

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ШЛЯХОМ
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ЇХ ВІДНОВЛЕННЯ ТА
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІ-1-24
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Сосницький Ярослав Віталійович

Керівник: _____ Толстенко Олександр Васильович

Рецензент: _____

Дніпро 2025

**ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н. доцент

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

" " " " 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Сосницькому Ярославу Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення довговічності карданних шарнірів сільськогосподарської техніки шляхом удосконалення технології їх відновлення та експлуатації

керівник роботи к.т.н. доц. Толстенко О.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 24.10.2025 року
№ 3182

2. Строк подання студентом роботи до 1.12.2025

3. Вихідні дані до роботи Існуючі методи підвищення надійності карданних шарнірів, зменшення тертя та покращення трибологічних властивостей. Вузли тертя шарнірів та ступіні їх зносу. Показники стапу охорони праці. Техніко-економічні показники роботи.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання та задачі досліджень. 2. Удосконалення конструкції карданного шарніра й способу його ТО. 3. Теоретичне та експериментальне обґрунтування шляхів підвищення довговічності карданних шарнірів шляхом заміни робочих поверхонь підшипникових вузлів. 4. Охорона праці та безпека. 5. Техніко-економічні показники роботи. Загальні висновки та пропозиції. Список літератури. Додатки

РЕФЕРАТ

Сосницький Я. В. Підвищення довговічності карданних шарнірів сільськогосподарської техніки шляхом удосконалення технології їх відновлення та експлуатації: пояснювальна записка до магістерської роботи / Я.В. Сосницький. – Дніпро : ДДАЕУ, 2025. – 77 с.

У дипломній роботі досліджено комплекс технічних, технологічних і експлуатаційних чинників, що визначають довговічність карданних шарнірів сільськогосподарських машин. Проведено аналіз конструкцій серійних шарнірів, типових пошкоджень підшипникових вузлів та причин їх прискореного зносу. Обґрунтовано доцільність підвищення ремонтпридатності шляхом впровадження методів заміни робочих поверхонь без повного розбирання вузла. Запропоновано конструкцію ремонтпридатного карданного шарніра з поворотними втулками, що забезпечує багаторазове використання невикористаних поверхонь шипів та підшипників. Виконано теоретичні розрахунки міцності та жорсткості елементів вузла, визначено оптимальні параметри з'єднання шип–втулка (діаметр 18,5–20 мм, товщина стінки 1,0–1,75 мм). Запропоновано технологічний процес ремонту з оцінкою трудомісткості та економічної ефективності. Розроблений підхід дозволяє підвищити ресурс карданних шарнірів, знизити вартість післяремонтного обслуговування та забезпечити стабільну роботу трансмісії сільськогосподарських машин у важких умовах експлуатації.

Ключові слова: карданний шарнір, довговічність, підшипниковий вузол, ремонтпридатність, втулка, шип хрестовини, знос, технічне обслуговування.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	10
1.1. Аналіз будови та якості хрестовин карданних валів	10
1.2. Аналіз експлуатаційної надійності карданних шарнірів у сільськогосподарській техніці	21
1.3. Характеристика основних заходів підвищення довговічності карданних шарнірів	23
1.3.1 Конструктивно-технологічні способи	23
1.3.2 Способи технічного обслуговування й ремонту в експлуатації	26
1.3.3 Обґрунтування раціонального способу ремонту й технічного обслуговування карданного шарніра	27
1.4. Висновки	29
1.5. Мета роботи й задачі досліджень	29
РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КАРДАННОГО ШАРНІРА Й СПОСОБУ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ.....	31
2.1. Карданний шарнір і спосіб його технічного обслуговування.....	31
2.2. Обґрунтування конструктивних параметрів карданного шарніра.....	34
2.2.1. Розрахунок шарніра.....	34
2.2.2. Розрахунок труби карданного валу	39
2.3. Висновки	41
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ ШЛЯХОМ ЗАМІНИ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ	42
3.1. Методи контролю та оцінювання надійності карданних передач сільськогосподарської техніки	42

	6
3.2. Аналіз надійності карданних передач і визначення ефективних заходів, спрямованих на підвищення їх довговічності	45
3.3. Експериментальне дослідження КШ	53
3.4. Аналіз зносів елементів карданних шарнірів	55
3.5. Результати прогнозування наробітку на відмову карданних шарнірів методом статистичних випробувань в умовах експлуатації	57
3.6. Висновки	58
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	59
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів	59
4.2. Вимоги безпеки під час експлуатації та ремонту карданних передач	60
4.3. Пожежна безпека	61
4.4. Дії працівників у надзвичайних ситуаціях	62
4.5. Висновки до розділу	62
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ	64
5.1. Розрахунок економічного ефекту від упровадження технології відновлення карданних шарнірів	64
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	72
ЛІТЕРАТУРА	74
ДОДАТКИ	77

