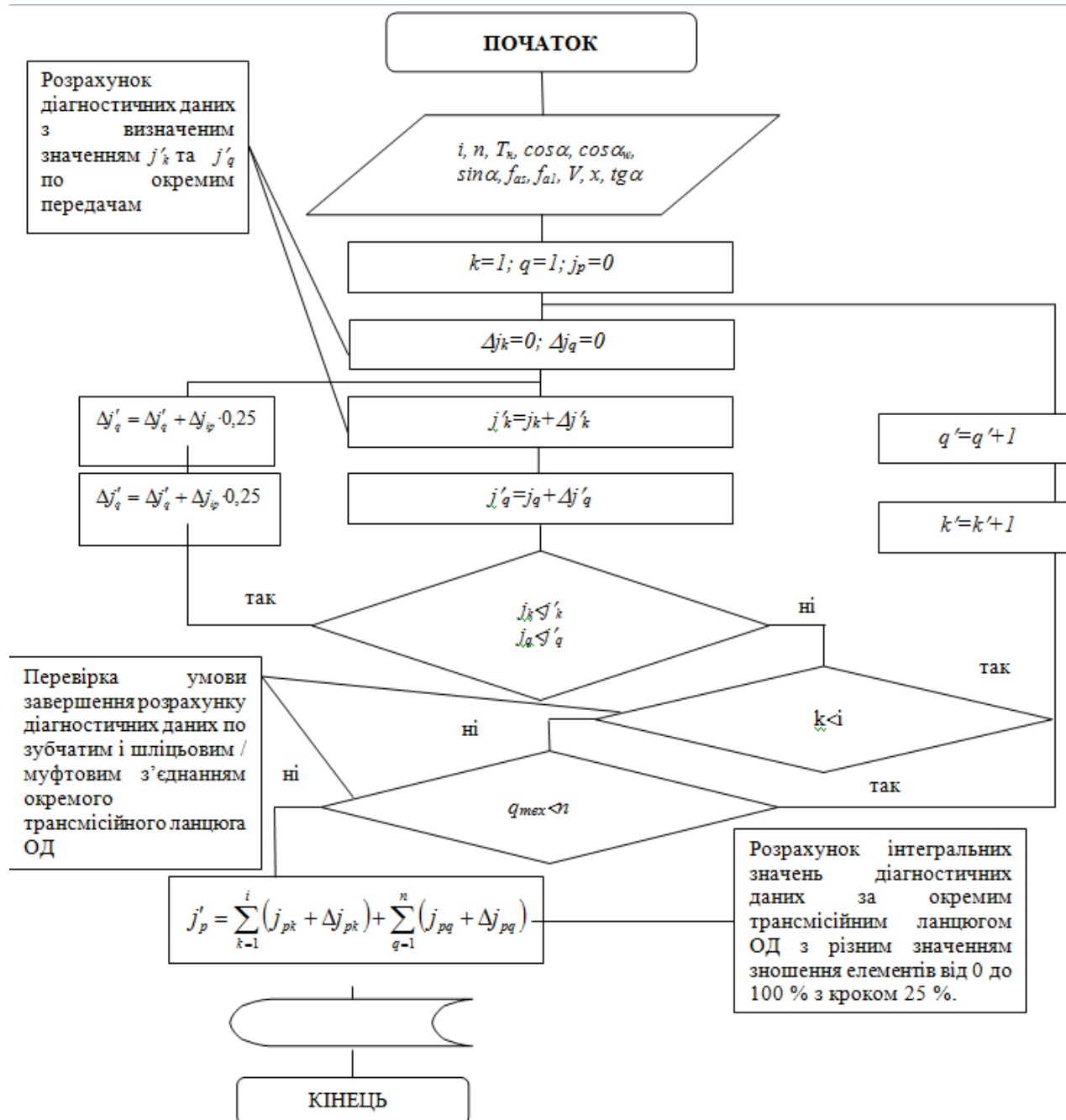


Рис. 1. Алгоритм збору даних для контролю окремого кінематичного ланцюга передачі

Результати дослідження впливу обертового моменту двигуна та його частоти на імпульси при вимірюванні зазору в МКП

