

**ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Факультет інженерно-технологічний**  
**Кафедра технологій та засобів механізації аграрного виробництва**

Пояснювальна записка

до *дипломної роботи* на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»  
на тему: «Підвищення надійності деталей трансмісії сільськогосподарської  
техніки»

Виконав: здобувач вищої освіти за  
освітньо-професійною програмою  
Технології і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва  
спеціальності 208 Агроінженерія  
ступеня вищої освіти «*магістр*» групи 3  
Карпенко Владислав Григорович  
Керівник: Дудніков А. А.  
Рецензент: Яхін С. В.

**Полтава – 2021 року**

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Виходячи із завдань, що стоять перед АПК, пріоритетними є напрями формування конкурентоспроможного машинно-тракторного парку (МТП) і технологічного обладнання, стимулювання розвитку виробництва на підприємствах вітчизняного машинобудування, освоєння системи високоефективного використання, підтримки і відновлення працездатного стану сільськогосподарської техніки (СГТ) [1,2].

Вирішенням проблем працездатності парку таких машин є раціональна організація і підвищення якості технічного обслуговування, ремонту і випробування вузлів і агрегатів як основи підвищення надійності техніки, яку складають нові технології та обладнання, що забезпечують підвищення ресурсу відремонтованих вузлів і агрегатів до 100% рівня від ресурсу нових при ціні, що становить 50 ... 70% вартості нових [3].

Тенденції розвитку СГТ свідчать про те, що стосовно механічних трансмісій (МТ) актуальні напрями вдосконалювати або модернізації їх агрегатів, розробки прогресивних технологій технічного обслуговування і ремонту (ТОР) з метою підвищення надійності [4]. При цьому домінуючу роль в підвищенні надійності МТ тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин грає елементно-агрегатна база, так як її технічний рівень визначає якість техніки в цілому.

Забезпечення підвищення надійності агрегатів механічних трансмісій (АМТ) СГТ має важливе народногосподарське значення.

Найбільш перспективними напрямками підвищення надійності АМТ є вдосконалення і модернізація елементів конструкції з метою підвищення довговічності, безвідмовності і ремонтпридатності з'єднань, розробка прогресивних технологій заснованих на раціональних способах ТОР, розробка технічних засобів і методик ресурсних випробувань.

**Основна мета цієї роботи** – розробка основ, методів і технічних засобів, що забезпечують підвищення надійності карданних передач трансмісій сільськогосподарської техніки.

Для досягнення даної мети поставлені наступні **завдання**:

– виконати аналіз експлуатаційної надійності карданних передач трансмісій СГТ, встановити основні фактори, що впливають на їх надійність, визначити шляхи її підвищення;

– розробити і обґрунтувати заходи підвищення надійності карданних передач методами технічного обслуговування і ремонту;

– розробити технічні засоби і методики оцінки ресурсу серійних, відремонтованих і дослідних карданних передач;

– розробити раціональні технологічні процеси способів технічного обслуговування і ремонту карданних передач.

**Об'єктом дослідження** є процеси зношування, підтримки і відновлення працездатності з'єднань карданних передач.

**Предметом дослідження** є довговічність підшипникових вузлів карданних передач на основі вивчення впливу факторів, що визначають надійність механічних трансмісій сільськогосподарської техніки.

**Методи дослідження** представлені комплексним підходом на основі системного аналізу, теорій надійності і діагностики технічних систем, опору матеріалів, розмірного аналізу, математичної статистики.

**Наукова новизна.** Розроблено основи підвищення схемної надійності та отримані закономірності збільшення ймовірності безвідмовної роботи карданних шарнірів при підвищенні їх пристосованості до технічного обслуговування і ремонту.

**Практична значимість.** Модернізовано конструкції карданних шарнірів з метою підвищення довговічності і ремонтпридатності карданних передач сільгосптехніки.

## 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1. Сучасні тенденції розвитку трансмісії сільськогосподарської техніки

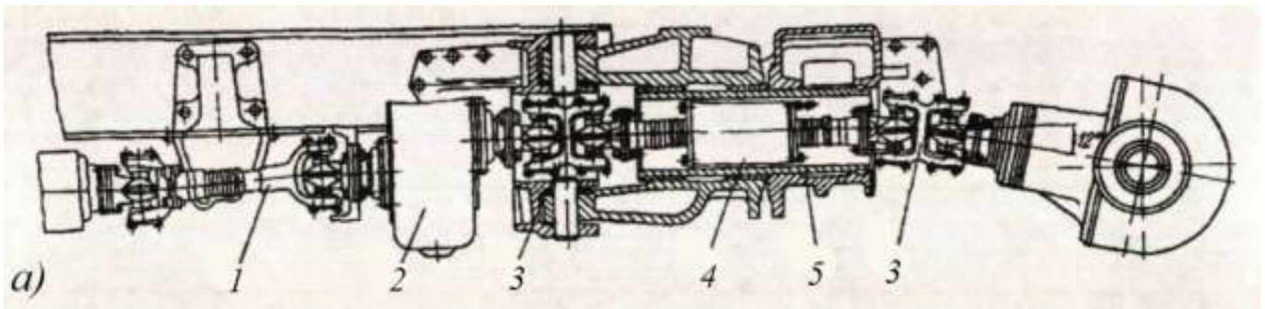
Аналіз компоувальних схем МТ промислових тракторів загального та спеціалізованого призначення показує, що факт застосування карданних валів для передачі крутного моменту від двигуна до агрегатів трансмісії, допоміжного та робочого обладнання, з урахуванням тенденцій розвитку компонок тракторів, є загальноприйнятим і закономірним, що забезпечується перевагами такого приводу [ 5, 6].

В МТ сучасних автомобілів карданні передачі (КП) забезпечують передачу потоку потужності від двигуна до коробки передач, роздавальної коробки, ведучих мостів, ведучих коліс при незалежній підвісці, ведучим і керованим колесам, а також для приводу допоміжного і спеціального устаткування [7].

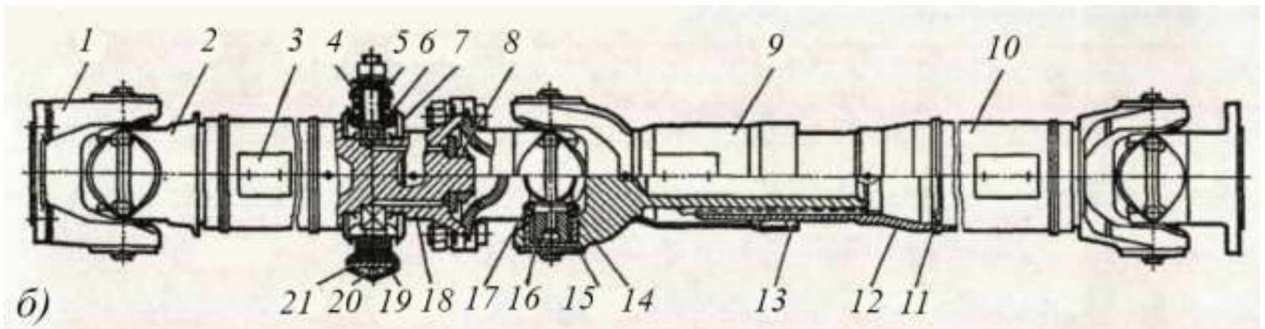
В процесі роботи взаємне розташування валів в трансмісії СГМ безперервно змінюється в залежності від рельєфу місцевості або характеру технологічного процесу, тому для передачі руху від валу відбору потужності (ВВП) до робочих органів застосовують КП [8].

Досвід розвитку підприємств автомобілебудування, тракторобудування і сільськогосподарського машинобудування свідчить про те, що в даний час сформувалися принципові схеми конструкції КП, що складається з одного, двох і більше карданних шарнірів (КШ) нерівної кутової швидкості, з'єднаних трубою, та / або мають рухоме шліцьове з'єднання (рис. 1.1) [ 9].

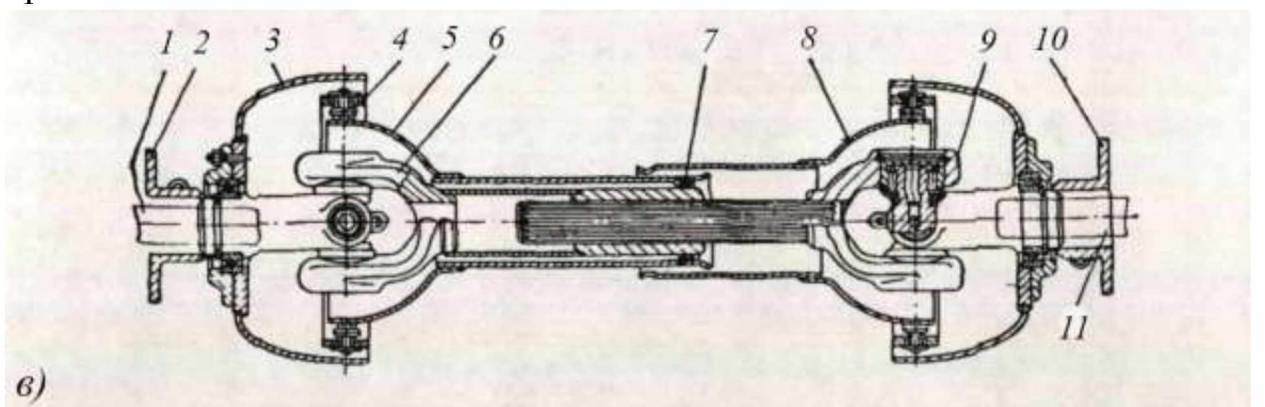
Карданна передача (КП) – це агрегат МТ СГТ, призначений для передачі крутного моменту між з'єднуваними вузлами і агрегатами, осі валів яких мають кутове, радіальне і осьове зміщення або можуть змінювати своє відносне положення в експлуатації.



1 – карданна передача переднього моста; 2 – роздавальна коробка; 3 – здвоєні шарніри нерівних кутових швидкостей; 4 – проміжна опора; 5 – труба горизонтального шарніра рами



1 – вилка-фланець; 2 – карданний проміжний вал; 3 – балансувальна пластина; 4 – подушка опори проміжного вала; 5 – стопорна скоба; 6 – кульковий підшипник; 7 – відбивач; 8 – гайка; 9 – змінна вилка; 10 – карданний вал заднього моста; 11 – заглушка шліцьової втулки; 12 – шліцьова втулка; 13 і 14 – ущільнювальні манжети; 15 – голчастий підшипник хрестовини; 16 – хрестовина; 17 – торцеве ущільнення; 18 – фланець; 19 – стрічка хомута; 20 – пряжка хомута; 21 – кронштейн опори проміжного вала



1 – ВВП; 2, 10 – приєднувальні фланці; 3 – зовнішня півсфера кожуха; 4 – проміжне кільце; 5 – внутрішня півсфера з внутрішньою захисною трубою; 6 – шарнір з силовою трубою; 7 – опорне кільце; 8 – внутрішня півсфера з зовнішньою захисною трубою; 9 – шарнір з валом; 11 – ВВП

Рис. 1.1 – Конструкції КП трансмісій СГТ: а) карданна передача трактора; б) карданна передача автомобіля; в) карданна передача СГМ

Карданна передача повинна відповідати таким вимогам:

- передавати крутний момент без створення додаткових динамічних навантажень в трансмісії, викликаних нерівномірністю обертання і незбалансованістю вала;
- забезпечувати необхідну рівномірність обертання валів двох з'єднувальних агрегатів для частот обертання і при кутах між осями валів на всьому діапазоні експлуатаційних режимів;
- забезпечувати критичну частоту обертання вищою, ніж частота обертання максимально можлива за умовами експлуатації, а також відрізнятися мінімальним рівнем шуму;
- мати високий ККД і мати високу надійність.

Дані по навантаженості агрегатів МТ автомобілів і тракторів, а також енергетичні показники тягово-привідних СГМ, які агрегуються з тракторами, що дозволяють визначити частку потужності, що передається міжвузловими КП і валами відбору потужності (ВВП) для приводу робочих органів, показують, що КП при роботі передають 50 ... 100% потужності двигуна і, таким чином, визначають працездатність машинно-тракторних агрегатів, транспортних і енергетичних засобів [10].

## **1.2. Особливості конструкції карданних передач і їх елементів**

Існування різних типів КП обумовлено конструктивними особливостями і умовами функціонування їх елементів і характеризується класифікацією КП (рис. 1.2) [11].

У загальному випадку КП складається з універсальних шарнірів, валів (порожнистих кільцевих і квадратних труб), проміжної опори (пружної або жорсткої), компенсуючого з'єднання (шліцьового або профільного) та захисної огорожі (рис. 1.1). Компенсуюче з'єднання забезпечує зміну довжини КП при переміщенні одного механізму щодо іншого, наприклад, ведучого моста і коробки передач.



Рис. 1.2 – Класифікація карданних передач СГТ

Універсальні шарніри забезпечують передачу крутного моменту між валами, осі яких перетинаються під кутом. Найбільшого поширення в СГТ отримав механізм, званий КШ і освічений з'єднанням вхідного і вихідного ланок за допомогою ланки, у вигляді хрестовини, і циліндричних обертальних пар, осі яких перетинаються під прямим кутом [12].

Основним класифікаційними ознаками КШ є їх кінематика. КШ діляться на дві групи: шарніри рівних і нерівних кутових швидкостей (РКШ і НКШ). Залежно від кута між осями з'єднувальних валів КШ НКШ діляться на повні, коли вони допускають осьові переміщення всередині шарніра, і напівкарданні шарніри [5, 9]. Класифікація КШ НКШ приведена на рис. 1.3, де потовщеними лініями виділена область досліджуваних конструкцій.



Рис. 1.3 – Класифікація карданних шарнірів нерівних кутових швидкостей

В трансмісіях тракторів і СГМ широко використовують прості КШ з хрестовинами, цільними вилками і голчастими, підшипниками кочення, які при малих габаритах мають високі ККД і навантажувальну здатність, а також вимагають малої витрати мастила.

Розглянемо структурні і функціональні зв'язки, тобто зв'язки будови і взаємодії елементів конструкції серійного КШ, представленого на рис. 1.4 [10, 13, 14,].

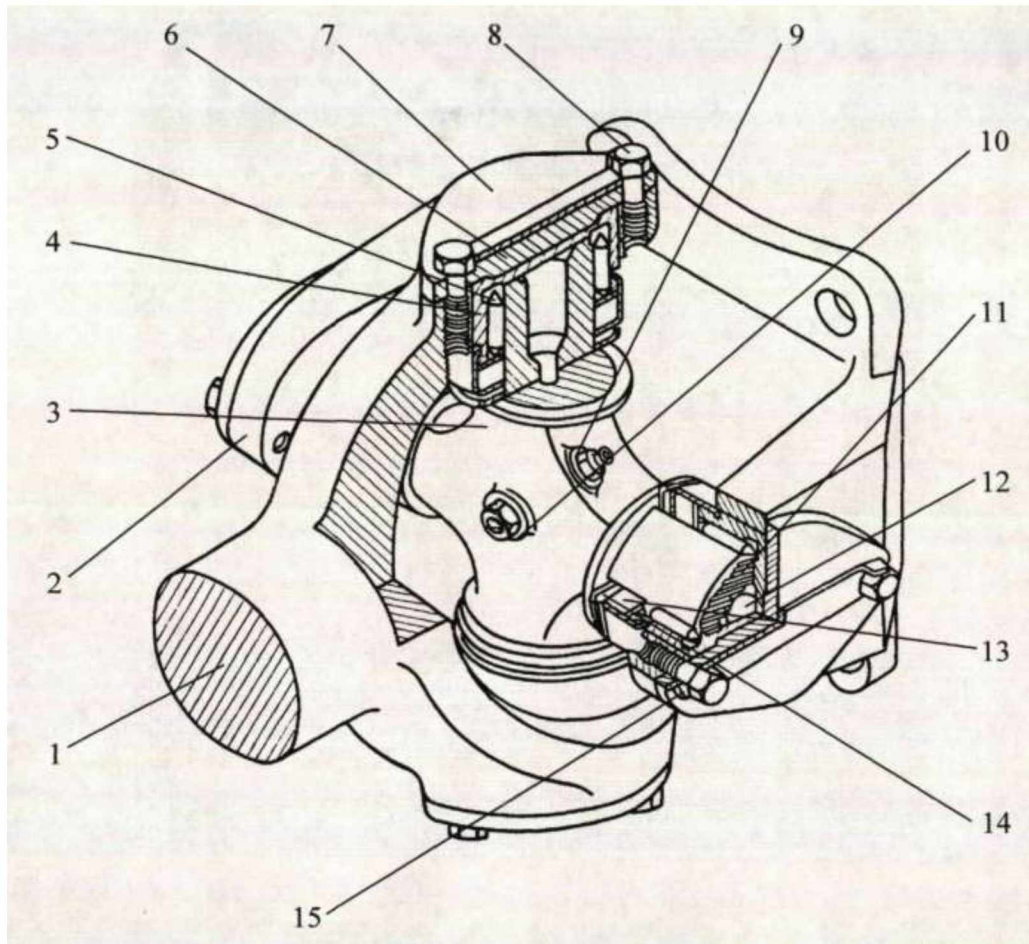


Рис. 1.4 – Конструкція серійного карданного шарніру нерівних кутових швидкостей

Шарнір складається з двох вилок шліцьової (приварної) 1 і фланцевої 2, хрестовини 3 і чотирьох голчастих підшипників 4. Кожна вилка охоплює пару шипів хрестовини 3, при цьому в проушинах вилок 1 і 2 розташовані голчасті підшипники 4, що включають голчасті ролики 5 і корпус 6, і встановлені на шипи хрестовини 3. З торців підшипники 4 утримуються опорними кришками 7, кожна з яких прикріплена до проушин вилок 1 і 2 болтами 8. Виступи опорних кришок 7 входять в пази на торцевих поверхнях голчастих підшипників 4 і утримують їх від повертання в отворах проушин. У кожній хрестовині передбачена система каналів для мащення, що з'єднує різьбові отвори 9 для прес-маслянки, з торцями шипів і з центральним каналом. Клапан 10, призначений для випуску повітря і зайвого мастила при заповненні хрестовини 3 і підшипників 4. На торцях шипів хрестовини 3

виконані канавки 11, призначені для підведення мастила від центрального отвору 12 в шипі до роликів 5 підшипників 4. Підшипникові вузли (ПВ), утворені голчастими підшипниками 4 і шипами хрестовини 3, ущільнюються самопіджимними двухкромочними ущільненнями 13. Для захисту робочих кромок ущільнень 13 від пилу на кожен шип надіта обойма без гуми 14, в якій встановлені просочені оливою поропластові кільця, притиснуті до торця штампованої обойми ущільнення 13. Під болти 8, що кріплять опорні кришки 7, прокладають балансувальні пластини 15.