ВСТУП

У розвитку науково-технічного прогресу в механізації сільського господарства ключове значення має підвищення ефективності використання машинно-тракторного парку. Оптимальна експлуатація тракторів, автомобілів, комбайнів та іншої сільськогосподарської техніки, насамперед за рахунок зростання їхньої надійності, безпосередньо впливає на продуктивність аграрних технологічних процесів і на рівень економічної віддачі підприємств АПК [1]. Оскільки кожна машина складається з великої кількості вузлів і агрегатів, що взаємодіють у складних динамічних і силових умовах, будь-яке порушення у функціонуванні окремого елемента призводить до погіршення роботи системи в цілому. Це обумовлює необхідність комплексного підходу до підвищення надійності та довговічності складальних одиниць, а також до розроблення та впровадження ефективних методів їх обслуговування.

Кожний складальний вузол сільськогосподарських машин призначений для виконання чітко визначених функцій, які формуються на етапі конструкторського опрацювання. Ефективність функціонування машинного агрегату характеризується ступенем відповідності фактичного результату роботи очікуваному, тобто рівнем досягнення поставленої мети. У загальному розумінні ефективність є властивістю системи забезпечувати необхідний результат у заданих умовах експлуатації, а кількісна оцінка ефективності дозволяє робити висновки щодо якості виконання технологічних операцій та працездатності механізмів [2].

Однією з найгостріших проблем сучасного сільськогосподарського машинобудування залишається недостатня довговічність вітчизняної техніки, яка подекуди не перевищує 7–10 годин на одну відмову. Значна частина машинного парку експлуатується з перевищенням нормативних строків служби, що призводить до збільшення кількості ремонтів і додаткових фінансових витрат. Попри те, що загальна кількість техніки за останні десятиліття суттєво зменшилась, витрати на її ремонт залишаються надзвичайно високими — на рівні 10...15 млрд грн на рік, що фактично відповідає обсягу витрат для парку

машин зразка 1990 року. Це свідчить про низьку ефективність існуючих методів технічного обслуговування та ремонтного відновлення, а також про необхідність розроблення технологій, здатних забезпечити ресурс відремонтованих вузлів, максимально наближений до ресурсу нових виробів [3].

У трансмісіях тракторів, комбайнів, автомобілів та інших машин сільськогосподарського призначення широко застосовуються карданні передачі із шарнірами нерівних кутових швидкостей на голчастих підшипниках. Експлуатаційні дослідження свідчать, що саме карданні шарніри є одним з найбільш навантажених і одночасно найбільш уразливих елементів трансмісії, які значною мірою лімітують її загальну надійність. Незважаючи на постійне вдосконалення конструкцій і матеріалів, низка експлуатаційних проблем залишається актуальною. До основних недоліків серійних карданних шарнірів належать їх недостатня ремонтпридатність, складність технічного обслуговування, а також неповне використання ресурсу підшипникових вузлів, у яких неробочі поверхні залишаються практично незадіяними. Це зумовлює передчасний вихід шарніра з ладу та необхідність заміни хрестовини або всього вузла.

Метою даного дослідження є забезпечення підвищеного ресурсу та надійності карданних шарнірів сільськогосподарських машин шляхом удосконалення технології їх відновлення, впровадження конструкційно обґрунтованих рішень та оптимізації процесів технічного обслуговування. Особливу увагу приділено пошуку таких технічних рішень, які дозволять забезпечити багаторазове використання робочих поверхонь підшипникових вузлів та суттєво підвищити ремонтпридатність шарнірів без збільшення їхньої маси чи ускладнення конструкції.

У дослідженні використано комплекс сучасних інженерних та наукових методів: експериментальні методи опору матеріалів, аналіз зносостійкості та ресурсних характеристик, методи планування експерименту, математична статистика, регресійний аналіз, а також чисельні розрахунки із застосуванням ЕОМ. Такий підхід дозволив комплексно оцінити вплив конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів на довговічність карданних шарнірів

та сформувати обґрунтовані рекомендації щодо вдосконалення їхньої конструкції.

Апробація роботи. Сосницький Я. В. (2025). *Підвищення ремонтпридатності карданних шарнірів шляхом застосування поворотних втулок*. Матеріали IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 року), ДДАЕУ, Дніпро, с. 112–114.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз будови та якості хрестовин карданних валів

У сільськогосподарському машинобудуванні карданні передачі широко застосовуються для передачі крутного моменту від одного валу до іншого, розташованому в просторі під кутом $15-25^\circ$ [4]. Карданна передача відрізняється компактністю, малими габаритами, невеликою масою, високим КПД, легкістю монтажу й демонтажу, простотою обслуговування й експлуатації.

Якщо звернути увагу на особливості конструкцій сільськогосподарських машин, їх призначення й виконувани ними операції, стане видне, що карданні передачі застосовуються не тільки для привода рушіїв, але й для передачі крутного моменту різним вузлам і агрегатам сільськогосподарських машин. Карданні передачі знаходять застосування в найрізноманітніших механізмах: автомобілях, тракторах, комбайнах і сільськогосподарським машинах.