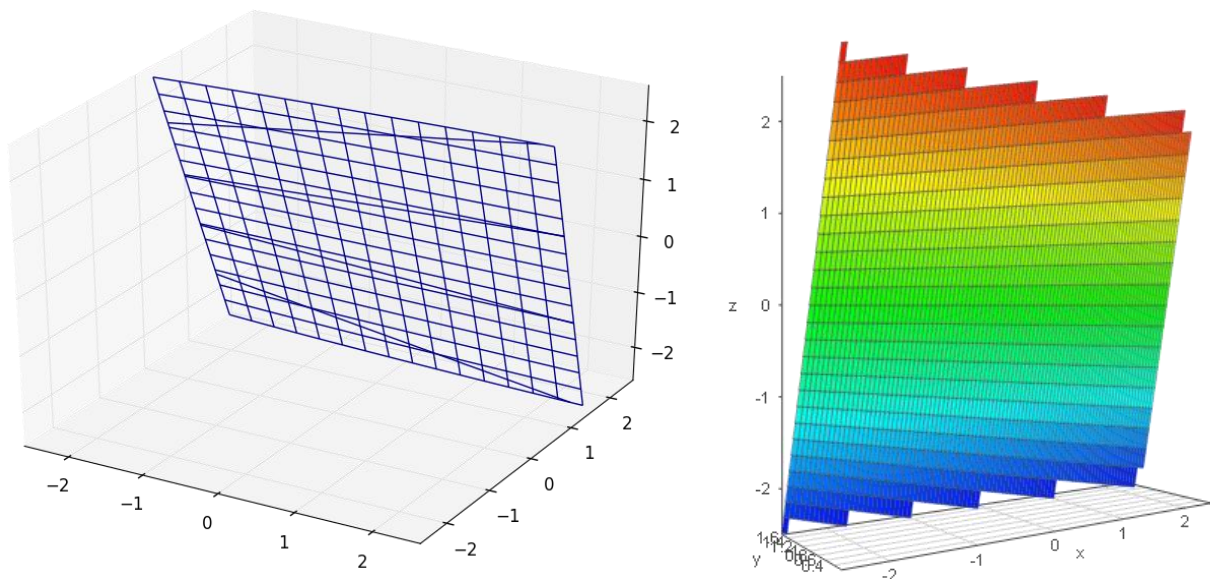


Рис. 1 Поверхня відгуку рівняння регресії

Рівняння регресії: $Y = 4,1 + 0,38 \cdot x_1 - 4,1 \cdot x_2 - 0,38 \cdot x_1 \cdot x_2$

Середнє значення функції відгуку становить $Y=4,2$. Дисперсія моделі складає $S_y^2=5,5$. Похибка розрахунку коефіцієнтів оцінюється дисперсією $S_{bj}^2=1,4$. Значущість коефіцієнтів регресії встановлюється за критерієм Стьюдента. Середньоквадратичне відхилення похибки $S_{bj}=1,2$.

Технічні характеристики коробки передач БЕЛАРУС-1221.2

Тип коробки передач	Механічна, ступінчата, (6-діапазонна)
Передаточне число 1 передачі / зазор, град	296,7/2,4
Передаточне число 2 передачі / зазор, град	244,01/2,2
Передаточне число 3 передачі / зазор, град	201,81/2,4
Передаточне число 4 передачі / зазор, град	167,27/2,6
Передаточне число 5 передачі / зазор, град	130,93/2,6
Передаточне число 6 передачі / зазор, град	107,65/2,2
Передаточне число 7 передачі / зазор, град	89,03/2,4
Передаточне число 8 передачі / зазор, град	83,70/2,8
Передаточне число 9 передачі / зазор, град	78,1/2,6
Передаточне число 10 передачі / зазор, град	64,21/2,2
Передаточне число 11 передачі / зазор, град	53,1/2,8
Передаточне число 12 передачі / зазор, град	44,02/2,4
Передаточне число 13 передачі / зазор, град	34,4/2,6
Передаточне число 14 передачі / зазор, град	28,33/2,2
Передаточне число 15 передачі / зазор, град	23,43/2,4
Передаточне число 16 передачі / зазор, град	19,42/2,6
Передаточне число 17 передачі / зазор, град	166,64/2,2
Передаточне число 18 передачі / зазор, град	137,01/3
Передаточне число 19 передачі / зазор, град	113,31/2,8
Передаточне число 20 передачі / зазор, град	93,92/2,8
Передаточне число 21 передачі / зазор, град	71,8/3
Передаточне число 22 передачі / зазор, град	59,04/3,4
Передаточне число 23 передачі / зазор, град	48,8/3,6
Передаточне число 24 передачі / зазор, град	40,4/3,2
Муфти/синхронізатори	Зубчасті

Дані розрахунку економічної ефективності

№ п/п	Параметри вихідних даних	Значення параметра	
		Новий спосіб	Традиційний спосіб
1	Вартість обладнання, грн	1037500	768820
2	Час діагностики, хв	74	108
3	Кількість персоналу, чол.	1	2
4	Термін служби, рік.	8	8
5	Річна програма	1635	1120
6	Тарифна ставка персоналу згідно розряду, грн	75	75
7	Заробітна плата персоналу, грн	92,5	135,0
8	Нарахування на заробітну плату, грн	20,35	29,70
9	Загальний фонд заробітної плати, грн	112,85	164,7
10	Середньомісячний фонд робочого часу, год.	168	168
11	Умовна (ринкова) вартість одного діагностування КП, грн	375,00	375,00
12	Річний дохід на виконанні програми випробувань, грн	613125	420000
13	Річні витрати на виконання програми випробувань, грн	369019,5	368928
14	Річний прибуток на виконанні програми випробувань, грн	244105,5	51072
15	Річний економічний ефект, грн	193033,5	-
16	Додаткові капітальні вкладення, грн	268680	-
17	Коефіцієнт економічної ефективності	0,72	-
18	Термін окупності, років	1,39	