Конструкцію КШ НКШ розглянемо в якості об'єкта, який призначений для виконання заданих функцій і може бути розчленований на елементи, кожен з яких також виконує певні функції і знаходиться у взаємодії з іншими елементами. Вихід з ладу КШ відбувається в основному в результаті втомного руйнування і зношування шипів хрестовин, голчастих роликів і корпусів підшипників, а також брінелювання поверхонь шипів хрестовини і корпусів підшипників, що призводить до утворення канавок. Зазначені причини відмов обумовлені не тільки параметрами і характеристиками перерахованих деталей, але і конструктивними, а також функціональними особливостями КШ. До таких належать, наприклад: наявність голчастих підшипників без сепаратора; відсутність внутрішнього кільця з доріжкою кочення, роль якої виконує циліндрична поверхня шипів хрестовини; консольне розташування підшипникового вузла; одночасна робота чотирьох підшипникових вузлів (двома парами); характерна навантаженість хрестовини по I і III чвертях; робота в режимі коливального (гойдального) руху; непроточність системи змащення; знос обмеженої зони робочої поверхні підшипникового вузла та інші.

Тому з метою дослідження конструкції КШ і виявлення резервів підвищення довговічності складемо і розглянемо його узагальнену модель на підставі методів системного аналізу, а для цього складемо структурно-морфологічний, функціональний і інформаційний опис КШ, а також визначимо основні характеристики КШ як технічної системи [15, 16].

Ефективність функціонування технічної системи КШ НКШ залежить від структури і зв'язків між її елементами, що зручно представити у вигляді дерева ієрархічної структури (рис. 1.5). Аналіз представленої структури показує, що вона близька до ідеальної, при цьому зв'язки між елементами ієрархічних рівнів носять структурний характер постійних зв'язків (показані суцільними лініями), а зв'язки, які є змінними (показані пунктирними лініями) і проявляються при роботі об'єкта, тобто мають функціональний характер.

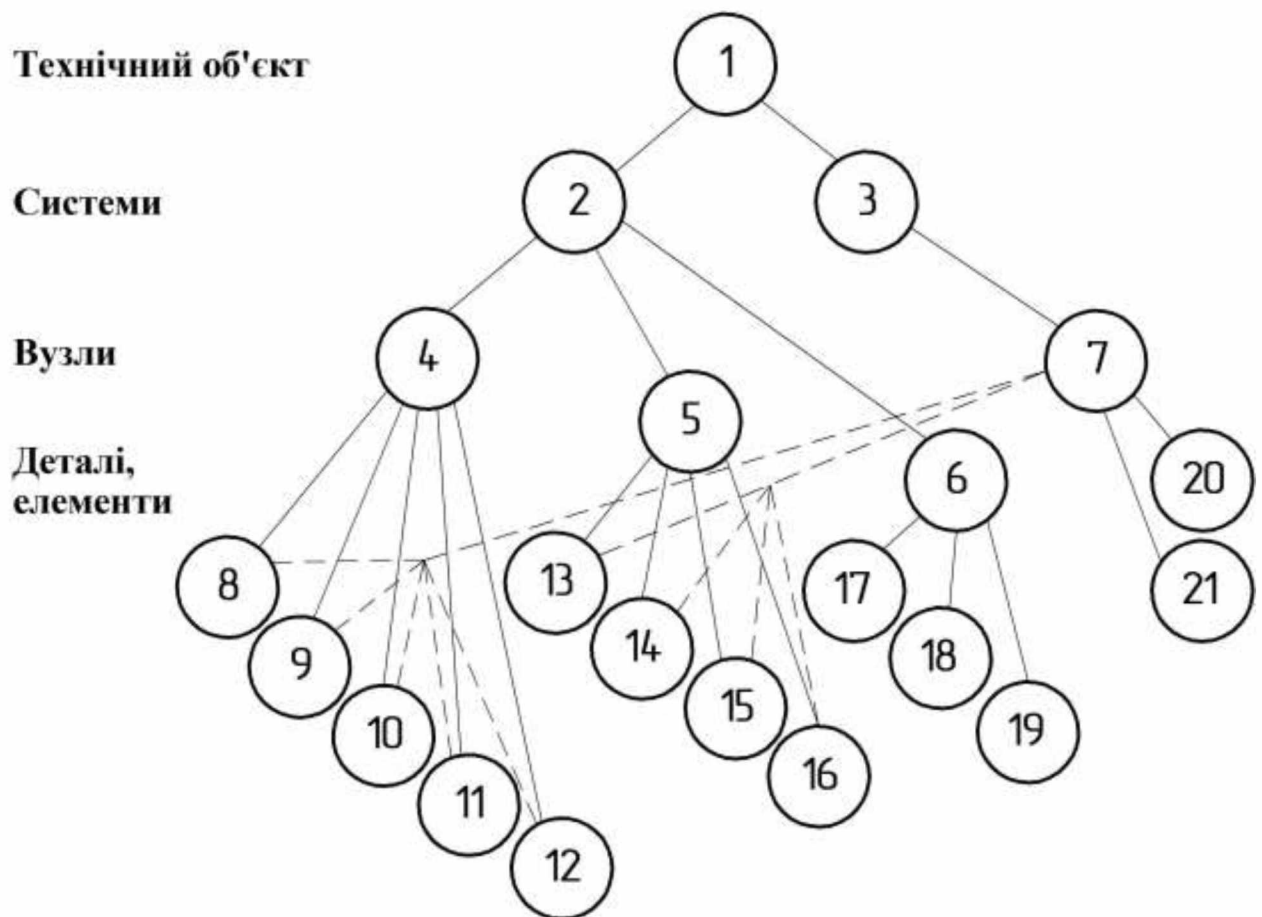


Рис. 1.5 – Древоподібна ієрархічна структура КШ НКШ: 1 – карданний шарнір; 2 – несуча система; 3 – система мащення; 4 – хрестовина; 5 – підшипники; 6 – карданні вилки; 7 – мастило; 8 – шипи; 9 – тіло хрестовини; 10 – прес-маслянка; 11 – канали; 12 – запобіжний клапан; 13 – ролики; 14 – стакан; 15 – радіальне ущільнення; 16 – осьове ущільнення; 17 – фланець; 18 – проушини; 19 – кріплення; 20 – основа; 21 – присадки

Остаточню в результаті структурно-морфологічного опису виявлені об'єкти, щодо яких необхідно вживати дії в напрямку усунення негативного впливу конструктивних факторів, і визначено напрями синтезу технічних рішень.

Опис об'єкта на мові функцій представляємо у вигляді графа із зазначенням головної, основної та допоміжної функцій об'єкта (рис. 1.6).



Рис. 1.6 – Функціональна модель КШ НКШ

Аналіз інформації показує, що роботи по вдосконаленню конструкції КШ спрямовані в основному на зниження контактних напружень в контакті «шип хрестовини - голчасті ролики - корпус підшипника» шляхом усунення перекосів їх елементів.

Аналіз моделей-графів (рис. 1.5, 1.6) дозволяє досліджувати питання впливу саме конструктивного фактора і вказати основні напрями робіт з удосконалення конструкції КШ:

- мінімізація маси елементів, що примикають до контакту несучої системи КШ шляхом застосування додаткових ремонтних втулок;
- забезпечення лінійного контакту елементів підшипникового вузла шляхом зниження негативного впливу функціональних зазорів;

- більш повне використання ресурсу підшипникового вузла заходами ТОР;
- підвищення надійності існуючих та розробка нових типів ущільнень, вдосконалення елементів системи змащення;
- розробка самовстановлюючих, саморегулюємих, самозмащувальних і самоприпрацьовуючих підшипникових вузлів КШ.

### **1.3. Відмови і експлуатаційна надійність карданних передач**

Працездатність і надійність КП СГТ залежать від статички, кінематики та динаміки застосовуваних КШ.

Питання статичного рішення задачі розрахунку на міцність елементів КШ НКШ містять розгляд розрахункової схеми, визначення зусиль і реакцій в елементах КШ при передачі крутного моменту і складання умов міцності і жорсткості при деформаціях зсуву, кручення і вигину, які представлені в роботах [5, 7, 10, 13, 15].

Дослідження кінематики КШ дозволили встановити, що в одношарнірній передачі при обертанні ведучого вала з постійною кутовою швидкістю, ведений вал обертатиметься нерівномірно зі змінною кутовою швидкістю, при цьому коефіцієнт нерівномірності обертання є функцією кута зламу. Крім того, наявність великих обертових мас агрегатів, розташованих за КП (ведучий міст, колеса та ін.), призводить до створення значного опору і примушує карданний вал сприймати значні динамічні навантаження, що викликають посилений знос деталей КШ і інших агрегатів. У разі багатшарнірних валів проміжний вал обертається нерівномірно, що не впливає на роботу КП, оскільки цей вал зазвичай виготовляють з труб невеликого діаметра і динамічно балансують [6, 9, 11, 16].

Динамічні дослідження КШ показали, що змінна швидкість обертання веденого вала одношарнірної передачі викликає кутові прискорення і інерційні навантаження елементів. Крутний момент від інерційних сил різко

зростає зі збільшенням швидкості обертання ведучого вала. У двох- і трьохшарнірних КП при правильному розташуванні вилок і правильно підібраних кутах зламу ведений вал обертається рівномірно, так само як і ведучий вал, тому інерційний крутний момент діє лише на проміжні вали передачі [3, 12, 14].

Характеристики режимів експлуатації визначають за даними експлуатаційних режимів навантаження СГТ з урахуванням видів робіт, інтенсивності використання машин і силової навантаженості окремих елементів.

В результаті аналізу вимірювань динамічних навантажень в трансмісії тракторів, автомобілів і СГМ методами електротензометрування і магнітного запису, а також розрахунками динамічних моделей, встановлено, що основними джерелами динамічних навантажень при сталих навантаженнях є двигун, КП і зубчасті зачеплення, а також кінематична невідповідність, обумовлена різницею в радіусах кочення передніх і задніх коліс [16]. При цьому КШ передають майже повний потік потужності від двигуна в різних експлуатаційних умовах і зазнають динамічні навантаження, викликані крутильними і вигинальними коливаннями КП, а на деяких діапазонах частот при цьому з виникненням резонансних процесів [17]. Ці коливання створюються нерівномірністю роботи двигуна, параметричними коливаннями зубів шестерень, деформаціями ресорної підвіски при вертикальних і поздовжньо-кутових коливаннях остова, нерівномірністю роботи рушія при впливі нерівностей (мікропрофілю) дороги, особливо на перехідних режимах, і іншими зовнішніми впливами, в цих випадках навантаження досягали максимальних значення, складаючи 80 ... 100% від робочого навантаження в низькочастотній і до 20 ... 40% – в високочастотній частини спектра [18].

Відомий навантажувальний режим агрегатів трансмісії дозволяє провести оцінку їх довговічності, розробити методи розрахунку деталей на міцність при детермінованому і випадковому впливі навантажень на основі

програмно-обчислювальних комплексів, встановити режими для натурних і стендових випробуваннях трансмісій і їх агрегатів, визначити значення коефіцієнта динамічності на перехідних режимах руху техніки, вибрати найбільш економічні з експлуатаційної точки зору режими роботи ВВП, встановити втрати в МТ на різних режимах навантаження і ін. [19, 20].

Перехід агрегату в неробочий стан здійснюється при настанні такої події, як відмова. У процесі виявлення відмови визначають його значимість, залежність, характер виникнення, характер виявленню і причину виникнення.

Основними причинами появи відмов АМТ СГТ є їх розрегулювання, негерметичність картерів, порушення режимів мащення (періодичності заміни, сортів застосовуваних масел), а також знос і збільшення зазорів з'єднань, викидання мастила, перегрів деталей, що визначають суттєве зростання динамічних (інерційних, ударних, коливальних і повторно змінних) навантажень в кінематичних парах і підшипниках трансмісії [21]. В експлуатації термін служби КП тракторів, автомобілів, СГМ і обладнання, в основному (80 ... 90% випадків), обмежується порушенням працездатності шарнірів, що обумовлено неприпустимим збільшенням окружного, радіального і осевого зазорів внаслідок втомного або абразивного зносу робочих поверхонь елементів з'єднань «шип хрестовини - голчастий підшипник» і «корпус підшипника - отвір проушини вилки» [13]. Виникнення зазорів призводить до виникнення ударних навантажень (стукотів) в момент зрушення з місця і при перемиканні передач, порушення герметичності ущільнення ПВ. Аналіз випробувань СГМ на показав, що тільки 14% всіх відмов механічних приводів доводиться на КП, з них близько 60% відмови КШ [12].

За умови правильного вибору типорозміру КШ і виключення з розгляду явищ корозії, пошкодження монтажних поверхонь і полумок, обумовлених грубими дефектами виробництва і експлуатації, основними видами руйнування для карданних ПВ є втомне викришування поверхонь

кочення, абразивний знос, утворення поздовжніх, часто похилих, вм'ятин, званих ефектом «помилкового брінелювання» і задири по торцях [22].

Однак на практиці процес виникнення відмови носить складний характер і одночасно спостерігається кілька видів пошкодження. Звідси існує багато гіпотез про причини виникнення наведених відмов: зменшення поверхні контакту роликів з шипом при значній непаралельності їх осей і відповідному підвищенні питомого тиску на поверхні кочення [11]; поява в зоні контакту елементів ПВ локальних мікрострумів, що сприяють розвитку фреттинг-корозії, що виявляється в різко інтенсифікованому окисленні або схоплюванні [15]; осьове ковзання і перекис роликів [9]; видавлювання шару мастила, порушення його подачі, погіршення якості або забруднення, несправність ущільнень, знижена твердість поверхонь, порушення правил складання і високий тепловий ефект в зоні контакту ролика з шипом [10]; лущення і відшарування металу в результаті контактної втоми і вібрації [12]; відсутність масляної плівки на шипу хрестовини при статичному навантаженні і коливальному русі навантаженого з'єднання [22]; перекис і різнорозмірність роликів, нерівномірність розподілу тиску по довжині контакту і концентрація напружень в контакті шипа і ролика у підрізу корпусу підшипника [16]; наявність радіального, окружного і осьового зазорів [17]; порушення герметичності ущільнення і утворення масляних пробок в каналах для мащення [17]; недостатня жорсткість фланцевих, шліцьових і приварних вилок КП [23]; різниця в твердості контактних поверхонь шипів і роликів, наявність припалів на циліндричних поверхнях і торцях шипів і на дні стакану підшипника [23]; зварюваність і задири контактних поверхонь при масляному голодуванні [13] та ін.

Аналіз стану деталей в процесі дефектації показав, що втомне викришування і утворення вм'ятин утворюється тільки на ведучій стороні шипа хрестовини і суміжній поверхні обойм підшипника, що сприймають крутний момент при русі автомобіля і трактора переднім ходом або робочому напрямку обертання механізму СГМ і обладнання. Пошкодження

утворюється на шипі в секторі з кутів  $150...160^\circ$  і обоймі підшипника –  $120...130^\circ$ , а вм'ятини розташовуються на їх поверхні під кутом  $6...7^\circ$  до твірної поверхні. Це, як показали дослідження, обумовлено відхиленням роликів на цей кут відносно твірної поверхні шипа і обойми за рахунок збільшення між роликів зазору і дещо збільшеного радіального зазору в з'єднанні «шип – підшипник». В результаті багаторазово зменшується площа контакту роликів з поверхнями шипа і обойми підшипника і відповідно збільшується питомий контактний тиск. Тривала дія роликів з питомим тиском, що значно перевищують розрахункове, призводить до змінання металу шипа і обойми і «провалу» роликів. Надалі ролики в цій зоні не перекочуються по поверхні, а обертаються на місці і викликають подальший знос матеріалу і поглиблення вм'ятин, що обумовлює інтенсивне збільшення окружного зазору в шарнірі. Інша сторона шипів (в секторі  $200...210^\circ$ ) і обойм підшипника (в секторі  $230...240^\circ$ ), яка сприймає навантаження тільки при обертанні карданного валу в зворотному напрямку, практично не має зносу [24, 25].

Розподіл видів відмов згідно з проведеними дослідженнями в експлуатації характеризується двома видами руйнування шипів хрестовин тракторів: помилкове брінелювання (45% випадків) і втомне викришування (41% випадків), при цьому в 14% випадків ці види руйнувань виникають спільно; характерним видом дефект підшипників є утворення граней на поверхні роликів і їх поломка [11].

З метою оцінки стану мастила при виникненні відмови КШ проводять лабораторний аналіз мастила в ПВ на вміст механічних домішок і металу. Зокрема, на підставі хімічного аналізу встановлено, що утворені після випробувань в мастильних каналах шипів хрестовин СГМ мастильні «пробки» містять 63 ... 83% заліза, а решта припадає на органічні домішки [7]. Аналогічні результати отримані в дослідженнях КШ трактора Т-150К, де показано, що джерелом механічних домішок в мастилi є порушення умов зберігання мастила і неякісне технічне обслуговування, а ось вміст металу в

мастилі є результат зношування елементів шарніра і при напрацюванні близько 4000 мото-годин становить близько 15% [12].

Аналіз динаміки зношування елементів КШ свідчить про те, що в загальному зносі з'єднання «шип хрестовини - голчастий ролик - корпус підшипника» на частку шипа припадає 13...18%, на частку голчастих роликів – 50...62%, на частку корпусу – 20...37% [11].

Таким чином, відмова КШ має істотну значимість, так як впливає на транспортний і технологічний процес МТА і працездатність суміжних агрегатів, є незалежним, відбувається з поступовим накопиченням ушкоджень, має явний характер і складну природу появи, обумовлену впливом конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів.

На підставі аналізу причин відмов систем КШ виявлені найбільш слабкі елементи даної конструкції: з'єднання «шип хрестовини - голчастий підшипник» , з'єднання «корпус підшипника - отвір проушини вилки» і з'єднання «дно підшипника - кришка вилки», причому ці з'єднання є несучими, так як саме через ці елементи здійснюється передача крутного моменту в КШ. Що стосується елементів системи мащення, то можна відзначити важливість працездатності даних елементів як об'єктів, що мають сервісну функцію по відношенню до елементів несучої системи. Таким чином, дані результати дозволяють надалі пропонувати заходи по коригуванню конструктивних параметрів і технологічного процесу виготовлення, а також умов і режимів експлуатації КП СГТ. Перераховані вище види і причини виникнення відмов КШ визначають їх низьку надійність в експлуатації.