Слід зупинитися на конструкціях карданних передач. Карданна передача являє собою систему валів з пересічними осями, з'єднаних за допомогою шарнірів Гука; при цьому кути між валами можуть змінюватися в процесі роботи передачі [5]. У сільськогосподарських машинах застосовується так званий твердий шарнір (кардан), що допускає тільки кутовий зсув валів при передачі крутного моменту без осьового переміщення їх усередині шарніра. Можливість значного осьового переміщення валів карданних передач сільськогосподарських машин при пересуванні по нерівному полю й при поворотах забезпечується телескопічним пристроєм.

Стандартні шарніри мають хрестовини, установлені на голчастих підшипниках з ущільненням цапф і фіксації підшипників в отворах вилок стопорними кільцями або стопорними кришками (рис. 1.1). Для передач малої потужності (до 5 к.с. при $n = 525 \text{ хв}^{-1}$) допускається застосування шарнірів із хрестовинами на сталевих підшипниках ковзання. Для запобігання аварійних ситуацій карданні передачі забезпечуються запобіжними муфтами й захисними кожухами.

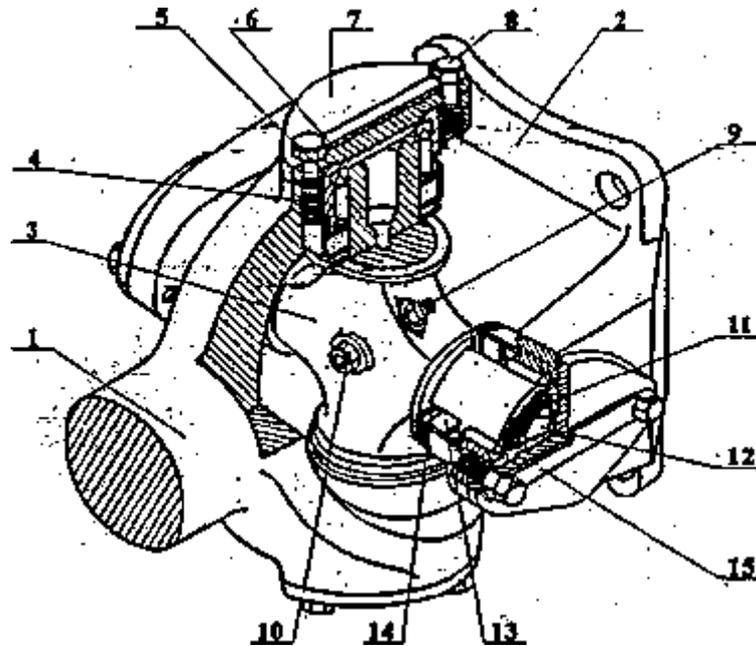


Рисунок 1.1- Будова карданного шарніра

1,2 - вилки; 3 - хрестовина; 4 - підшипник; 5 - голчастий ролик; 6 - шип; 7 - кришка; 8 - гвинт; 9 - прес - маслока; 10 - клапан; 11 - канавки; 12 - отвір; 13 - сальник; 14 - пильовик; 15 - балансувальна пластина

Хрестовини є одними з основних елементів карданних шарнірів, багато в чому визначаючими ресурс карданних передач в цілому. На ринку запасних частин представлені хрестовини різних виробників і постачальників як місцеві Херсонський завод карданних валів (Україна) [6] так і імпорتنі таких марок як: GKN, GWB, HD Parts, EDS, EDH і багатьох інших. При цьому хрестовини тих самих типорозмірів можуть суттєво відрізнятися й по конструкції, і по якості виконання, і за вартістю.

Розглянемо спочатку конструкції хрестовини. Хрестовина карданного шарніра являє собою складальну одиницю, до складу якої входять сама хрестовина, чотири шипи, чотири голчасті підшипники та ущільнення, що забезпечують герметичність вузла, що відображено на рис. 1.2.



Рисунок 1.2 – Загальний вид хрестовини:

1 – хрестовина; 2 – пильовик; 3 – манжетне ущільнення; 4 – голчастий підшипник; 5 – упорний підшипник; 6 – корпус голчастого підшипника (стакан); 7 – стопорне кільце

У конструкції карданного шарніра зовнішньою обоймою голчастого підшипника виступає стакан, а внутрішньою — шип хрестовини. Для захисту підшипника від вологи та забруднень, а також для утримання мастила використовуються пильовики й манжетні ущільнення. Торцеве спирання шипа хрестовини на дно стакана відбувається через упорний підшипник (шайбу), хоча в окремих конструкціях цей елемент може бути відсутнім.