#### **1.4. Основні напрямки підвищення надійності карданних передач**

Недостатня надійність техніки призводить до зниження конкурентоспроможності на ринку і безпеки, збільшення потрібного парку машин і зростання витрат матеріальних і трудових ресурсів на усунення

відмов і збільшення випуску запасних частин. У зв'язку з цим дослідження щодо забезпечення надійності технічних систем у вигляді АМТ СГТ знаходяться в полі діяльності конструкторів, технологів, служб технічного контролю, випробувачів і працівників, пов'язаних з експлуатацією та ремонтом техніки, тобто охоплюють всі стадії життєвого циклу виробів.

Серед заходів конструктивного характеру відомі оптимізація конструктивних схем з'єднань; раціональне поєднання матеріалів в парах тертя; забезпечення оптимальних умов роботи; створення оптимальних температурних режимів роботи агрегатів; створення ефективних засобів очищення мастильних матеріалів; вдосконалення ущільнюючих пристроїв, забезпечення герметизації вузлів і агрегатів; створення достатньої жорсткості і стійкості до вібрацій і ударних навантажень базових деталей машин, низьких і високих температур, біологічних дій; розробка механізмів, самопідтримуючих працездатність (самовстановлюючих, самоприпрацьовуючих і самозмащувальних); забезпечення працездатності систем при великих відхиленнях вихідних параметрів елементів; уніфікація деталей і механізмів; резервування; застосування компенсаторів зносу; забезпечення ремонтпридатності і ін. [13, 16, 17].

Основними заходами технологічного напрямку є забезпечення необхідної точності виготовлення деталей; армування і зміцнення зношувальних поверхонь постановкою кілець і вставок зі зносостійких матеріалів; нанесення на робочі поверхні деталей зносостійких покриттів; газотермічне напилення, наплавлення порошковими твердими сплавами, плакірування, лазерне зміцнення, гідроструменевий наклеп, зміцнення вибухом; підвищення якості складання з'єднань машин; зміцнення накатуванням в поєднанні з електромеханічною обробкою і ін. [15, 19, 20].

Заходи експлуатаційного характеру, пов'язані із застосуванням сучасних методів діагностики при ТОР; забезпеченням нормального режиму роботи і правил зберігання машин; впровадженням перспективних технологічних процесів ремонту; застосуванням прогресивних технологій

нанесення зносостійких покриттів на основі металевих сплавів і композиційних матеріалів; динамічним балансуванням валів; ваговим і розмірним підбором деталей з'єднань; забезпеченням герметизації агрегатів і складальних одиниць при їх ремонті; обкатка і випробування нових, модернізованих і відремонтованих агрегатів і ін. [19, 20, 24].

В процесі експлуатації КП СГТ відбувалося вдосконалення конструкцій елементів ПВ шляхом впровадження наступних заходів на заводах-виробниках: 1) перехід на ролики зі сферичними кінцями; 2) забезпечення сумарного міжголкового зазору 0,08...0,3 мм і різнорозмірних роликів  $\pm 3\text{мкм}$ ; 3) забезпечення твердості доріжок кочення хрестовин HRC 61...64 і чистота поверхні по 9...10-го класу; 4) забезпечення фіксації голчастих підшипників у вилках за допомогою стопорних кілець, яка дозволила, разом із застосуванням селективного складання, отримувати торцевий (осьовий) зазор в зібраному шарнірі в межах 0,01...0,05 мм; 5) збільшення діаметра шипів і голчастих роликів з метою підвищення несучої здатності контакту; 6) установка, на дно голчастих підшипників поліамідної (капронової) шайби, що сприймає осьові сили від шипа хрестовини; 7) вдосконалення технології виготовлення і ущільнення шліцьового з'єднання; 8) підвищення жорсткості вилок шляхом зміщення осі підшипника до фланця; 9) створення метало економних вилок і впровадження шарнірів на голчастих підшипниках з одноразовим мастилом; 10) використання пластикових захисних кожухів для карданних валів, застосування запобіжних муфт і здвоєних шарнірів РКШ зі збільшеним кутом зламу; 11) проведення заходів щодо мінімізації дисбалансу шляхом зниження вихідних зазорів в ПВ шарнірів; 12) застосування на вилках фланцях торцевих трапецеїдальних шліців, взаємно перетинаючих під кутом  $70^\circ$ , призвело до зниження зазору в з'єднанні агрегатів практично до нуля; 13) установка вбудованих гумоармованихбагатокромочних ущільнень; 14) створення підшипників з тонкими штампованими кільцями підвищеної динамічної вантажопідйомності та ін. [7, 5, 9, 10, 24].

В результаті впровадження комплексу заходів підвищення вантажопідйомності голчастих підшипників склало 20...40, зниження металоємності – 20...40 і трудомісткості виготовлення – 20...30%, а довговічність КШ зростає в 2...5 раз.

Зі збільшенням продуктивності, вантажопідйомності і швидкості робочих органів СГТ динамічні навантаження в шарнірах КП неминуче зростатимуть, тому заходи, спрямовані на зниження величини контактних напружень, в зоні з'єднання, «шип хрестовини - голчастий підшипник» шляхом підвищення твердості шипів хрестовин, посиленням допусків при виготовленні підшипників і хрестовин, поліпшенням умов роботи ПВ шляхом зменшення навантаженості і вдосконалення їх геометричних параметрів, набувають першорядного значення.

Розвиток сучасного автомобілебудування йде в напрямку заміни традиційних металів на легкі спеціальні сплави і неметалеві матеріали. Високі міцнісні і жорсткісні характеристики композиційних матеріалів на полімерній основі в поєднанні з їх низькою щільністю дають можливість зменшити обертові маси трансмісій, і як наслідок витрата палива і віброакустичну навантаженість автомобіля [7, 20].

Виробництво високоякісних деталей для СГТ пов'язано з удосконаленням технологічних процесів виготовлення і обробки, збирання і контролю; а також балансування виробів.

Основні роботи по підвищенню довговічності елементів КП пов'язані з розробкою способів металоекономного виготовлення вилок і хрестовин, застосуванням зміцнюючих технологій поверхонь тертя і проведенням динамічного балансування виробів.

Працездатність АМТ СГТ в експлуатації можна підтримати профілактичними обслуговуючими або відновити ремонтними заходами.

На практиці при ремонті з деталей КП відновленню підлягає тільки хрестовина КШ, хоча доцільність цього не завжди очевидна; тому для підвищення достовірності рішення про ремонт пропонується передремонтне

безрозбірне діагностування КШ з метою визначення залишкового ресурсу в залежності від початкового радіального зазору в ПВ [19].

Аналіз робіт з підтримки і відновлення працездатності КП відзначаємо, що істотний обсяг (більше половини) робіт займають способи відновлення хрестовин, однак найбільш ефективним способом є заміна робочих поверхонь ПВ, який можна реалізувати в експлуатації, як при технічному обслуговуванні, так і при ремонті.

### **Висновки, мета і задачі дослідження**

1. Понад 65% техніки знаходиться за межами нормативних термінів амортизації, при цьому найменш надійною частиною машин є МТ, в якій застосовуються КП з шарнірами НКШ. Аналіз навантаженості, вивчення видів і причин відмов і огляд даних по експлуатаційній надійності показали, що КП є одним з найменш довговічних агрегатів, лімітуючим надійність МТ СГТ.

2. В результаті структурно-морфологічного опису конструкції і аналізу схеми причинно-наслідкових зв'язків відмови технічної системи КШ НКШ виявлені найбільш слабкі елементи у вигляді з'єднань: «шип хрестовини - голчастий підшипник», «корпус підшипника - вушко вилки» і «корпус підшипника - кришка».

3. На фоні спаду робіт конструктивного і технологічного напрямів зростає значимість заходів, пов'язаних з експлуатаційним періодом життя виробу. У зв'язку з цим одним з перспективних напрямків підвищення надійності КП є вдосконалення технологічних процесів і технічних засобів ТОР КП.

Основна мета цієї роботи – розробка основ, методів і технічних засобів, що забезпечують підвищення надійності КП трансмісій СГТ.

Для досягнення даної мети поставлені наступні завдання:

- виконати аналіз експлуатаційної надійності карданних передач трансмісій СГТ, встановити основні фактори, що впливають на їх надійність, визначити шляхи її підвищення;
- розробити і обґрунтувати заходи підвищення надійності карданних передач методами технічного обслуговування і ремонту;
- розробити технічні засоби і методики оцінки ресурсу серійних, відремонтованих і дослідних карданних передач;
- розробити раціональні технологічні процеси способів технічного обслуговування і ремонту карданних передач.

## 2. МЕТОДИКА Й ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1 Методика аналізу зносу елементів карданних шарнірів

Метою аналізу зносу елементів КШ, знятих з експлуатації, є визначення кількісних показників зносу, а також виявлення груп КШ:

- придатних;
- придатних при комплектації з новими деталями;
- потребують відновлення та непридатні [20, 21].

Для оцінки технічного стану КШ будемо вимірювати наступні параметри: знос циліндричних і торцевих поверхонь шипів хрестовин, знос голчастих підшипників і зниження маси комплекту роликів.

Статистичну обробку інформації про зноси елементів КШ проводили в такій послідовності:

- складання первинного та інтервального статистичного ряду;
- визначення основних статистичних показників вибірки;
- графічне представлення розподілу дослідних зносів;
- підбір теоретичного закону розподілу;
- визначення меж розсіювання одиночного і середнього значень зносу;
- визначення відносної похибки перенесення і характеристика деталей після дефектації за ступенем придатності їх до використання з новими і бувшими в експлуатації деталями;
- визначення кількості деталей, що вимагають відновлення [21].

За результатами обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів КШ були виготовлені дослідні зразки хрестовин і втулок. Як об'єкт обраний шарнір КШ-400 (IV типорозмір) з підшипниками № 804704. Експериментальне визначення зусилля напрусування втулки на шип хрестовини при складанні з'єднання «шип хрестовини - втулка» проводимо із застосуванням випробувальної розривної машини Р-5. В процесі напрусування контролювали показники силовимірювача, відлікового

пристрою переміщення і діаграмного апарату. В процесі експерименту встановили швидкість обертання хрестовини  $1 \text{ хв}^{-1}$  і кут повороту до  $180^\circ$ , при цьому контролювали показники моментомірювача, кутоміра і діаграмного апарату.

В якості досліджуваних факторів, при вивченні впливу параметрів дослідного з'єднання на його працездатність, прийняті (рис. 2.1): діаметр з'єднання  $d_{НС}$  і натяг в з'єднанні  $N$ . У вигляді функцій відгуку обрані – зусилля напрусування  $R_{П}$  і моменту повороту втулки  $T_{П}$ .

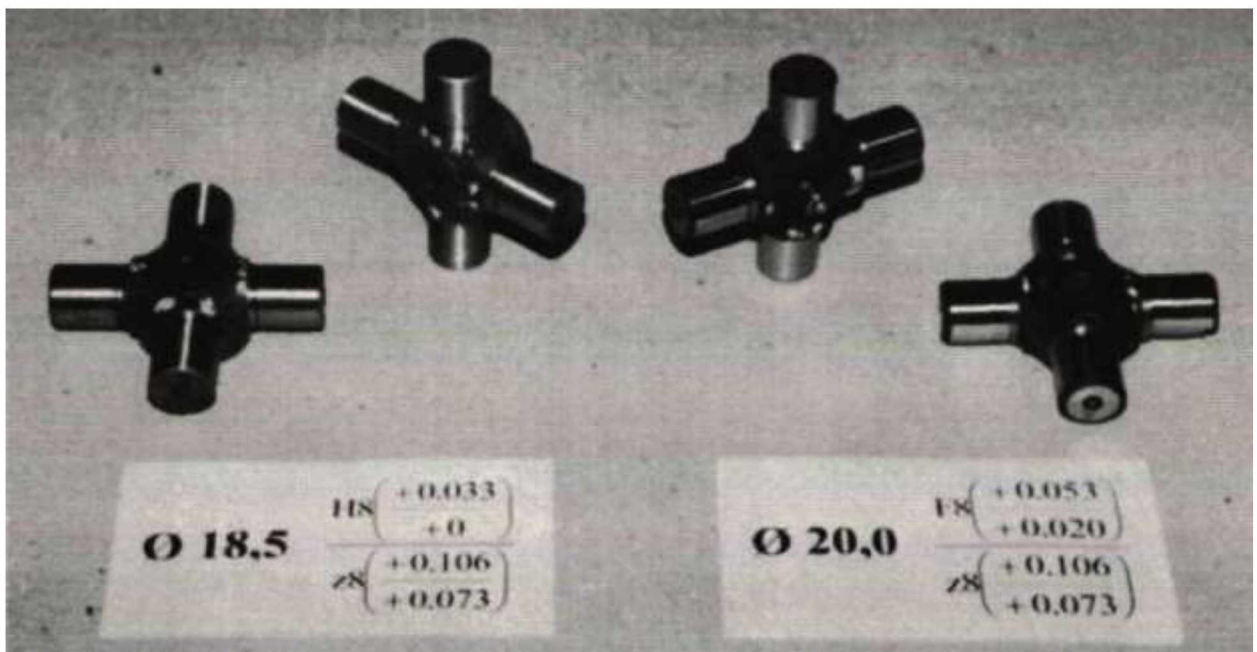


Рис. 2.1 – Зразки хрестовин з напрусованими втулками

## 2.2. Методика оцінки довговічності карданних передач

Для проведення випробувань і реалізації заявлених можливостей був спроектований і виготовлений стенд.

Стенд складається з основної рами, двох напіврам, силового контуру, приводу і жорсткої рамки (рис. 2.2). На горизонтальній прямокутній рамі 1 встановлена похила напіврама 2 з електродвигуном 3 і ведучим валом 4, який проходить всередині торсіону 5. Далі, за допомогою фланця до ведучого валу

4 приєднана ведуча вилка з двоєного КШ 6 (не показана). Ведена вилка з двоєного КШ 6 приєднана до фланця веденого вала 7 і конічного колеса 8. Конічне колесо 8 знаходиться в зачепленні з конічним колесом 9, яке, в свою чергу, приєднано до торсіонних 5. Замикання силового контуру здійснюється за допомогою різьбових стяжок 10, які стягують важелі 11, один з яких закріплений на торсіоні 5, а інший – на ведучому валу 4. З метою збільшення жорсткості конструкції і зниження рівня вібрації зубчата передача забезпечена жорсткою підтримуючою рамкою. Підтримуюча рамка складається з восьми роликів 12, закріплених на двох вертикальних стійках 13, які встановлені на рамі 1 за допомогою шарнірних опор 14. Ролики притискаються до поверхонь зубчастих коліс за допомогою різьбової регульованої стяжки 15. Рухливість вертикальних стійок 13 обмежена регульованими стяжками 16, закріпленими на рухомій напіврамі 17. Рухома напіврама 17 забезпечена направляючими, і має можливість переміщення вздовж рами 1.

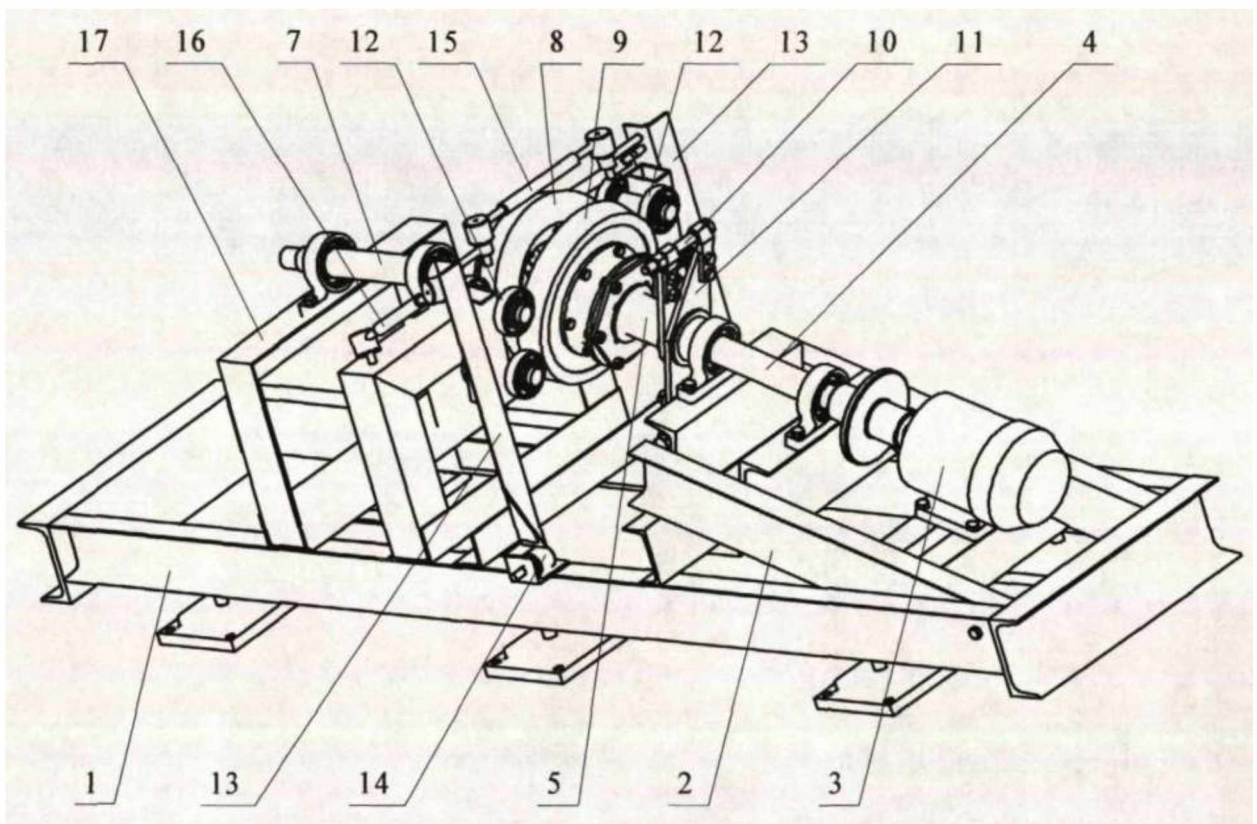


Рис. 2.2 – Тривимірна модель стенду для випробування карданних передач

Кут нахилу похилої напіврамі 2 дорівнює куту зламу зведеного КШ 6 і куту між торцевими площинами зубчастих коліс 8 і 9. Відповідно, кут нахилу ведучого вала 4 дорівнює куту нахилу напіврамі 2, а ведений вал 7, встановлений на напіврамі 17, розташований горизонтально.

Можливість установки у випробувальному стенді одночасно двох КШ дозволяє проводити одночасні порівняльні випробування.