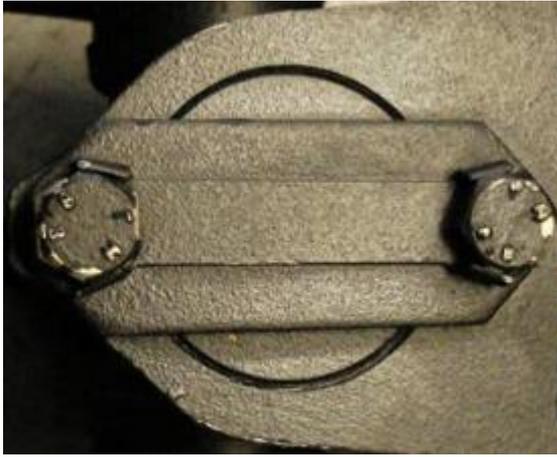
Фіксація стаканів підшипників в отворах фланців і вилок здійснюється різними способами: за допомогою внутрішніх або зовнішніх стопорних кілець, за допомогою притискних кришок або планок, а також шляхом локальної деформації матеріалу вушок фланців і вилок – зачеканюванням (рис.1.3).



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.3 - Способи фіксації стаканів підшипників:

а - внутрішніми стопорними кільцями; б – зовнішніми стопорними кільцями;
в – притискними планками; г – кернуванням.

Яким же чином можна визначити якість виготовлення хрестовин? Попередньо його можна оцінити зовнішнім оглядом: пористе, несиметричне лиття, сліди грубої механічної обробки поверхонь, заусенці й забоїни на стаканах підшипників, дефекти ущільнення – от перші ознаки низькоякісної продукції.

При перевірці якості хрестовин важливо встановити, чи відповідають значення конструктивно-технологічних параметрів хрестовин технічним умовам на їхнє виготовлення. Оскільки, деталі карданних передач що, поставляються закордонними виробниками сертифіковані на відповідність українським стандартам, цілком обґрунтовано застосування для оцінки якості хрестовин технічних вимог, регламентованих стандартами ДСТУ Р 52923-2008, ДСТУ4657-98 і ДСТУ Р 24310-2008.

Одні з контрольованих параметрів - розміри й форма стаканів підшипників. Діаметр стакану хрестовини повинен бути таким, щоб забезпечувалася щільна (нерухлива) посадка підшипників в отворах фланців і вилок. Отвори під стакан підшипників обробляють, як правило, по сьомому квалітету Н7. Таким чином, для гарантованої посадки стакану підшипника в отворах з натягом, стакани повинні виготовлятися з полем допуску п6 або р6.

Відхилення від циліндричності стаканів підшипників хрестовин не повинні перевищувати 0,006 мм. Виключення становлять стакани підшипників, виготовлені методами штампування й порошкової металургії. У цьому випадку стакани підшипників мають, як правило, конусну форму, з підставою конуса в манжетне ущільнення. Залежно від діаметра стакану його конусність може становити від 0,02 до 0,06 мм. Така форма стаканів дозволяє компенсувати їхню різну твердість (піддатливість) по довжині. Після запресовування в посадкові отвори стакан здобуває правильну, циліндричну форму.

Найважливішими технологічними характеристиками хрестовин, є їхня зносостійкість, шорсткість і твердість робочих поверхонь шипів, які повинні, відповідно, становити $Ra \leq 0,63$ мкм і HRC 58...65.

Для перевірки якості виготовлення хрестовин були відібрані по 2-3 типорозміру деталей різних виробників, найпоширеніших сьогодні на українському ринку. Результати виміру параметрів хрестовин наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Результати виміру параметрів хрестовин

Торгівельна марка	Маркування	Параметр			
		Відхилення від циліндричності стаканів, мм	Відхилення від циліндричності шипів, мм	Шорсткість шипів Ra, мкм	Твердість шипів, HRC
BKJ (Bakkeren)	відсутнє	0,03-0,05*	$\leq 0,005$	0,34-0,60	59-62
DC (Della Concordia Ugo)	UDC Made in Italy	0,01-0,05*	$\leq 0,005$	0,44-0,65	57-59
GKN	відсутнє	0,01-0,02*	$\leq 0,005$	0,27-0,51	60-63
GMB	GMB Japan	$\leq 0,01$	$\leq 0,005$	0,30-0,32	59-61
GWB (Spicer Gelenkwellenbau)	GWB	$\leq 0,005$	$\leq 0,005$	0,42-0,61	63-65
HD Parts (Heavy Duty)	HD Parts	$\leq 0,01$	до 0,01	0,63-0,98	61-64
EDH або EDP	відсутнє	0,01-0,05*	до 0,015	0,33-0,64	62-65

(Euro driveshafts & hydraulics)					
EDS (European driveshafts service)	EDS	0,01-0,02*	$\leq 0,005$	0,26-0,55	61-64
Rock Ford	відсутнє	$\leq 0,005$	$\leq 0,005$	0,33-0,54	54-59
Агротрейд	10-22012503	$\leq 0,005$	$\leq 0,005$	0,28-0,34	54-58

* - дані по підшипниках хрестовин, виготовленим методами штампування або порошкової металургії.