Установку випробувального зведеного КШ на випробувальний стенд проводять наступним чином. Розвантажують регульовану стяжку 15, і, відсуваючи напіврамі 17 уздовж напрямних, виводять із зачеплення зубчасте колесо 8. Один КШ приєднують до ведучого валу, другий – до веденого валу. Знову вводять в зачеплення зубчасті колеса, і болтами стягують фланцеві вилки КШ. За допомогою стяжки 15 притискають ролики до зубчастих коліс. Загальний вигляд виготовленого стенду представлений на рис. 2.3.

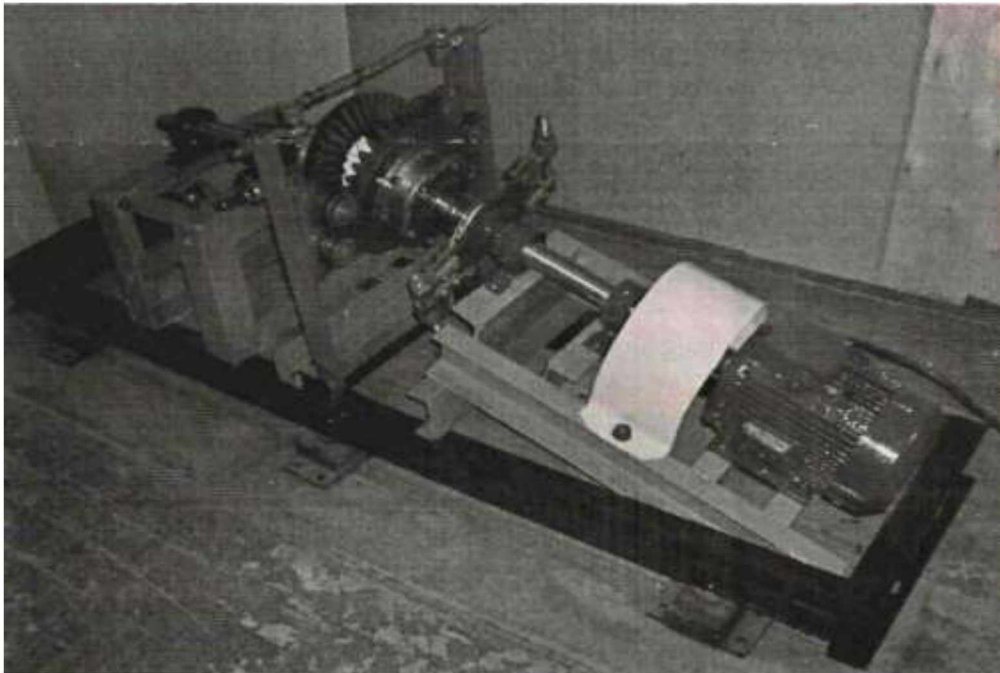


Рис. 2.3 – Загальний вигляд стенду для випробування КШ

Моделювання експлуатаційного режиму роботи шарнірів КП полягає в наступному: при вимкненому приводі за допомогою різьбової стяжки і важелів до випробувальних КШ прикладається навантаження, що фіксується

за допомогою тензоланки на торсіони і контролюється цифровим вимірювачем деформації ИДЦ-1; далі силовий контур приводиться в обертання за допомогою електроприводу і контролюється механічним тахометром ТЧ-10-Р, величина кута зламу КШ в здвоєній вилці постійна.

Діагностичний параметр досягнення граничного стану шарніра – стрибкоподібна зміна температури ПВ, яка фіксується контактним цифровим термометром DT-830В. Тривалість випробувань фіксується електронним годинником, включеними в схему живлення приводу стану так, що годинник фіксує тільки чистий час роботи стану.

При одному і тому ж навантажувальному моменті радіальна сила, що діє на КШ, і окружна сила зубчастої передачі рознесені на різні плечі за величиною, тому довговічність зубчастої передачі перевищує довговічність випробувального КШ, що дозволяє без заміни зубчастих коліс проводити ресурсні випробування певної кількості об'єктів.

Кут установки між валами конічної передачі дорівнює куту зламу в подвійному КШ і становить  $18^\circ$ . Для його контролю використовували кутомір, при чому основна рама стану і напіврама з веденим валом розташовані строго горизонтально (за рівнем), а похила напіврама – під кутом  $18^\circ$  (рис. 2.4). Похибка кутоміра  $\pm 0,3^\circ$ , величина кута розрахована геометрично.

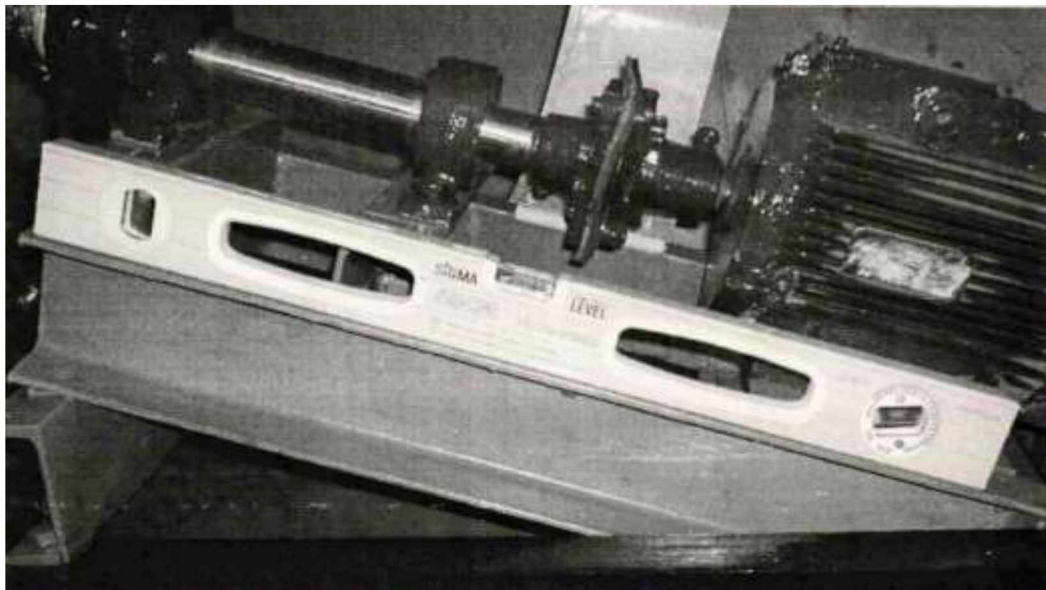


Рис. 2.4 – Вимірювання кута зламу здвоєного КШ

Вимірювання температури ПВ випробувальних КШ проводили за допомогою електронного цифрового мультиметра М890-G з функцією вимірювання температури спеціальним контактним щупом (термопарою), призначеним для вимірювання температури металевих поверхонь. Зважаючи на малий діаметр наконечника забезпечується швидка реакція приладу (менше 3 с). Точність вимірювань становить  $\pm 1,0\%$ .

Тривалість випробувань шарнірів визначали за допомогою електронного годинника, керуючі контакти яких через електромагнітне реле типу РЕС були включені в схему живлення електродвигуна стенду. Таке підключення дозволяє фіксувати тривалість роботи шарнірів при включеному стенді, що виключає похибки вимірювання часу при роботі стенду в автономному режимі.

Для контролю технічного стану ПВ кожного випробовуваного КШ і визначення їх зносу, без розбирання, проводили вимірювання радіального зазору в шарнірі до і після випробувань (рис. 2.5).

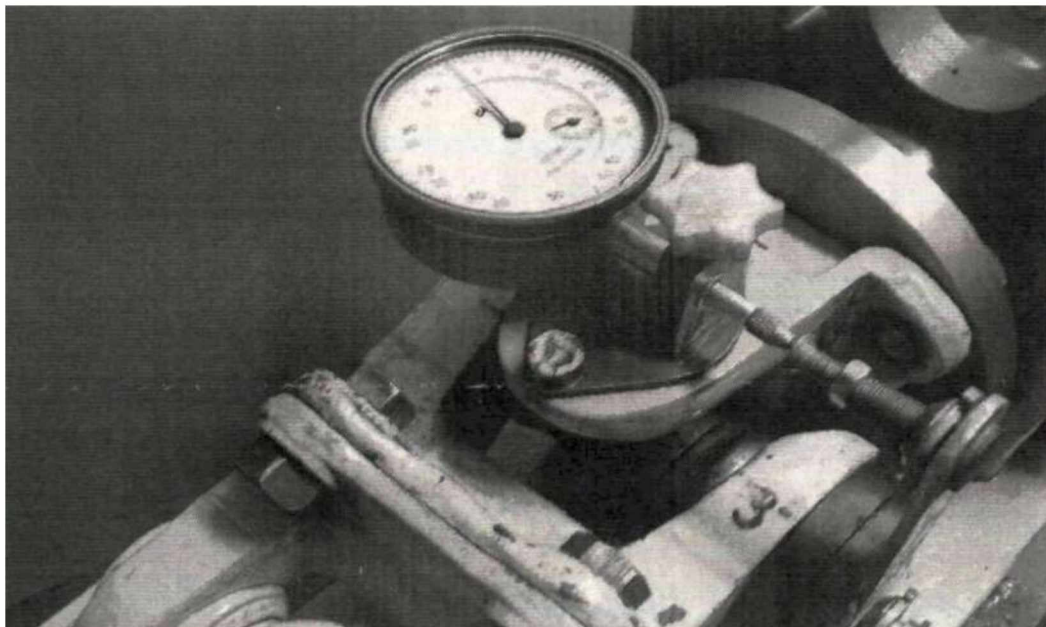


Рис. 2.5 – Вимірювання радіального зазору в здвоєному КШ

Вимірювання сумарного радіального зазору в подвійному КШ проводили за допомогою пристрою з індикатором годинникового типу.

Вимірювання проводили в такий спосіб: на спеціальному пристосуванні жорстко фіксували одну вилку шарніра, а другу навантажували крутним моментом в одному напрямку, причому кут зламу для одинарного шарніра встановлювали рівним  $9^\circ$ , і вимірювали зазор, потім у зворотному напрямку. Отримані значення підсумовували і отримували сумарний радіальний зазор ПВ КШ. Графічна залежність сумарного радіального зазору ПВ від вимірювального моменту показана на рис. 2.6. За даним графіком можна визначити радіальний зазор при будь-якому значенні моменту.

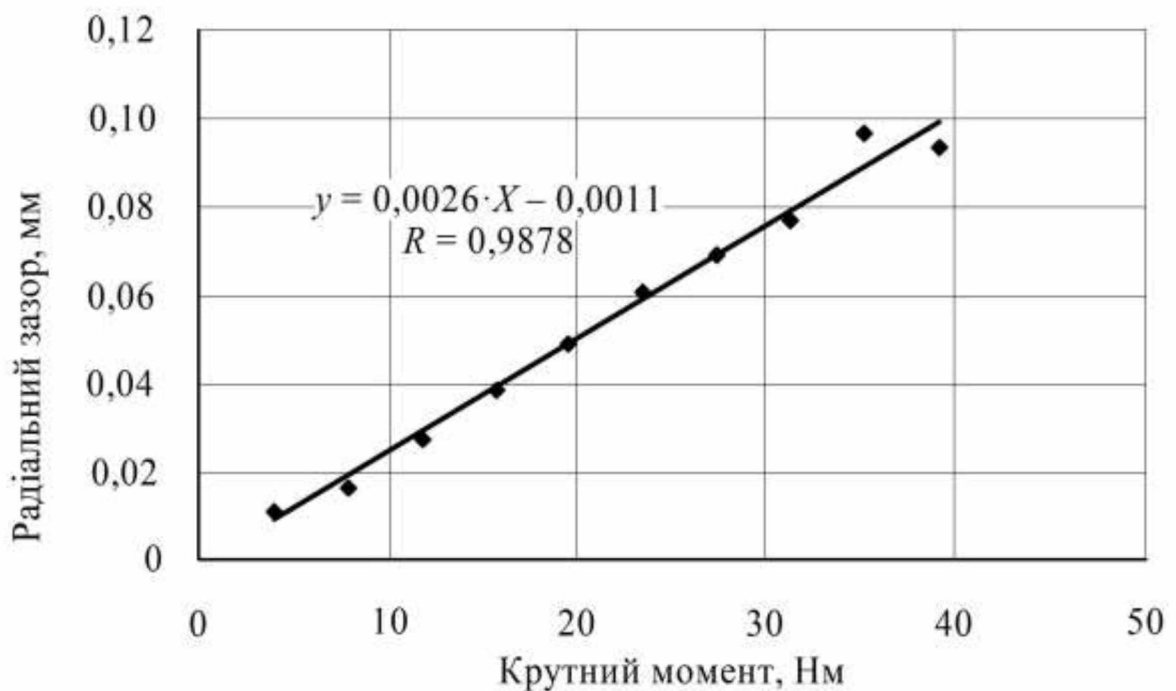


Рис. 2.6 – Визначення радіального зазору в здвоєному КШ

Для визначення динаміки зміни радіального зазору необхідно задатися постійним значенням вимірювального моменту. Для вимірювання радіального зазору в підшипниках кочення зазвичай прикладають момент діагностування величиною 20...25 Нм.

Так як в силовому контурі випробувального стенду є зубчасте зачеплення, то це неминуче призведе до виникнення динамічних навантажень в силовому контурі. Даний факт скоріше сприяє наближенню умов навантаження до експлуатаційних. З метою визначення коефіцієнта

динамічності при навантаженні випробувального стенду було проведено дослідне визначення зміни крутного моменту в залежності від кута повороту зубчастих елементів всього силового контуру.

### **Висновки**

1. Приведено методику аналізу зносу елементів карданних шарнірів.
2. Розроблено методику процесу оцінки довговічності карданних передач сільськогосподарської техніки.
3. Приведено схему запропонованого стенду для випробування карданних шарнірів
4. Приведено методику визначення радіального зазору в здвоєному карданному шарнірі.
5. Визначено основні дослідні параметри при випробування серійних та дослідних карданних передач при різних способах відновлення.

### **3. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**

#### **3.1 Основні недоліки карданных передач і їх елементів**

Зниження безвідмовності КП СГТ обумовлено порушенням їх працездатності протягом напрацювання, так як її основний елемент КШ НКШ схильний до виникнення відмови через зношування, що веде до утворення в експлуатації радіального, осьового і окружного зазорів в з'єднанні «шип хрестовини - голчастий підшипник» і як наслідок до перекосу його елементів. Недостатня довговічність КП є наслідком перекосів елементів ПВ КШ, що, незважаючи на проведення обслуговуючих (мастильних) заходів, призводить до зниження ресурсу КП, а, отже, і всієї трансмісії. Проблеми ремонтпридатності КП пов'язані з їх низькою пристосованістю до попередження і виявлення причин виникнення відмов КШ, їх пошкоджень і усунення наслідків шляхом проведення заходів ТОР.

Причинами такої картини можуть бути наступні явища і їх зв'язки. Недостатній ресурс КП СГТ є результатом низької довговічності КШ, яка обумовлена нерівномірністю розподілу навантаження між роликками і по довжині їх контакту в ПВ, що призводить до утворення в експлуатації радіального зазору в з'єднанні «шип хрестовини - голчастий підшипник» і як наслідок до перекосу елементів згаданого з'єднання [26]. Порівняно велика маса високоякісного металу хрестовини, що примикає до контакту елементів з'єднання «шип хрестовини - голчастий підшипник», і незадовільні умови змащення елементів ПВ також чинять негативний вплив на довговічність КШ [27]. Низька ремонтпридатність конструкції КШ, що складається з суцільних вилок або розбірних вилок з жорстко закріпленими проушинами, голчастих підшипників і хрестовини, на якій можуть бути напресовані втулки з матеріалу з високою твердістю поверхні, обумовлена відсутністю пристосованості конструкції до проведення профілактичних заходів ТОР без

здійснення монтажних-демонтажних робіт, так як останні призводять до порушення припрацювання ПВ [27]. Низька довговічність КШ, в цьому випадку, це результат використання тільки частини робочих поверхонь елементів ПВ.

В експлуатації низька ремонтпридатність КП характеризується обмеженістю заходів ТО, які застосовують для підтримки працездатного стану ПВ КШ. Зокрема, до істотних недоліків існуючих способів ТО відносяться: порушення технічного стану ПВ, одночасний вплив на всі підшипники і дискретна зміна робочих поверхонь (тільки на кут  $180^\circ$ ), робота КШ після складання в умовах збільшеного радіального зазору при частковій заміні зношених елементів ПВ і збільшення динамічної навантаженості з'єднання «шип хрестовини - голчастий підшипник», обумовлене взаємодією роликів підшипників з шипами хрестовин, що мають сліди зношування, що також приводить до зниження його напрацювання [27]. Таким чином, існуючі способи мають високу трудомісткістю ТО.

У ремонтній практиці відомо достатньо способів ремонту деталей КШ, проте способи відновлення шипів хрестовин [23] мають істотний недолік, що полягає в тому, що відновленню підлягає вся робоча поверхня шипа, в той час як зношування в експлуатації піддається обмежена частина робочої поверхні шипа і підшипника [27]. Тому застосування даних способів призводить до витрат праці, матеріалів і засобів на обладнання та запасні частини. Спроби модернізації конструкцій КШ і способів ТО показують, що наявність розбірних проушин карданних вилок дає можливість проводити заміну робочих поверхонь, двох (корпус підшипника, голчасті ролики) з трьох незношених елементів, а введення в робочу зону незношеної поверхні шипа хрестовини без попереднього розбирання проблематично [23]. Крім того, наявність розбірних хрестовин також не дозволяє проводити обслуговуючі заходи у вигляді заміни робочих поверхонь ПВ без розбирання шарніра, а також це унеможлиблює заміну тільки одного шипа [28].

Для усунення зазначених недоліків елементів КП розроблені пропоновані нижче технічні рішення і заходи підвищення їх надійності.

### **3.2 Підвищення пристосованості карданних шарнірів до експлуатаційного навантаження**

Для усунення можливості перекосу в ПВ, шляхом самоустановки підшипника на шипі, з метою більш рівномірного розподілу навантаження між тілами кочення і по їх довжині, тобто для реалізації лінійного контакту елементів ПВ, запропонований КШ, особливість пристрою якого полягає в тому, що знімні проушини збірних вилок встановлені у відповідних фланцях з можливістю повороту відносно нього в площині хрестовини.

На рис. 3.1 зображений, пропонований КШ. Шарнір складається з двох вилок 1, 2 і хрестовини 3. Вилки 1 і 2 мають фланці 4 і 5, до яких за допомогою кріплення 6 кріпляться проушини 7 і 8. Кожен шип 9 хрестовини 3 встановлений в проушинах 7 і 8 за допомогою підшипника, утвореного голками 10, розташованими в стакані 11. КШ працює наступним чином: навантаження від вилки 1, утвореної фланцем 4 і проушинами 7, за допомогою голчастих підшипників 10, 11 передається на шипи 9 хрестовини 3, і далі через шипи 9 хрестовини 3, підшипники 10, 11 до вилки 2, утвореної фланцем 5 і проушинами 8.

Якщо радіальне зусилля прикладено в шарнірі зі збірними вилками з ексцентриситетом  $e$ , по відношенню до середини контакту голчастого ролика і шипа, то розрахункове статичне співвідношення для радіальної сили дорівнюватиме:

$$T_{КШ} = F_r \cdot (H - L_w) \cos \beta \pm F_r \cdot e. \quad (3.1)$$

У цій формулі величина  $\pm F_r \cdot e$  являє собою додатковим момент, який в залежності від розташування лінії дії радіального зусилля  $F_r$  (ексцентриситету  $e$ ) по відношенню до осі повороту проушини, умовно

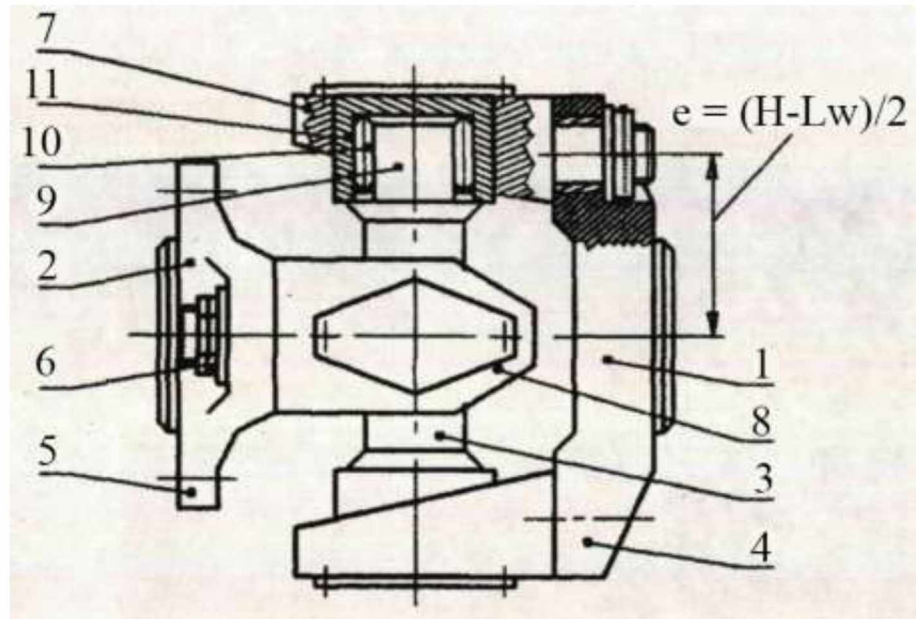


Рис. 3.1 – Схема конструкції КШ

проходить через середину контакту шипа хрестовини і голчастого ролика, буде спричиняти двояку дію:

1) при розташуванні над віссю повороту « $-e$ » – додатковий момент надає перекидну дію на підшипник, тому радіальний зазор збільшується і призводить до перекосу елементів ПВ, а ролик контактує з шипом біля його торця і з корпусом підшипника біля його дна, осьовий зазор вибирається і торець шипа контактує з дном підшипника;

2) при розташуванні під віссю повороту « $+e$ » – додатковий момент призведе до самоустановки голчастого підшипника на шипі хрестовини, радіальний зазор вибирається і реалізується повний лінійний контакт між елементами ПВ, а осьовий зазор залишиться незмінним.

Загальний вигляд дослідних екземплярів збірної вилки для КШ представлений на рис. 3.2.

### 3.3. Дослідження та обґрунтування параметрів карданних шарнірів

При проведенні заходів підвищення надійності машин неминуче проводиться дослідження негативних явищ, уточнення схемного

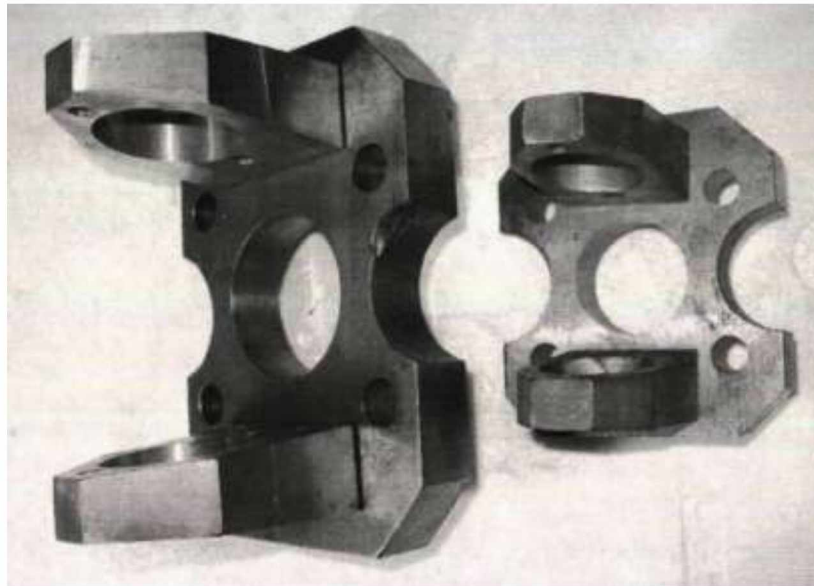


Рис. 3.2 – Загальний вигляд збірної вилки КШ

і конструктивного виконання елементів їх агрегатів. Основними завданнями даного етапу є раціональний вибір конструктивного виконання модернізованого або вдосконаленого елемента для умов експлуатаційного і стендового навантаження в процесі експериментального напрацювання.

Виконаємо якісну і кількісну характеристику явищу перекосу шипа хрестовини щодо роликів підшипника, встановленого в проушину карданної вилки, з метою виявлення та усунення фактора, що робить найбільший вплив на зниження довговічності ПВ.

Вираз кута перекосу  $\theta$ , рад, геометричних осей шипа і голчастого підшипника має вигляд:

$$\theta = \theta_{G_r} + \theta_{ef} + \theta_H \pm \theta_X + \theta_Y, \quad (3.2)$$

де  $\theta_{G_r}$  – кут перекосу шипа, який визначається величиною радіального зазору в ПВ КШ, рад (рис. 3.3,а);  $\theta_{ef}$  – кут перекосу шипа, обумовлений його пружним прогином, рад (рис. 3.3,б);  $\theta_H$  – кут перекосу осей, що є результатом пружних контактних деформацій елементів з'єднання «шип - ролик - стакан», рад (рис. 3.4,а);  $\theta_Y$  – кут перекосу осі стакану при вигині проушини вилки, рад (рис. 3.4,б);  $\theta_X$  – кут перекосу осі стакану при скручуванні проушини вилки, рад (рис. 3.5,а,б).

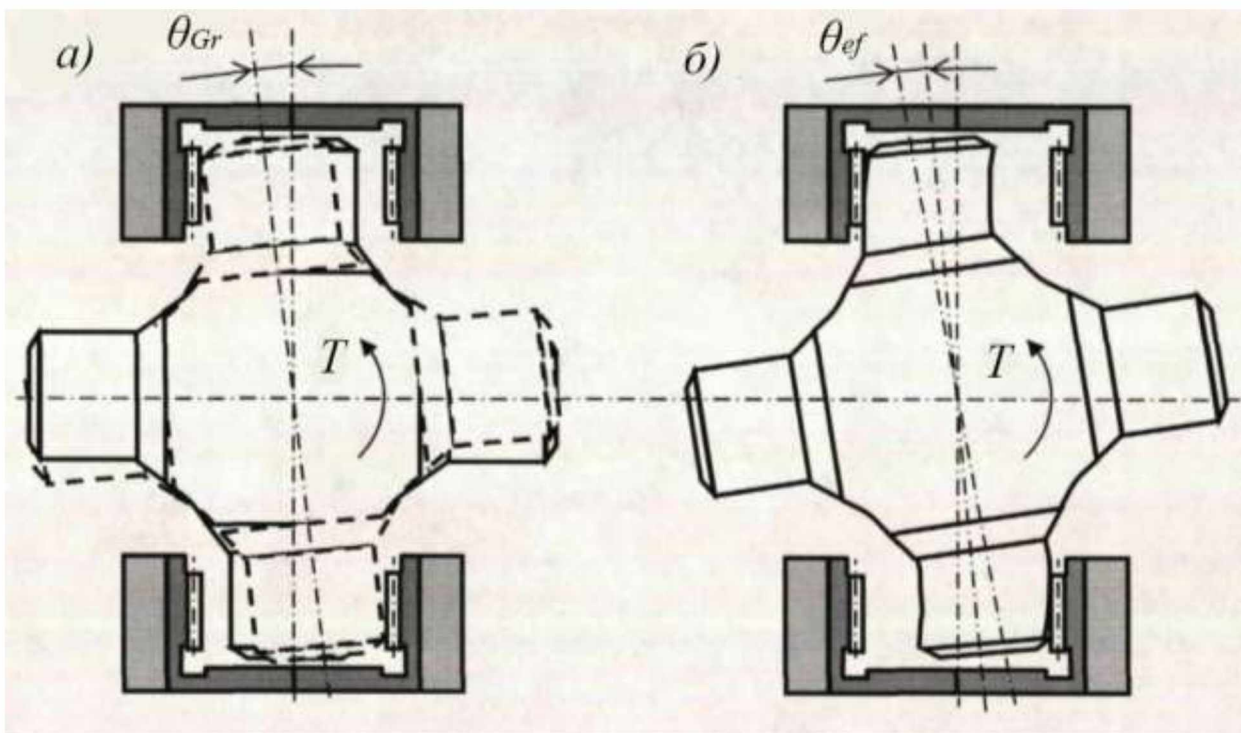


Рис. 3.3 – Графічна ілюстрація кута перекосу шипа: *а)* від радіального зазору в ПВ; *б)* від пружного прогину шипа

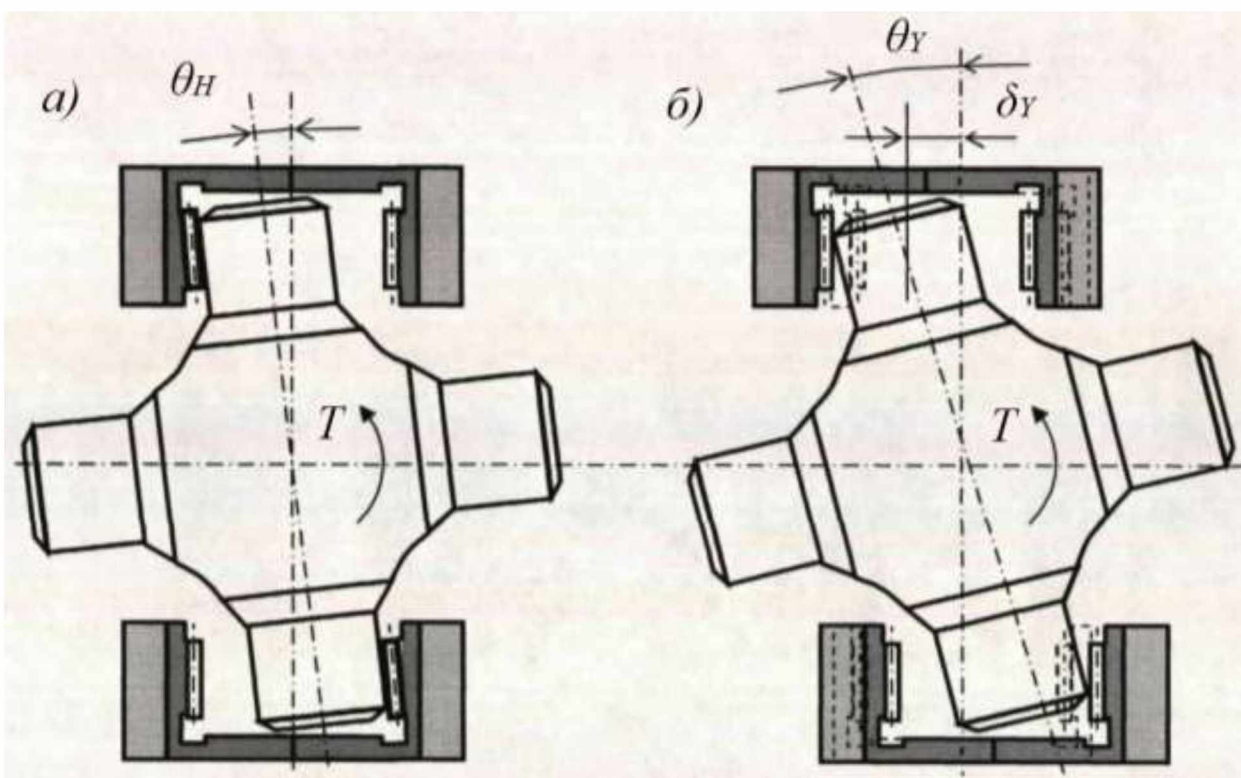


Рис. 3.4 – Графічна ілюстрація кута перекосу осей елементів ПВ: *а)* від пружних контактних деформацій елементів з'єднання «шип - ролик - стакан»; *б)* від пружного вигину вушка вилки

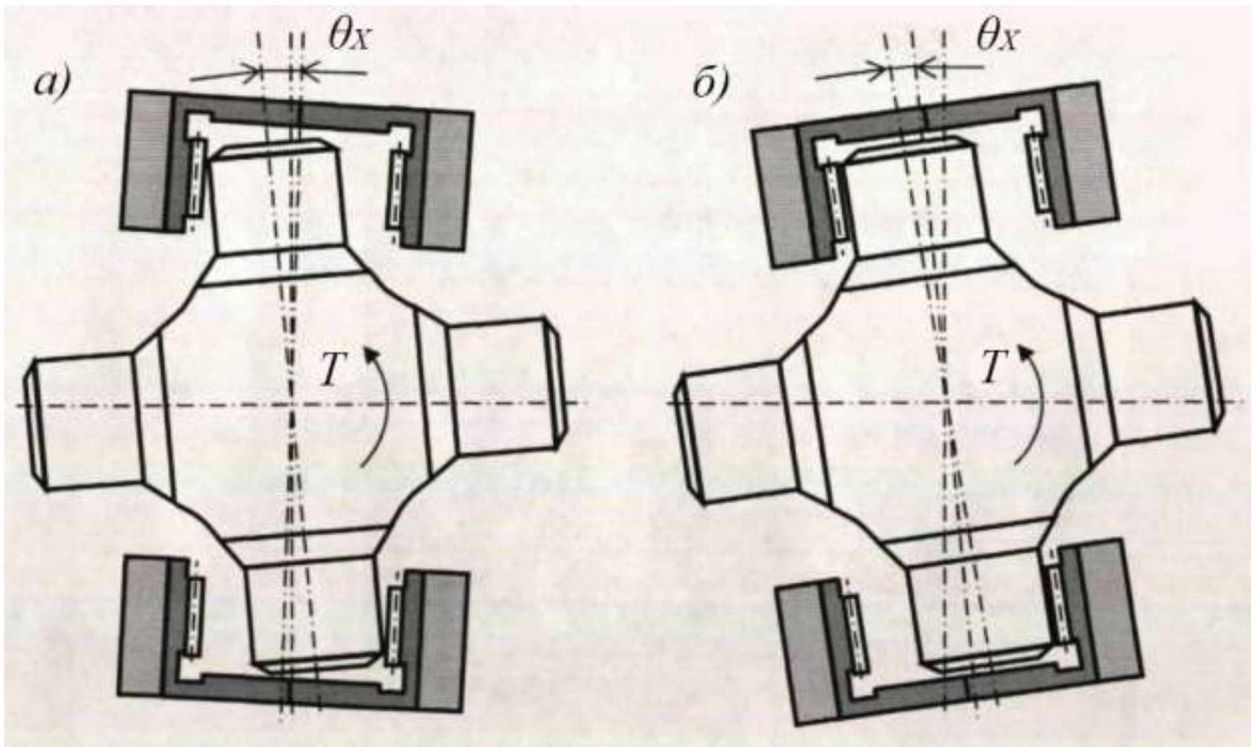


Рис. 3.5 – Графічна ілюстрація кута перекосу осі стакану підшипника від пружного скручування проушини вилки: *а)* при «перекиданні» підшипника; *б)* при самовстановленні підшипника на шипі

Розглянемо характер зміни і визначимо величину кожної складової загального кута в перекосу осей елементів ПВ КШ.

Аналіз представлених графічних моделей перекосу осей елементів ПВ (рис. 3.3 - 3.5) показує, що всі складові крім кута перекосу від скручування проушини збільшують кут перекосу між осями шипа і підшипника, що сприяє збільшенню радіального зазору. Складова від скручування проушин вилки в залежності від розташування лінії дії радіальної сили на ПВ, по відношенню до середини контакту голчастого ролика і шипа. В цьому випадку можливий подвійний результат – «перекидання» підшипника, що призводить до збільшення радіального зазору, і «самовстановлення» на шипі, що дозволяє зменшити величину радіального зазору в ПВ.

Кут перекосу осей шипа і підшипника від радіального зазору  $\theta_{G_r}$  в протилежних ПВ КШ визначимо по геометричній формулі:

$$\theta_{G_r} = \frac{G_{rCp}}{R} = \frac{(G_{r1} + G_{r2})}{H_0}, \quad (3.3)$$

де  $G_{rCp}, G_{r1}, G_{r2}$  – середнє і початкові значення радіального зазору в протилежних ПВ КШ, м;  $R$  – відстань від торця шипа до центру хрестовини, яка визначається як половина характерного розміру хрестовини  $H$ , м.

Кут перекоосу осі шипів хрестовини  $\theta_{ef}$  обумовлений пружним прогином шипа  $\delta_r$ , визначаємо на підставі розрахункової схеми бруса постійної жорсткості, навантаженого радіальної силою  $F_r$ , що діє на ПВ в середині контакту з'єднання «шип хрестовини - голчастий ролик»:

$$\theta_{ef} = \frac{F_r L^2}{2EI}, \quad (3.4)$$

де  $F_r$  – радіальна сила, що діє на ПВ, Н;  $L$  – плече радіальної сили, яке визначається як різниця довжини шипа і половини робочої довжини ролика, м;  $E$  – модуль пружності матеріалу шипа, МПА;  $I$  – осьовий момент інерції кільцевого перерізу шипа, м<sup>4</sup>.