Аналіз результатів вимірів показує, що значення контрольованих параметрів більшості обстежених хрестовин відповідають технічним умовам. Поряд із цим у хрестовин HD Parts і EDH відхилення від циліндричності шипів в 2... 3 рази перевищують припустиме значення, суттєво вище нормованого значення шорсткість шипів хрестовин HD Parts.

Досить різноманітні конструкції ущільнень підшипників хрестовин. Найпростіший варіант конструкції ущільнення являє собою еластомірне кільце, яке встановлюється безпосередньо на шип або в обойму, напресовану на шип, і забезпечує герметизацію тільки по торцю хрестовини й стакану підшипника (рис. 1.4).



а)



б)

Рисунок 1.4 - Торцеве ущільнення підшипників хрестовин:

а – ВКJ; б – EDS.

Як правило, така конструкція ущільнення застосовується на хрестовинах невеликих розмірів з діаметром стакану до 30 мм. Варіант виконання **б** більш кращий, оскільки обойма запобігає видавлюванню ущільнення зі стику й захищає ущільнення від зовнішніх механічних впливів.

Прикладом невдалого конструктивного рішення може служити схема торцевого ущільнення хрестовин фірми JAB (1KM08). Торцева манжета являє собою кільце із твердої гуми, установлене в штампованому корпусі. Ущільнення стику відбувається по дуже вузькій (шириною 0,8 мм) кільцевої поверхні торця стакану підшипника (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 - Торцеве ущільнення підшипників хрестовин JAB

Розмірний ланцюг хрестовини розрахований таким чином, що між шипом і дном стакану є зазор 0,5...1,0 мм. У результаті цього торцевий упор відбувається не по дну стакану підшипника й торцю шипу, а по бічній поверхні манжети й торцю стакану. Внаслідок дуже вузької торцевої поверхні стакану в зоні контакту з манжетою виникають високі питомі навантаження, що приводять до підвищеного зношування поверхні манжети, появі в хрестовині відчутного осьового зазору й швидкому виходу шарніра з ладу.

Більш досконалою є конструкція ущільнювального вузла, коли ущільнення підшипника забезпечується й в осьовому, і в радіальному напрямку єдиною манжетою спеціальної конфігурації (рис. 1.6).



Рисунок 1.6 - Ущільнення підшипника манжетою осьової й радіальної дії

Широко поширена конструкція комбінованого ущільнювального вузла, що полягає із двох елементів: пластикового кільця й еластомірної манжети (рис. 1.7). Пластикове кільце відіграє роль торцевого ущільнення, еластомірна манжета забезпечує ущільнення підшипника в радіальному напрямку й може мати від однієї до трьох ущільнюючих кромок.



Рисунок 1.7 - Комбіноване ущільнення підшипників хрестовин

Однієї з найбільш надійних є конструкція, у якій сполучається двухкромкова радіальна манжета з торцевим лабіринтовим ущільненням (рис. 1.8). Така конструкція ущільнення застосовується на важконавантажених хрестовинах, укомплектованих підшипниками SKF, INA і ряді інших.



Рисунок 1.8 - Торцеве лабіринтове ущільнення підшипників хрестовин

Надійність ущільнювальних вузлів підшипників хрестовин значною мірою залежить від якості обробки поверхонь хрестовин, що сполучаються з ущільнювальними елементами. Згідно ТУ шорсткість поверхонь під ущільнення повинна бути $Ra \leq 1,25$ мкм.

Як показує практика, не завжди ця вимога виробниками дотримується. Нерідко поверхні на хрестовині під манжету обробляються дуже грубо, у ряді випадків з помітним зсувом (рис .1.9). Робота манжетного ущільнення по грубій шорсткуватій поверхні хрестовини приводить до інтенсивного зношування робочих поверхонь ущільнювальних елементів, порушенню герметичності ущільнювального вузла й передчасній відмові карданного шарніра. Несиметричне розташування й нерівномірна ширина ущільнювальної поверхні хрестовини знижують ефективність ущільнення й також приводять до передчасної відмови шарніра.



а



б



в



г



д



е

Рисунок 1.9 - Якість обробки ущільнювальних поверхонь хрестовин:

а – GWB; б – HD Parts; в – EDS; г – EDH; д – GKN; е – ВКJ;

Одна із проблем, з якою зустрічаються фахівці при ремонті карданних валів автомобілів, неможливість установки хрестовин деяких виробників у вилку або фланець (рис. 1.10).



а)



б)

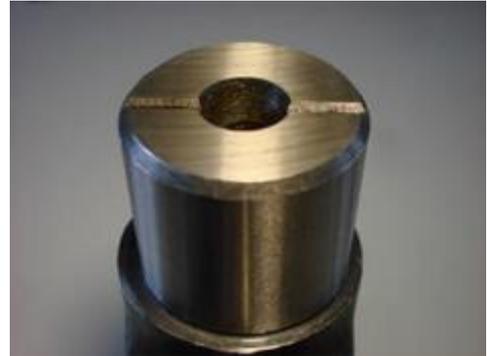
Рисунок 1.10 - Положення хрестовин щодо вилки (а), фланця (б):

а – ВКJ; б – EDH .