Кут перекоосу  $\theta_H$  осей елементів ПВ від пружних контактних деформацій елементів з'єднання «шип - ролик - стакан» дорівнює відношенню сумарної контактної деформації елементів  $\delta_H$ , яка дорівнює сумі деформацій пар «стакан - ролик»  $\delta_{H1}$  і «ролик - шип»  $\delta_{H2}$ , і відстані  $R$  по залежності:

$$\theta_H = \frac{\delta_H}{R} = \frac{(\delta_{H1} + \delta_{H2})}{R}. \quad (3.5)$$

На підставі теорії Герца контактну деформацію циліндричних сталевих тіл (стакану, ролика і шипа) під дією нормального навантаження, при лінійному контакті і нормальному радіальному зазорі визначаємо за формулою:

$$\delta = 4,05 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{Q^{0,925}}{L_w^{0,85}}, \quad (3.6)$$

де  $Q$  – навантаження на найбільш навантажений ролик, Н;  $L_w$  – робоча довжина ролика, мм.

Навантаження на найбільш навантажений ролик підшипника дорівнює:

$$Q = \frac{5F_r}{iZ \cos \alpha}, \quad (3.7)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження, що сприймається підшипником, Н;  $i$  – число рядів тіл кочення;  $Z$  – число тіл кочення в ряду;  $\alpha$  – кут контакту тіл і доріжок кочення.

Аналіз формули (3.2) показує, що контактна деформація не залежить від радіусів кривизни роликів, стакану і шипа, тому кут перекосу  $\theta_H$  в результаті контактної деформації елементів з'єднання визначаємо таким чином:

$$\theta_H = \frac{2\delta}{R} = \frac{8,10 \cdot 10^{-5}}{RL_w^{0,85}} \cdot \left( \frac{5F_r}{iZ \cos \alpha} \right)^{0,925}. \quad (3.8)$$

Для визначення прогину проушини  $\delta_Y$  карданної вилки, що визначає кут перекосу осі стакану  $\theta_Y$ , приймаємо розрахункову схему бруса змінної жорсткості, навантаженого радіальної силою  $F_r$ . Тоді кут перекосу  $\theta_Y$  осі стакану визначаємо по геометричній формулою:

$$\theta_Y = \frac{\delta_Y}{R}, \quad (3.9)$$

а прогин проушини  $\delta_Y$  вилки у вигляді бруса змінної жорсткості за формулою:

$$\delta_Y = \frac{F_r L_1^3}{3EI_{z1}} + \frac{14F_r L_2^3}{6EI_{z2}}, \quad (3.10)$$

де  $L_1, L_2$  – довжина ділянок проушини вилки з отвором і без, м;  $I_z$  – осьовий момент інерції перерізу вушка, м<sup>4</sup>;  $I_{z1}, I_{z2}$  – осьовий момент інерції перерізів вушка, м<sup>4</sup>.

Кут перекосу  $\theta_X$  осі стакану підшипника від скручуючої деформації проушини вилки у вигляді бруса змінної жорсткості дорівнює:

$$\theta_X = \frac{F_r a L_1}{GI_{K1}} + \frac{F_r a L_2}{GI_{K2}}, \quad (3.11)$$

де  $a$  – плече радіальної сили, що створює крутний момент, м;  $I_{K1}, I_{K2}$  – момент інерції кручення перерізів проушини, м<sup>4</sup>;  $G$  – модуль зсуву матеріалу проушини, МПа.

Остаточно представляємо вираз кута перекосу  $\theta$ , рад, геометричних осей шипа і голчастого підшипника в розгорнутому вигляді:

$$\theta = \frac{(G_{r1} + G_{r2})}{H_0} + \frac{F_r L^2}{2EI} + \frac{8,10 \cdot 10^{-5}}{RL_w^{0,85}} \cdot \left( \frac{5F_r}{iZ \cos \alpha} \right)^{0,925} \pm \left( \frac{F_r a L_1}{GI_{K1}} + \frac{F_r a L_2}{GI_{K2}} \right) + \left( \frac{F_r L_1^3}{3REI_{Z1}} + \frac{14F_r L_2^3}{6REI_{Z2}} \right) \quad (3.12)$$

з якого видно, що характер контакту елементів з'єднання «шип - ролик - стакан» визначається конструктивними (геометричні параметри елементів ПВ), технологічними (радіальний зазор в ПВ) і експлуатаційними (величиною крутного моменту і радіальної сили) факторами.

Задаємося вихідними даними для розрахунку кута перекосу осей елементів ПВ для КШ VII типорозміру і підшипників № 804707К4С10: нормальний радіальний зазор в ПВ  $G_r = 40...75$  мкм,  $H_0 = 147$  мм, довжина ролика  $L_w = 24$  мм, плече радіальної сили при згині шипа  $L = 25$  мм, зовнішній діаметр шипа  $D = 33,635$  мм, внутрішній діаметр шипа  $d = 16,25$  мм, крутний момент стендового режиму  $T = 2000$  Н·м і експлуатаційного режиму  $T = 815$  Н·м, число роликів  $Z = 38$ , розміри перетину проушини без отвору  $b_2 = 60$  мм,  $h_2 = 28$  мм, переріз частини проушини з отвором містить два прямокутника з розмірами  $b_1 = 10$  мм і  $h_1 = 25$  мм, розташовані на відстані 60 мм між осями, довжина 2 ступені проушини  $L_2 = 20$  мм, довжина 1 ступені  $L_1 = 26$  мм, плече радіальної сили крутного моменту  $a = 32,5$  мм, модуль поздовжньої пружності  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, модуль зсуву  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

Розрахунок кутів перекосу осей на підставі формул (3.2) - (3.12) виконуємо для двох режимів навантаження – стендового і експлуатаційного. Остаточні результати розрахунку зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку кута перекосу осей

Тип вилки	Мета розрахунку	Режим навантаження	$\theta_{Gr}$ , град	$\theta_{ef}$ , град	$\theta_H$ , град	$\theta_Y$ , град	$\theta_X$ , град	$\theta$ , град
Серійна вилка	Кут перекосу	Стендовий	1,00	0,433	0,094	0,004	2,30	3,83
		Експлуатаційний	1,00	0,176	0,041	0,002	0,939	2,17
Серійна вилка	Процент вкладу	Стендовий	26	11	2,9	0,1	60	100
		Експлуатаційний	46	8	2	1	43	100
Дослідна вилка*	Кут перекосу	Стендовий	1,00	0,433	0,094	0,004	-2,30**	-0,768
		Експлуатаційний	1,00	0,176	0,041	0,002	-0,939	0,292

Примітка.  
\* – прогнозний розрахунок в припущенні само установки ПВ на шипі  
\*\* – знак «мінус» показує зміну напрямку перекосу осей

Аналіз результатів (табл. 3.1) показує, що найбільший вплив на загальний кут перекосу елементів ПВ спричиняють деформація кручення проушин вилок і радіальний зазор в ПВ, тому при створенні само установочної конструкції карданної вилки з проушинами, що мають можливість повертатися в площині хрестовини відповідно навантаженню ПВ, є реальна можливість більш рівномірного розподілу, навантажень між тілами кочення внаслідок мінімізації радіального зазору. За результатами розрахунків видно, що при різних режимах навантаження кут перекосу осей для випадку дослідної вилки в порівнянні з серійною зменшується в 5...7,4 раз.

#### 3.4. Обґрунтування посадки в з'єднанні «шип хрестовини – втулка»

Розрахунок посадки з натягом виконується з метою забезпечення міцності і певної рухливості в процесі ТО ПВ з'єднання «шип хрестовини – втулка» КШ за технічним рішенням RU 2232309 на прикладі IV типорозміру з підшипниками № 804704, а також для перевірки міцності і стійкості встановлюваної тонкостінної втулки (рис. 3.6) [29].

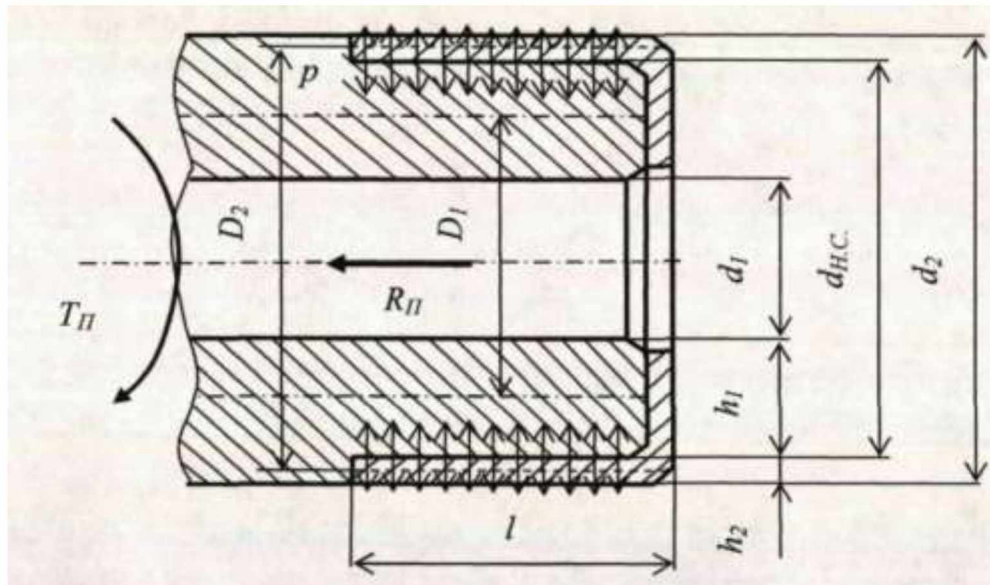


Рис. 3.6 – Схема з'єднання «шип хрестовини - втулка»:  $T_{II}$  – момент повороту втулки на шпильці, Н·м;  $R_{II}$  – зусилля складання з'єднання, Н;  $p$  – питомий тиск на контактних поверхнях з'єднання, Н/м<sup>2</sup>;  $l$  – довжина контакту поверхонь з'єднання, м;  $d_1$ ,  $d_{НС}$ ,  $d_2$  – внутрішній діаметр шипа, номінальний діаметр з'єднання і зовнішній діаметр втулки, м;  $D_1$ ,  $D_2$  – діаметри серединних поверхонь деталей, м

Міцність з'єднання «шип хрестовини - втулка», тобто відсутність самовільного зміщення деталей, забезпечується мінімальним значенням допустимого натягу  $[N_{min}]$ , а відсутність пластичних деформацій в з'єднанні і міцність втулки забезпечується максимальним значенням припустимого натягу  $[N_{max}]$ .

Розрахунок даних параметрів проводимо на основі теорії вибору посадок з натягом. На підставі даних значень здійснюємо підбір стандартних відхилень розмірів деталей і натяги  $N_{min}$  і  $N_{max}$  в з'єднанні за умовою:

$$\left. \begin{aligned} N_{max} < [N_{max}] \\ N_{min} < [N_{min}] \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

У нашому випадку найбільш важливим є умова підбору мінімального натягу, так як він в більшій мірі визначає момент повороту втулки на шипі, здійснюваний при заміні робочих поверхонь. Величина мінімального припустимого натягу визначається за формулою:

$$[N_{\max}] = N'_{\min} + \gamma_{III} + \gamma_t + \gamma_{II} + \gamma_{II}, \quad (3.14)$$

де  $N_{\min}$  – найменший розрахунковий натяг, м;  $\gamma_{III}$  – поправка, що враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при утворенні з'єднання:

$$\gamma_{III} \approx 5\eta(R_{aD} + R_{ad}), \quad (3.15)$$

де  $R_{aD}$ ,  $R_{ad}$  – параметри шорсткості поверхонь в з'єднанні (приймаємо  $R_{aD} = R_{ad} = 2,5$  мкм);  $\eta$  – коефіцієнт змінання шорсткості поверхонь;  $\gamma_t$  – поправка, що враховує відмінність робочої температури деталей ( $t_D$  і  $t_d$ ) і температури складання ( $t_{сб}$ ), відмінність коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей, що з'єднуються ( $a_D$  і  $a_d$ ), що визначається:

$$\gamma_t = d_{HC} \alpha_t (\Delta t_d + \Delta t_D), \quad (3.16)$$

де  $\alpha_l$  – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу (сталь  $\alpha_l = 12,5$  град<sup>-1</sup>);  $\Delta t_d = t_d - 20^\circ C$  – зміна робочої температури  $t_d$  шипа в порівнянні з умовами складання;  $\Delta t_D = t_D - 20^\circ C$  – зміна робочої температури  $t_D$  стакану підшипника в порівнянні з умовами складання;  $\gamma_{II}$  – поправка, що враховує ослаблення натягу під дією відцентрових сил, істотна для великих швидко обертових деталей, тому в нашому випадку цією поправкою нехтуємо;  $\gamma_{II}$  – дослідна поправка, яка компенсує зменшення натягу при повторних запресовуваннях, приймаємо рівній нулю.

Величина найменшого розрахункового натягу визначається за формулою:

$$N'_{\min} = [p_{\min}] \cdot d_{HC} \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.17)$$

де  $[p_{\min}]$  – мінімальний питомий тиск на контактних поверхнях, Н/м<sup>2</sup>;  $E_1$ ,  $E_2$  – модуль поздовжньої пружності деталей, МПа;  $C_1$ ,  $C_2$  – коефіцієнти Ляме, що визначаються за формулами:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{HC}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{HC}}\right)^2} - \nu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{HC}}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{HC}}{d_2}\right)^2} - \nu_2, \quad (3.18)$$

де  $\nu_1, \nu_2$  – коефіцієнти Пуассона сталевих деталей ( $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ ).

Мінімальна питомий тиск на контактних поверхнях з'єднання при дії моменту  $T_{II}$  (рис. 3.6) визначається за формулою:

$$[p_{\min}] = \frac{2T_{II}}{\pi \cdot d_{HC}^2 \cdot l \cdot f}, \quad (3.19)$$

де  $T_{II}$  – момент повороту втулки відносно шипа від зусилля робітника, ( $T_{II} = 25 \dots 100$  Н·м);  $f$  – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресування або провертання ( $f = 0,06 \dots 0,13$ ).

Величину максимального допустимого натягу визначають за формулою:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \cdot \gamma_{y\delta} + \gamma_{III} - \gamma_t, \quad (3.20)$$

де  $N_{\max}$  – найбільший розрахунковий натяг, м;  $\gamma_{y\delta}$  – коефіцієнт збільшення питомого тиску у торців деталі, що охоплює (приймаємо  $\gamma_{y\delta} = 1$ ).

Найбільший розрахунковий натяг визначається за формулою:

$$N'_{\max} = [p_{\max}] \cdot d_{HC} \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.21)$$

де  $[p_{\max}]$  – максимально допустимий питомий тиск (Н/м<sup>2</sup>), при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей, прийняте за найменшим з двох значень:

$$p_1 = 0,58 \cdot \sigma_{y1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_{HC}} \right)^2 \right], \quad p_2 = 0,58 \cdot \sigma_{y2} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{HC}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (3.22)$$

де  $\sigma_{y1}, \sigma_{y2}$  – межа текучості матеріалів шипа і втулки, МПа.

Вибір посадок здійснюється за довідковими таблицями системи допусків і посадок відповідно до прийнятих умовами (3.13) [30].

Необхідне зусилля при складанні з'єднання  $R_{II}$ , Н, дорівнює:

$$R_{II} = f_{II} \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot d_{HC} \cdot l, \quad (3.23)$$

де  $f_{II}$  – коефіцієнт тертя при складанні рівний  $f_{II} = (1,15 \dots 1,20) f$ ;  $p_{\max}$  – питомий тиск при максимальному натягу  $N_{\max}$ , Н/м<sup>2</sup>, який визначається по залежності:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - \gamma_{III}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \cdot d_{HC}}. \quad (3.24)$$

Зміна зовнішнього діаметру втулки після посадки  $\lambda_2$ , дорівнює:

$$\lambda_2 = \frac{2 \cdot p_{\max} \cdot d_2 \cdot d_{HC}^2}{E_2 \cdot (d_2^2 - d_{HC}^2)}. \quad (3.25)$$

Момент, необхідний для повороту втулки на шипі, дорівнює:

$$T_{II} = \frac{N_{\min} \cdot \pi \cdot d_{HC} \cdot l \cdot f}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)}. \quad (3.26)$$

Обґрунтування товщини тонкостінної втулки на основі теорії розрахунку тонкостінних судин з умови міцності по IV теорії:

$$0,86 \cdot \frac{p \cdot d_{HC}}{2\delta} \leq [\sigma], \quad (3.27)$$

звідки

$$\delta \geq \frac{0,86 \cdot p \cdot d_{HC}}{2[\sigma]}, \quad (3.28)$$

де  $\delta$  – товщина стінки, мм;  $p$  – питомий внутрішній тиск, Н/м<sup>2</sup>, приймаємо  $p = p_{\max}$ ;  $d_{HC}$  – діаметр втулки, м;  $[\sigma]$  – допустиме напруження, МПа, для сталі ШХ-15 при коефіцієнті запасу  $[n] = 1,5$  і межі текучості  $\sigma_y = 2300$  МПа.

Представлена методика дозволяє обґрунтувати конструктивно-технологічні параметри з'єднання для різних типорозмірів ПВ КШ.

На підставі розрахунків на міцність і жорсткість встановлюємо мінімальний допустимий діаметр  $d_{HC}$  шипа і відповідно з'єднання 18,5 мм. З формули (3.28) отримуємо, що товщина стінки втулки не повинна бути

менше 1 мм, тому номінальний діаметр з'єднання дорівнює  $d_{НС} < 20$  мм. Для отримання загального уявлення характер зміни натягу в з'єднанні «шип хрестовини - втулка» зробимо розрахунки в прийнятому; діапазоні значень номінального діаметра з'єднання при значенні моменту повороту втулки 20...90 Нм (рис. 3.7).