Це зв'язане або з відмінної від оригіналу формою виливки хрестовини (більш повна), або з відсутністю на шипах хрестовин заходних лисок (рис.1.11).



а)



б)

Рисунок 1.11 - Конструктивні відмінності хрестовин MB Astros (68×89-166): а – хрестовина GWB; б – хрестовина EDH.

Для карданних валів автомобілів SCANIA серій P300, P400 і P500 (і ряду вантажівок американського виробництва) хрестовини поставляються в зборі з підшипниками, запресованими в бугелі, за допомогою яких хрестовини кріпляться до фланців. При складанні карданного вала регламентоване положення хрестовин щодо фланців забезпечується поверхнями, що центрують, бугелі (кут нахилу поверхонь $4,5^{\circ}$). Для забезпечення заданої точності позиціонування й надійної посадки хрестовин у фланцях, поверхні бугелів повинні бути оброблені с високою якістю (із шорсткістю $Ra \leq 1,25$ мкм). Дослідження технічного стану хрестовин, що поставляються, показує, що часто обробка центруючих поверхонь, бугелів виконана досить грубо: в одних випадках фрезеруванням (рис. 1.12а), в інших – піскоструминною обробкою (рис. 1.12б).



а)



б)

Рисунок 1.12 - Якість обробки поверхонь, що центрують, бугелів хрестовин SCANIA: а - хрестовина виробництва ВКJ; б - хрестовина виробництва HD Parts.

По можливості поповнення мащення в процесі експлуатації карданних передач хрестовини можна розділити на два типи:, що обслуговуються (з можливістю поповнення мащення) і не потребуючі технічного обслуговування (без можливості поповнення мащення).

1.2. Аналіз експлуатаційної надійності карданних шарнірів у сільськогосподарській техніці

У карданній передачі вузлом, що обмежують її надійність, являється карданний шарнір. Надійність карданного шарніра, у свою чергу, обмежена надійністю його підшипникових вузлів. Як вказується в роботі А.М. Сигаєва [6], робота голчастих підшипників карданного шарніра в порівнянні з іншими підшипниковими вузлами має ряд особливостей, що суттєво впливають на їхню довговічність. До таких слід віднести роботу їх у режимі качального руху, відсутність внутрішньої обойми підшипника, роль якої виконує шип хрестовини, непроточність системи мащення і т. д.

Як відзначається в роботах [7, 8, 9] основними причинами виходу з ладу голчастих підшипників є однобічне сприйняття навантаження поверхнями шипів і стаканів, а також невеликою кількістю голок. Неробочі поверхні підшипникових вузлів практично не зношуються. Під час роботи ролики перекочуються по невеликій (3...70) дузі окружності шипу при значних радіальних навантаженнях. У результаті такого перекочування ролик видавлює мащення із зони контакту, що приводить до утвору канавки й збільшенню швидкості зношування.

Такий процес зношування типовий для автомобільних шарнірів і зветься бринелювання. Характерний вид зношування карданних шарнірів тракторів - втомне викрашування (рис. 1.13). Внаслідок відсутності сепаратора в голчастому підшипнику й наявності радіального зазору відбувається перекіс шипу в стакані й нахил голок (до 6° до утворюючої шипу), виникає тертя між торцем шипу й дном стакану, що погіршує роботу підшипника й збільшує швидкість

зношування. Після порушення геометрії з'єднання шип - підшипник по вищевказаних причинах, відбувається порушення нормальної роботи ущільнень і виникає можливість влучення в підшипник абразивних часток. Непроточність системи мащення шарніра приводить до закоксовування мастильних каналів.

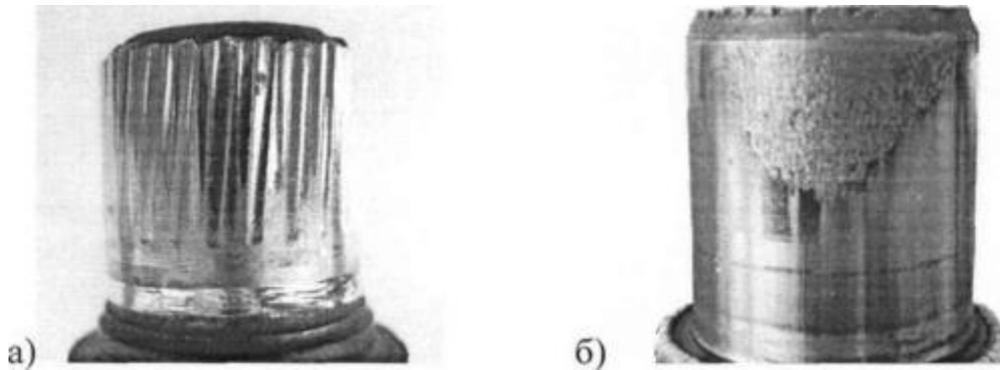


Рисунок 1.13 - Зображення зносів шипів хрестовин:
бринелювання (а) і втомне викришування (б)