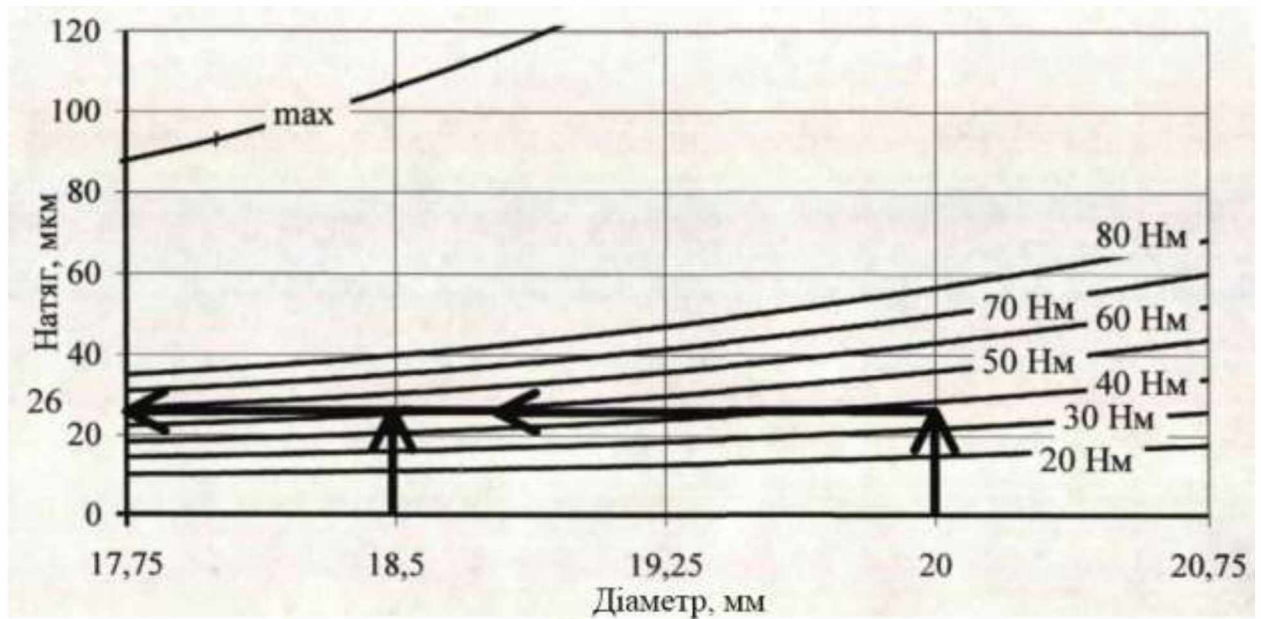


Рис. 3.7 – Результати розрахунку натягу в з'єднанні «шип - втулка»

При підборі посадок обмежимо максимальний момент повороту втулки від зусилля руки робітника, з урахуванням малого плеча ключа, не більше 50 Нм. Тоді, для діаметра 18,5 мм максимальний натяг повинен бути, не більше 26 мкм, для 19,25 мм – не більше 28 мкм, а для 20,0 мм – не більше 34 мкм. З урахуванням умови (3.28) для всіх варіантів номінального діаметра з'єднання при виборі посадки обмежимося найбільшим натягом не більше 26 мкм. Даному значенню натягу відповідають посадки, серед яких  $K6/k6$  [31].

З метою практичної реалізації постановки ремонтних втулок з матеріалу високої твердості для встановлених параметрів діаметра з'єднання і величин натягу необхідно визначити зусилля напресування втулки (3.23),

значення збільшення діаметра втулки після напресування (3.25) і реалізований момент повороту втулки на шипі (3.26).

В результаті розрахунків встановлено, що для діапазону номінального діаметра з'єднання 18,05...20,0 мм, з урахуванням товщини втулки 1,00...1,75 мм, для заданого натягу 0...26 мкм зусилля напресування складає 900...1200 Н, момент повороту втулки складає 45...50 Нм, а збільшення її діаметра після напресування – 0,84...12 мкм.

Досвід застосування втулкових з'єднань з натягом в різних галузях машинобудування показує, що втулка і шип хрестовини є тонкостінні оболонки, тому крім класичного розрахунку посадки з натягом слід виконати перевірку стійкості охоплюючої і встановлюваної деталей [31].

Для розрахунку приймаємо такі припущення: 1) розрахунок величини натягу в з'єднанні проводимо з використанням безмоментної теорії оболонок; 2) напруження, що виникають в оболонці, рівномірно розподілені по її товщині, тому вигином оболонки нехтуємо; 3) серединні поверхні шипа хрестовини і втулки є циліндрами; 4) тиск в зоні контакту вважається рівномірно розподіленим по довжині з'єднання.

Величину натягу  $N$ , мм, визначаємо за формулою:

$$N = \frac{p}{2E} \left[ \frac{D_1^2}{h_1} + \frac{D_2^2}{h_2} \right], \quad (3.29)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу деталей з'єднання;  $p$  – тиск в контактні шипа і втулки;  $h$ ,  $D$  – товщина і розмір серединної поверхні деталі з'єднання.

З умови забезпечення міцності деталей з'єднання величина максимального тиску дорівнює [31]:

$$p_{\max} = \frac{2[\sigma]h}{d_{HC}}. \quad (3.30)$$

У формулу (3.30) вводять найменше значення виразів  $[\sigma_1]h_1$  або  $[\sigma_2]h_2$ , де  $[\sigma_1]$  і  $[\sigma_2]$  – допустимі напруження в матеріалі деталей.

Для максимального натягу з умови стійкості розглянутої деталі контактний тиск визначаємо по теорії Мізеса [28]:

$$p_{кр} = \frac{2Eh}{D(n^2 - 1)} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{4n^2 l^2}{\pi^2 d_{НС}^2}\right)^2} + \frac{3Eh^3}{4(1 - \nu^2)D^3} \cdot \left[ n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \nu^2}{1 - \frac{4n^2 l^2}{\pi^2 D^2}} \right], \quad (3.31)$$

де  $n$  – ціле число, яке при заданих відношеннях  $l/d_{НС}$  і  $h/d_{НС}$ , вибирається з умови мінімуму значення  $p_{кр}$ ;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Підставляючи  $p_{кр}$  в формулу (3.29) визначаємо максимальний натяг з формули (3.31). У подальших розрахунках приймається найменше значення, обчислене з умови міцності деталей або з умови стійкості деталей з'єднання. В якості загальних даних приймаємо:  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,3$ ,  $l = 18,5$  мм,  $d_1 = 7,0$  мм,  $d_2 = 22,0$  мм,  $[\sigma_1] = 320$  МПа,  $[\sigma_2] = 920$  МПа. Інші дані обчислюємо і складаємо варіанти досліджуваного з'єднання (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Вихідні дані за варіантами з'єднання

№ вар.	$d_{НС}$ , мм	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм	$h_1$ , мм	$h_2$ , мм	$l$ , мм	$l/d_{НС}$	$h/d_{НС}$	$n$
1	18,50	7,00	22,00	12,75	20,25	5,75	1,75	18,50	1,00	0,095	4
2	19,25			13,125	20,625	6,125	1,375		1,04	0,071	
3	20,00			13,50	21,00	6,50	1,00		1,08	0,050	

Аналіз даних табл. 3.2 показує, що до шипу поняття «оболонка» не застосовується, тому розрахунок на стійкість проводимо тільки для втулки. Результати розрахунків зводимо в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку за варіантами з'єднання

№ вар.	Порівняння виразів		Розрахунок по умові міцності втулки		Розрахунок по умові стійкості втулки	
	$[\sigma_1]/h_1$	$[\sigma_2]/h_2$	$p_{max}$ , МПа	$N_{max}$ , мм	$p_{кр}$ , МПа	$N_{max}$ , мм
1	1840	1610	159,0	0,105	2164	1,423
2	4960	1265	123,0	0,104	1021	0,863
3	2080	920	87,6	0,103	393	0,657

Аналіз табл. 3.3 показує, що за даних співвідношеннях розмірів деталей з'єднання «шип хрестовини - втулка», максимальний натяг, отриманий з умови міцності втулки, може бути прийнятий в якості остаточного, так як стійкість втулки забезпечена.

### 3.5. Результати дослідження працездатності з'єднання «шип хрестовини – втулка»

При проведенні експерименту по напресування втулок на шипи отримані експериментальні залежності зусилля напресування від переміщення втулок на шипах. В якості ілюстрації цих залежностей наведемо результати напресування декількох втулок (рис. 3.8), де видно – зусилля напресування прямопропорційно переміщенню втулки на шипу, при цьому найбільше зусилля спостерігається в самому кінці переміщення втулки.

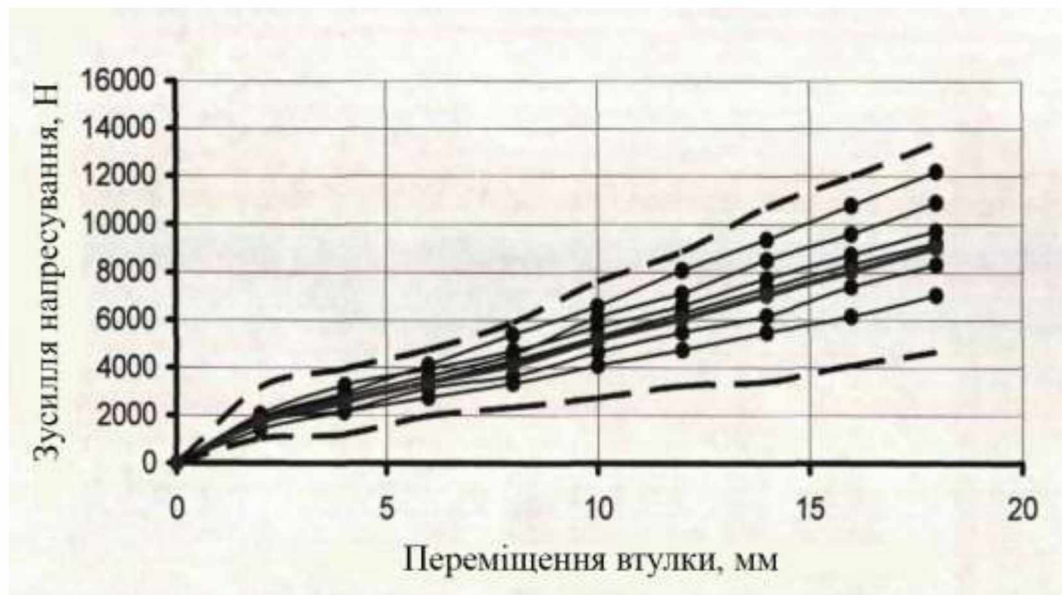


Рис. 3.8 – Залежність між зусиллям напресування і переміщенням втулок на шипах для діаметра з'єднання 20,0 мм

Для якісної оцінки працездатності втулкового з'єднання КШ були отримані експериментальні залежності моменту повороту від кута повороту.

Експеримент проводився згідно з раніше викладеної методикою. Підсумкові залежності представлені на рис. 3.9.

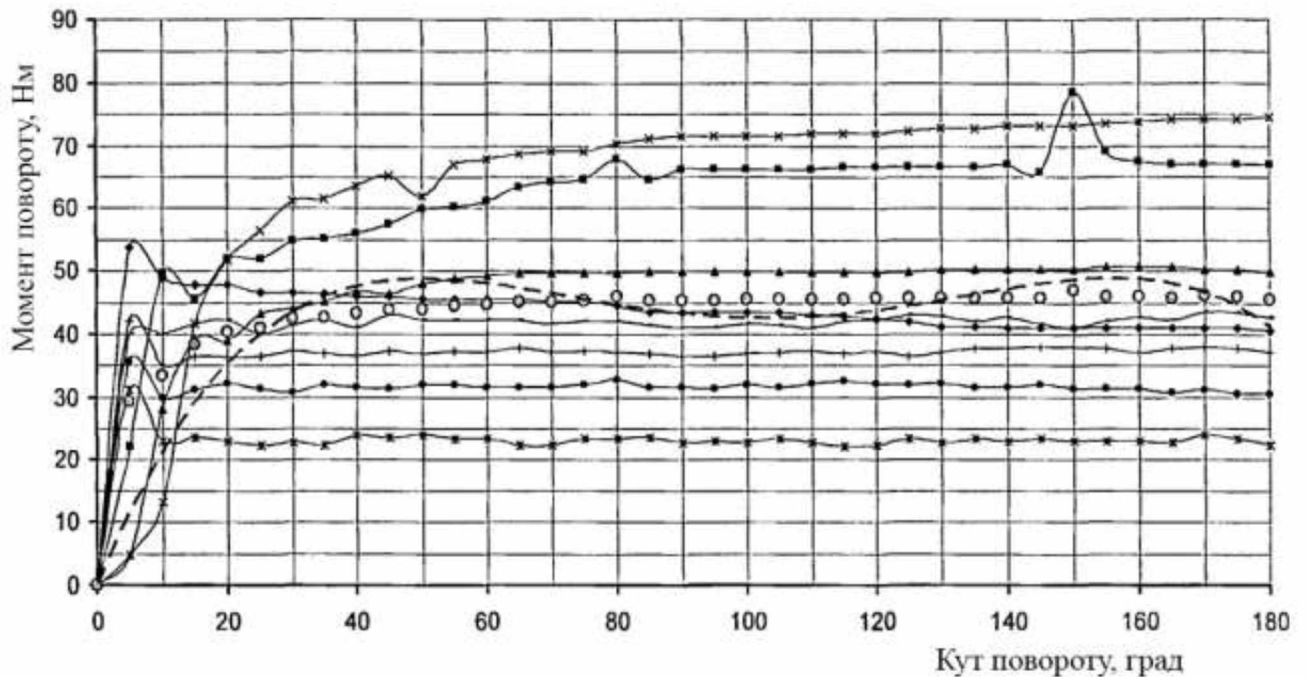


Рис. 3.9 – Залежність моменту від кута повороту втулок на шипах

Аналіз графіків показує, що на самому початку повороту момент різко зростає, що обумовлено зривом мікронерівностей в з'єднанні, а потім момент залишається практично незмінним. Повторні повороти втулки на шипах давали практично такі ж результати, що вказує на можливість повторного використання шипів хрестовини, так як поверхня шипів не пошкоджується.

На підставі наведених вище міркувань приймаємо діапазон оптимальних значень натягу в межах оптимуму функцій відгуку – 7,4...16,5 мкм, а діапазон оптимальних значень діаметра з'єднання – рівним 9,25...19,74 мм. При цьому значення зусилля напрусування втулок не більше 1100 Н, а моменту повороту не перевищить 46 Нм. Отримані результати цілком відповідають реальним технічним можливостям виготовлення деталей і складання з'єднання шипа хрестовини і втулки з матеріалу, що володіє високою контактною витривалістю.

Для експериментальної оцінки заходів підвищення надійності КШ НКШ були проведені стендові ресурсні випробування на спеціально модернізованому випробувальному обладнанні (табл. 3.4). Для підтвердження обґрунтованості проведеної модернізації стенду, виконаємо розрахунково-експериментальну оцінку впливу динамічної зміни кута зламу шарніра на ресурс КШ за результатами стендових випробувань.

Таблиця 3.4 – Результати стендових випробувань КШ

№ п/п	Параметри ПВ КШ	Варіанти випробуваних КШ											
		№1				№2				№3			
		Характеристика ПВ											
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
		сер	досл	сер	досл	сер	досл	сер	досл	сер	досл	сер	досл
1	Початковий радіальний зазор в ПВ, мкм	74	92	80	74	44	49	49	55	118	128	121	117
2	Граничний радіальний зазор в ПВ, мкм	118	128	121	117	86	86	108	94	151	153	156	148
3	Пошкоджена поверхня шипа, %	30	35	33	29	37	37	38	31	23	23	24	18
4	Наробіток ПВ до граничного стану, год.	410	312	331	383	474	474	462	564	303	303	291	396
Примітки 1, 2, 3, 4 – номери ПВ в дослідних КШ сер – серійний ПВ, досл – дослідних ПВ													

Перший варіант граничного напрацювання КШ отримано розрахунковим шляхом по математичній моделі довговічності для встановлених значень режиму навантаження шарніра при постійному куті зламу шарніра  $\beta_{зл} = 10,5^\circ$ . Другий варіант граничного напрацювання отримано аналогічним шляхом при  $\beta_{зл} = 12^\circ$ . Третій варіант сформований на підставі стендових випробувань серійних ПВ при змінному куті зламу шарніра  $\beta_{зл} = 10,5 \pm 1,5^\circ$ ,  $\beta_{зл} = 10,5^\circ$  – встановлений статичний кут зламу, а амплітуда зміни кута –  $\Delta\beta_{зл} = \pm 1,5^\circ$ .

## Висновки

1. Найбільший вплив на загальний кут перекосу надають радіальний зазор (26 ... 46%) і деформація скручування проушини вилки (43 ... 60%), тому застосування поворотної проушини вилки дозволяє зменшити кут перекосу від 5 до 7,4 раз в залежно від навантаження.

2. Перевірка з'єднання на стійкість показала, що при даних співвідношеннях розмірів деталей з'єднання «шип хрестовини - втулка», максимальний натяг, отриманий з умови міцності втулки, може бути прийнятий в якості остаточного, так як стійкість втулки забезпечена.

## **4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ РОЗРОБОК**

### **4.1. Екологічна експертиза розробок**

Екологічна експертиза в Україні – вид науково-практичної діяльності спеціально уповноважених державних органів, еколого-експертних формувань та об'єднань громадян, що ґрунтується на міжгалузевому екологічному дослідженні, аналізі та оцінці передпроектних, проектних та інших матеріалів чи об'єктів, реалізація і дія яких може негативно впливати або впливає на стан навколишнього природного середовища та здоров'я людей, і спрямована на підготовку висновків про відповідність запланованої чи здійснюваної діяльності нормам і вимогам законодавства про охорону навколишнього природного середовища, раціональне використання й відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки.

Метою екологічної експертизи є запобігання негативному впливу антропогенної діяльності на стан навколишнього природного середовища та здоров'я людей, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях і об'єктах.

Об'єкти, суб'єкти, види екологічної експертизи висвітлені у законі України «Про екологічну експертизу» (9.02.1995р.).

Екологічна експертиза може бути державна, громадська та інша.

Державна екологічна експертиза проводиться експертними підрозділами чи спеціально створюваними комісіями спеціально уповноваженого центрального органу виконавчої влади з питань екології та природних ресурсів та його органів на місцях на основі принципів законності, наукової обґрунтованості, комплексності, незалежності, гласності та довгострокового прогнозування.

Для участі в проведенні державної екологічної експертизи можуть залучатися відповідні органи державного управління України, представники

науково-дослідних, проектно-конструкторських, інших установ та організацій, вищих навчальних закладів, громадськості, експерти міжнародних організацій.

Висновок державної екологічної експертизи після затвердження спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади з питань екології та природних ресурсів є обов'язковим для виконання.

Позитивний висновок державної екологічної експертизи є підставою для відкриття фінансування всіх програм і проектів.

Реалізація програм, проектів і рішень без позитивного висновку державної екологічної експертизи забороняється.

Громадська екологічна експертиза здійснюється незалежними групами спеціалістів з ініціативи громадських об'єднань, а також місцевих органів влади за рахунок їх власних коштів або на громадських засадах.

Громадська екологічна експертиза проводиться незалежно від державної екологічної експертизи.

Висновки громадської екологічної експертизи можуть враховуватися органами, які здійснюють державну екологічну експертизу, а також органами, що зацікавлені у реалізації проектних рішень або експлуатують відповідний об'єкт.

Інші екологічні експертизи можуть здійснюватися за ініціативою зацікавлених юридичних і фізичних осіб на договірній основі із спеціалізованими еколого-експертними органами і формуваннями.

Завданням екологічної експертизи є:

а) визначення екологічної безпеки господарювання та іншої діяльності, яка може нині або в майбутньому прямо або посередньо негативно вплинути на стан навколишнього середовища;

б) встановлення відповідності передпроектних, передпланових, проектних та інших рішень вимогам законодавства про охорону навколишнього середовища;

в) оцінка повноти й обґрунтованості передбачуваних заходів щодо охорони навколишнього природного середовища та здоров'я населення, яка здійснюється Міністерством екології та природних ресурсів України разом із Міністерством охорони здоров'я України.

Об'єктом даної екологічної експертизи є процеси зношування, підтримки і відновлення працездатності з'єднань карданних передач; довговічність підшипникових вузлів карданних передач на основі вивчення впливу факторів, що визначають надійність механічних трансмісій сільськогосподарської техніки.

При ремонті і відновленні деталей карданних передач сільськогосподарських машин факторами, що впливають на оточуюче середовище є:

- металевий пил, що утворюється при обробці деталей на токарних, шліфувальних, хонінгувальних верстатах;
- різноманітні хімічні речовини та їх розчини, що використовуються при відновленні деталей шляхом нанесення покриттів;
- ПММ та продукти їх згорання, що утворюються під час обкатки двигунів;
- шум та вібрація при роботі металообробних верстатів, обкатувальних стендів та ін.

Запропоновано конструкції карданних шарнірів, що дозволяють збільшити динамічну вантажопідйомність підшипникових вузлів на 7,4 ... 9,3%, ймовірність безвідмовної роботи карданних шарнірів в 1,3 ... 1,5 рази.

## **4.2. Охорона праці та безпека з надзвичайної ситуації**

4.2.1. Актуальність проблеми безпеки людини у виробничому середовищі та при надзвичайних ситуаціях.

Охорона праці в нашій країні охоплює заходи по подальшому полегшенні умов праці на основі механізації важких і шкідливих виробничих

процесів, широкому впровадженню сучасних засобів охорони праці, усуненню причин, що породжують травматизм і професійні захворювання робітників. Вона тісно пов'язана з умовами праці.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях в умовах сільського виробництва – важливе завдання, вирішення якого забезпечить нормальні умови праці працівниками сільського господарства. Це заходи по подальшому поліпшенню і оздоровленню умов праці, широкому впровадженню сучасних засобів безпеки, усуненню причин, що породжують травматизм, створенню на виробництві необхідних гігієнічних і санітарно-побутових умов.

Кожна людина і, безперечно, людина з вищою освітою повинна усвідомлювати важливість питань уникнення ризиків у житті та праці.

Україна в освітньому плані приєдналася до Європейської програми навчання з ризиків FORM-OSE. Безпека життя та праці сьогодні формується як наука, без якої людство приречене на значні втрати.

Умови праці – це складне об'єктивне суспільне явище, що формується в процесі трудової діяльності під впливом взаємопов'язаних факторів соціально-економічного характеру, які впливають на здоров'я, працездатність людини, на її відношення до праці та ступінь задоволення від неї, на ефективність праці та інші економічні результати виробництва. Вони характеризуються оціночними показниками мікроклімату, наявністю в робочій зоні шкідливих та небезпечних виробничих факторів, психофізичним та естетичними елементами діяльності працівників господарства.

Охорона життя та здоров'я громадян у процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці є одним з найважливіших державних завдань. Успішне вирішення цього завдання значною мірою залежить від належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці.

З часу виникнення людської цивілізації кожна людина дбала про власну безпеку та безпеку своїх близьких так само, як і людству доводилось

дбати про безпеку свого існування. Людська цивілізація досягає все більшої могутності, а проблема безпеки її існування стає все більш гострою. Актуальність проблеми охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях в світі значно зросла на початку третього тисячоліття. Сьогодні ця проблема стала пріоритетною для світової цивілізації.

#### 4.2.2. Аналіз формування травмонебезпечних ситуацій

Всяке порушення аналітичної цілості організму або його функцій внаслідок дії на людину, дії будь-якого небезпечного фактора визначається як травма.

Аналіз небезпечних умов, які існують чи виникають безпосередньо на виробництві показав, що їх можна поділити на групи, які:

- характеризують стан або рівень безпеки виробничого обладнання або певного робочого місця, конструктивні недоліки конкретного вузла чи машини;
- спонукають працюючого допускати помилки у процесі роботи, низька кваліфікація працюючого та рівень знань з охорони праці;
- створюють можливість проникнення працюючого у небезпечну зону в наслідок відсутності відповідного контролю за дотриманням правил з охорони праці, та інші.

Якщо внаслідок аварії технічної системи виникли травми у людей, то сам випадок травми необхідно розглянути як подію, що є наслідком аварії. Це стосується тих систем, у яких підсистемами одночасно є машина і людина. Якщо при функціонуванні таких систем з ладу вийшла машина, раптово припинивши свої функції внаслідок руйнування окремих деталей або самої машини, і це привело до значного матеріального збитку, то таке випадкове явище необхідно назвати аварією.

Усі явища, що формують небезпечну ситуацію, мають повну достовірність виникнення, а це означає, що небезпечні умови (НУ),

небезпечні дії (НД), небезпечні ситуації (НС) і наслідки таких ситуацій: аварія (А), травма (Т) і сприятлива подія належить до випадкових явищ.

Матеріальні системи поєднують у собі системи неорганічної природи (фізичні, хімічні, геологічні та ін.) і живі системи (клітини, найпростіші і високорозвинені організми, популяції, біологічні види, екологічні системи). Особливим класом матеріальних систем є соціальні системи (сім'я, колектив, державна політична система, суспільно-економічна формація). Ідеальною системою є поняття, гіпотеза, теорії, лінгвістичні і логічні побудови і т. ін. Штучною системою є система управління виробництвом, безпекою життєдіяльності і т. ін.

Оскільки при функціонуванні людино-машинних систем такі явища як травми, аварії мають дуже близькі механізми формування та виникнення, у подальшому ці явища будуть описуватись паралельно (рис.4.1).



Рис. 4.1. Блок-схема формування та виникнення травмонебезпечних аварійних ситуацій

Ступенева логіко-імітаційна модель виникнення нещасного випадку наведена на рис. 4.2.



Рис. 4.2. Ступенева логіко-імітаційна модель виникнення нещасного випадку

Схема поетапного аналізу умов виникнення і розвитку аварій наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Схема поетапного аналізу умов виникнення і розвитку аварій

Найменування стадії розвитку аварійної ситуації (аварії)	Основні принципи аналізу умов виникнення (переходу на іншу стадію) аварійної ситуації (аварії та її наслідків)	Способи і засоби попередження, локалізації аварії
1	2	3
Виникнення пожежі	Оцінка й аналіз: можливих масштабів пожежі (площа, кількість горючих продуктів, склад продуктів згоряння, в т. ч. неповного); наявності й ефективності засобів гасіння пожежі; вміння персоналу діяти при ліквідації осередку займання; оперативності й оснащення ДПЧ; наявності і характеристик джерел запалювання	Виключення джерел запалювання; оснащення ефективними засобами гасіння пожежі, засобами сигналізації і зв'язку; дії персоналу і спецпідрозділів щодо рятування людей, гасіння пожежі

1	2	3
Травмування людей	Аналіз кількісних енергетичних характеристик пожежі (енергія випромінювання) та вибуху; наявність і кількість людей в зоні можливого ураження	Раціональне планування промислового майданчика. Розміщення поза межами зони можливого впливу пожежі будівель адміністративного, побутового призначення
Знос, утомленість матеріалу апарата	Перевірка вивченості корозійних властивостей застосовуваних речовин; наявність даних щодо швидкості корозії і зносу; відповідність матеріалу устаткування (трубопроводів), захисного покриття, ущільнювальних матеріалів. Наявність умов для механічного ушкодження устаткування	Застосування обладнання підвищеної надійності, ефективного захисного покриття і захисних пристроїв
Вихід параметрів за критичні значення	Перевірка вивченості властивостей застосовуваних речовин; їх аналіз; виявлення особливо небезпечних речовин; виявлення параметрів, які визначають небезпечність технологічних процесів і їх критичні значення; оцінка достатності оснащення засобами, які виключають вихід параметрів за припустимі межі, їх ефективність, надійність	Дооснащення технологічних процесів засобами контролю, управління й протиаварійного захисту, підвищення їх надійності й ефективності; удосконалення технологічних процесів
Підвищена вібрація	Перевірка надійності й вірності кріплення апаратів, машин, трубопроводів, співвідноності з'єднань обертових пристроїв	Своєчасне проведення планово-запобіжних ремонтів

#### 4.2.3. Висновки щодо підвищення стану охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуацій

У розділі охорони праці магістерської роботи представлений аналіз загальних питань охорони праці, розглянуто основні шкідливі фактори, що виникають в під час технологічного процесу та їх вплив на організм людини, запропоновано заходи для забезпечення нормальних умов праці:

1) для забезпечення безпеки обладнання запропоновані захисні і огорожувальні пристрої;

- 2) для виключення ураження електричним струмом необхідно застосування заземлюючих пристроїв;
- 3) для захисту від небезпечних хімічних речовин – використання спеціального захисного одягу;
- 4) для зменшення запиленості – використання вентиляції, для зменшення шуму і вібрацій – звукоізолюючі засоби;

### 4.3. Техніко-економічне обґрунтування розробки

Основу заходів підвищення надійності КП СГТ становлять модернізовані конструкції КШ НКШ, пристосовані як до режимів навантаження, так і до операцій ТОР в експлуатації. У зв'язку з цим спочатку розглянемо техніко-економічну ефективність впровадження дослідних КШ.

Середній ресурс серійних КШ дорівнює 4250 мото-год., а розроблені конструкції мають ресурс в середньому в 1,28..1,80 раз вище, тому результати їх експлуатаційної перевірки можна отримати через 3 ... 5 років. Тому розрахунок економічної ефективності впровадження КШ підвищеної довговічності проведемо за результатами ресурсних випробувань за меншим середнім значенням коефіцієнта підвищення довговічності. Річний економічний ефект від підвищення довговічності  $E_p$ , грн., з урахуванням відсутності супутніх капітальних вкладень, визначаємо за формулою [30]:

$$E_p = \left( Z_C \cdot \frac{P_C + E_H}{P_{II} + E_H} - Z_{II} \right) \cdot A_{II}, \quad (4.1)$$

де  $Z_C, Z_{II}$  – приведені затрати відповідно базового і дослідного варіантів КШ;  $P_C, P_{II}$  – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення (реновацію) до і після підвищення довговічності;  $\frac{P_C + E_H}{P_{II} + E_H}$  – коефіцієнт врахування зміни ресурсу дослідного КШ в порівнянні з серійним;  $A_{II}$  – розрахункова кількість КШ.

Для серійних КШ наведені затрати являють собою сумарну відпускну ціну заводу-виробника КШ на один трактор. За даними Харківського тракторного заводу – виробника тракторів Т-150К ціна одного КШ 151.36.016 на 1.10.17р становить 1122 грн., а фланцевої вилки 36.103 – 88 грн. Таким чином, отримаємо  $Z_C = 1122 \cdot 6 = 6732$  грн.

Проведення конструкторських заходів впливає в основному на вартість виготовлення вузлів підвищеної довговічності при заміні серійної деталі на дослідну:

$$Z_{II} = Z_C - Z_{ИСК} + Z_{УСТ}, \quad (4.2)$$

де  $Z_{ИСК}$ ,  $Z_{УСТ}$  – вартість замінної деталі і встановлюваної замість неї. Оцінка технологічної собівартості дослідної вилки шарніра показала, що в порівнянні з серійною, її виготовлення потребує збільшення кількості операцій технологічного процесу приблизно на 20%, тому приймаємо цей відсоток в якості збільшення ціни дослідної карданної вилки, звідки  $Z_{УСТ} = 106,54$  грн.

Згідно формули (4.2) отримуємо, що наведені витрати на дослідний шарнір складають:

$$Z_{II} = Z_C - Z_{ИСК} + Z_{УСТ} = (1122 - 2 \cdot 88 + 2 \cdot 106) \cdot 6 = 6942 \text{ грн.}$$

Підвищення довговічності характеризується коефіцієнтом обліку зміни терміну служби дослідного КШ в порівнянні з серійним. Частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення (реновацію) до і після підвищення довговічності визначаємо в залежності від терміну служби:

$$P = \frac{E}{(1 + E)^{T_{сл}} - 1}, \quad (4.3)$$

де  $E$  – норматив приведення;  $T_{сл}$  – строк служби, роки.

З урахування вищесказаного середній ресурс серійного КШ складає 4250 год., а дослідного – 5440 год. Строк служби визначаємо як відношення ресурсу, одержаного при випробуваннях, до нормативного річного

навантаження трактора Т-150К (1600 год.):  $T_{СЛ}^{Сеп} = 4250 / 1600 = 2,66$  років та  $T_{СЛ}^{Досл} = 5440 / 1600 = 3,4$  роки. Підставляючи дані в формулу (4.3) отримаємо:

$$P = \frac{E}{(1+E)^{T_{СЛ}^{Сеп}} - 1} = \frac{0,1}{(1+0,1)^{2,66} - 1} = 0,347;$$

$$P = \frac{E}{(1+E)^{T_{СЛ}^{Досл}} - 1} = \frac{0,1}{(1+0,1)^{3,44} - 1} = 0,261.$$

Тоді коефіцієнт обліку зміни терміну служби дорівнює:

$$\frac{P_C + E_H}{P_{II} + E_H} = \frac{0,347 + 0,1}{0,261 + 0,1} = 1,24.$$

Таким чином, розрахунковий економічний ефект від підвищення довговічності КШ на один трактор згідно формули (4.1) становить [34]:

$$E_p = \left( 3_C \cdot \frac{P_C + E_H}{P_{II} + E_H} - 3_{II} \right) \cdot A_{II} = (6732 \cdot 1,24 - 6942) \cdot 6 = 1406 \text{ грн.}$$

Представлений економічний ефект отриманий за однією з можливих статей економії витрат і не враховує, наприклад, економічний ефект у сфері виробництва. Однак така оцінка ефективності цілком достатня.

Виконаємо порівняння деяких найбільш поширених і пропонованого способів відновлення хрестовин КШ: віродугове наплавлення (1), електролітичне залізнення (2), пластичне деформування (3), електроконтактна приварка сталеві стрічки (4), газополуменеве напилювання (5), заміна зношеної хрестовини в зборі нової деталлю (6) і спосіб з виборним відновленням шипів і перевстановлення хрестовини в зборі (7).

Результати порівняльних розрахунків представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунків показників раціональності

№ п/п	Показники	Кодування способів відновлення						
		1	2	3	4	5	6	7
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
1	Вартість відновлення хрестовини, грн.	51	25	7	43	61	317	25

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	Вартість відновленої деталі в зборі, грн.	298	270	250	289	309	527	272
3	Коефіцієнт довговічності	0,62	0,80	0,80	0,80	0,60	1,0	1,0
4	Відношення вартості відновлення до коефіцієнту довговічності, грн.	82	32	9	54	101	317	272
5	Добуток вартості нової деталі на коефіцієнт довговічності, грн.	327	422	422	422	316	527	527
6	Порівняння вартості і максимальної ціни відновленої деталі (порівняння рядків 2 і 5)	<	<	<	<	<	=	<
7	Кратність показника порівняння (рядок 5/рядок 2)	1,10	1,56	1,69	1,46	1,02	1,00	1,94
8	Вартість відновленої деталі від ціни нової, %	55	51	47	55	59	100	52

Аналіз даних таблиці показує, що: 1) найменші вартість відновлення хрестовини (рядок 1) і техніко-економічний критерій (рядок 4) досягаються при відновленні способом пластичної деформації; 2) за величиною кратності показника порівняння (рядок 7) запропонований спосіб виборного відновлення, на прикладі електролітичного залізнення, з перевстановленням хрестовини при складанні КШ є найбільш раціональним; 3) вартість відновленої хрестовини в зборі (рядок 8) для більшості способів (1-5, 7) не перевищує 60% від ціни нової деталі.

### Висновки

Проведена екологічна експертиза свідчить, що запропонована технологія відновлення підшипникових вузлів карданних передач є екологічно безпечною.

Виконано аналізу умов виникнення і розвитку травм і аварій, для їх усунення запропоновані наступні заходи: встановлення захисних щитків,

блокуючих приладів, заземлення при роботі з металообробними верстатами, використання спецодягу для приготування технологічних розчинів, проведення регулярних інструктажів з техніки безпеки.

Техніко-економічна оцінка дослідних конструкцій карданних шарнірів з урахуванням застосування в конкретних трансмісіях сільськогосподарської техніки показала, що економічний ефект при впровадженні карданних шарнірів, що пристосовуються до навантажень в експлуатації при підвищенні довговічності в 1,28 рази становить 1406 грн. для трактора Т-150К.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Довговічність карданних передач механічних трансмісій тракторів, вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин в 1,5 ... 2,0 рази менше довговічності основних агрегатів, при цьому 67 ... 95% всіх відмов карданних передач доводиться на хрестовину в зборі з підшипниками.

2. В результаті теоретичних досліджень виявлено резерв підвищення схемної надійності карданних шарнірів, виконана оцінка точності розмірних ланцюгів радіального, осевого і окружного зазорів в карданних підшипникових вузлах, обґрунтовано напрями та запропоновано способи підвищення надійності карданних передач при технічному обслуговуванні та ремонті.

3. Застосування розроблених заходів підвищення надійності карданних передач сільськогосподарської техніки дозволяє забезпечити надійну експлуатацію СГТ в період нормативних міжремонтних термінів на рівні напрацювання до другого капітального ремонту та / або протягом чотирьох років експлуатації.

4. Запропоновано конструкції карданних шарнірів, що дозволяють збільшити динамічну вантажопідйомність підшипникових вузлів на 7,4...9,3%, ймовірність безвідмовної роботи карданних шарнірів в 1,3...1,5 рази.

5. Техніко-економічна оцінка дослідних конструкцій карданних шарнірів з урахуванням застосування в конкретних трансмісіях сільськогосподарської техніки показала, що економічний ефект при впровадженні карданних шарнірів, що пристосовуються до навантажень в експлуатації при підвищенні довговічності в 1,28 рази становить 1406 грн. для трактора Т-150К.