Карданна передача, що широко застосовується в конструкціях машин, має, як правило, недостатній ресурс і лімітує ресурс усієї трансмісії, при чому відмова передачі виникає в результаті руйнування деталей шарніра [7]. Як уважає Ф.Н. Тавлибаєв, термін служби карданних валів автомобілів, тракторів, сільськогосподарських машин і встаткування, в основному, (80...90% випадків) обмежується порушенням працездатності шарнірів [9].

А.М. Сигаєв визначив залежність ресурсу карданних шарнірів від капітального ремонту. Виявилось, що 80 % - вий ресурс шарнірів карданних передач тракторів Т-150 До капітального ремонту становить 2550 ± 250 мото. Год., після капітального ремонту - 1750 ± 150 мото. год. Відношення ресурсу шарнірів після капітального ремонту до ресурсу до капітального ремонту тракторів становить 68,6 % [10]. Необхідний 80%-вий ресурс для тракторів становить 8000 год., тому ресурс карданних шарнірів не відповідає необхідному.

За результатами стендових випробувань шарнірів КШ 160 встановлено, що середня довговічність даних шарнірів склала 344 ± 144 г. Це свідчить про більш широкий діапазон навантаження карданних шарнірів сільськогосподарських машин у порівнянні із тракторними й автомобільними трансмісіями. Для експлуатації карданних шарнірів ВВП характерна циклічність

дії, що становить 150 ... 270 год. щорічно, а загальний термін служби машин 5...9 років. Отже довговічність привода ВВП повинна відповідати мінімум 750 г. Тому доцільно прагнути досягти довговічності карданних передач ВВП рівної терміну служби сільськогосподарської машини [11].

У результаті розрахунків довговічності голчастих підшипників карданної передачі автомобіля - самоскида МАЗ - 503А для 50%-вої імовірності виходу з ладу, проведеного з використанням гіпотези лінійного нагромадження ушкоджень і експериментальних кривих втоми, установлене, що найбільший середній пробіг автомобіля становить 53197 км або 177 г. [12].

1.3. Характеристика основних заходів підвищення довговічності карданних шарнірів

Розробці основних напрямків підвищення довговічності вузлів і деталей сільськогосподарських машин присвячені роботи таких учених, як В.Я. Анілович, І. М. Голубєв, М.Н. Ерохін, Р.В. Кугель, С.А. Лапшин, Е.А. Безодень, Д.Н. Решетов, Е.П Флік, і ін.

Для забезпечення системного підходу до аналізу чинників, що впливають на довговічність карданних шарнірів, та вибору раціональних шляхів її підвищення, розроблено класифікацію зазначених вузлів за основними конструктивними та технологічними ознаками (рис. 1.14). По області впливу методи підвищення довговічності карданних шарнірів діляться на конструктивно-технологічні й експлуатаційні.

1.3.1 Конструктивно-технологічні способи

Умовно конструкцію карданних шарнірів можна розділити на дві системи: несуча система й система мащення (обслуговуюча).

Отже, розглянемо конструктивно-технологічні методи, що ґрунтуються на вдосконалюванні елементів несучої системи й процесів виготовлення карданних шарнірів. Несуча система карданного шарніра містить у собі наступні елементи: 1) вилки; 2) голчасті підшипники; 3) шипи; 4) хрестовина.

Існує кілька основних конструктивних заходів удосконалювання вилок карданних шарнірів. Вишняків В.С. пропонує вилки карданних шарнірів із самоустановлювальними підшипниками [13].

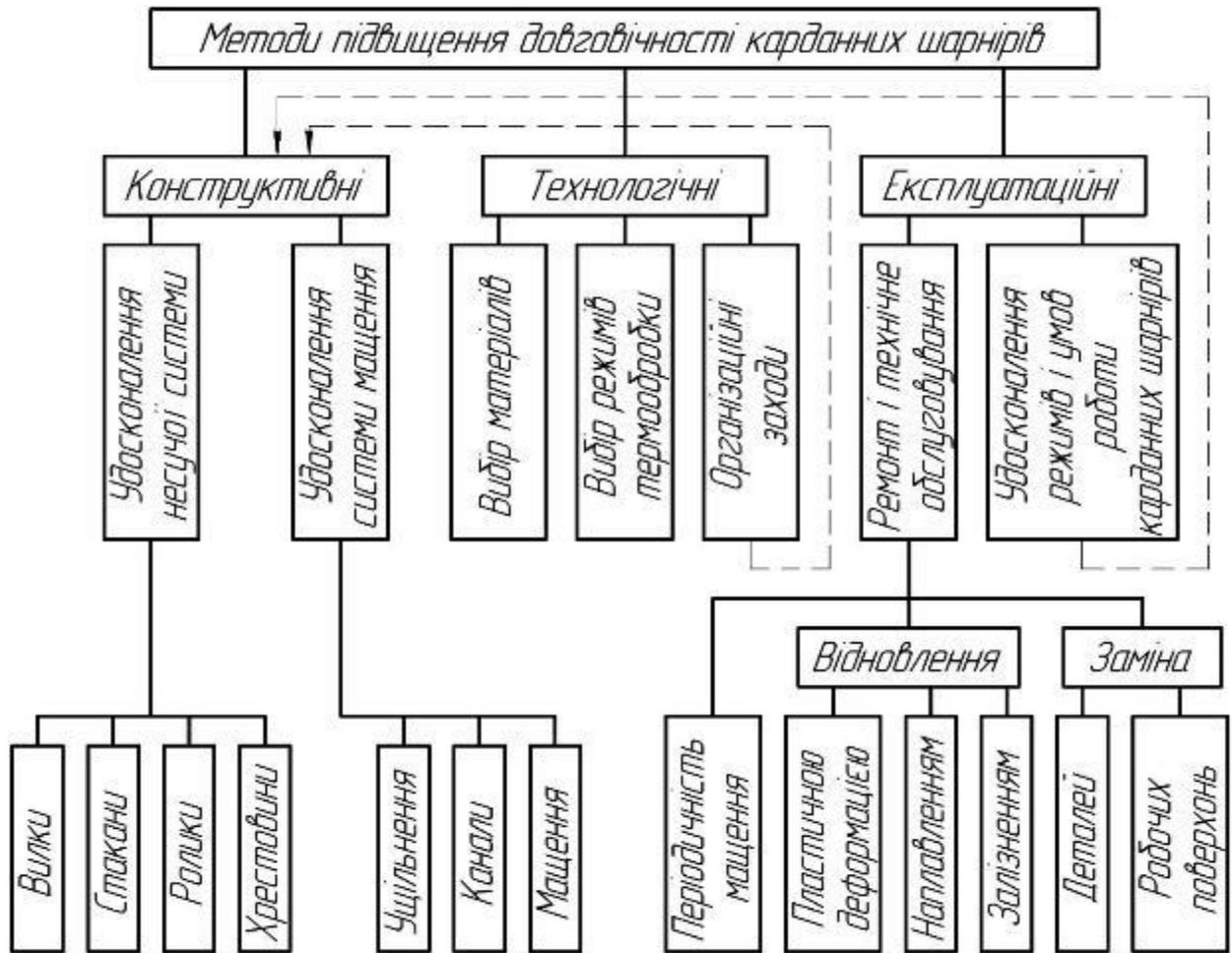


Рисунок 1.14 - Класифікація методів підвищення довговічності карданних шарнірів

Проблему підвищення довговічності голчастих підшипників вирішують у декількох напрямках: зниженням високочастотних коливань у карданному шарнірі за рахунок плаваючих пружно-демпфуючих вставок голчастих підшипників [14]; застосуванням нових антифрикційних матеріалів [15]; зниженням різнорозмірності голок до 2 мкм, застосуванням пружинних шипів хрестовини, або стаканчиків підшипників, застосуванням втулок з матеріалу з високою твердістю поверхні, напесованих на шип хрестовини [11].

За даними досліджень [8, 11] доцільне застосування консистентного мащення ЦИАТИМ-203, тому що воно має високі антикорозійні властивості й краще, чим рідке масло, утримується у вузлах тертя.

До технологічних заходів щодо підвищення довговічності карданних шарнірів відносять заходи, спрямовані на вдосконалювання процесу виготовлення карданних шарнірів, вибору матеріалу, термообробки, а також правильної організації виробництва й виробітку рекомендацій з поліпшення конструкції карданного шарніра. Останнє особливо важливо, тому що, тут прослідковується зворотний зв'язок між технологією виготовлення й методикою конструювання карданних шарнірів (пунктирна лінія на блок-схемі класифікації рис. 1.14).

Очевидно, що матеріал, з якого виготовляються елементи підшипникових вузлів карданних шарнірів, значно впливають на довговічність карданних шарнірів.

Хрестовини карданних передач виготовляються зі сталей 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА, 15ХГНТА, 3ХГТ із цементацією на глибину 0,7...1,9 мм, загартуванням і відпусткою до HRC56-65 [11]. Вважається, що оптимальна довговічність підшипника забезпечується при твердості робочих поверхонь не менш HRC 60. Випробування на контактну міцність перерахованих вище сталей показали, що найбільш стійкою з них виявилася сталь 20Х (HRC 63). Стендові й експлуатаційні випробування вказують на переваги сталей 18ХНТ, 12ХНЗА, 55ПП [16].

Є результати порівняльних стендових випробувань хрестовин карданних шарнірів, виготовлених зі сталей 20 ХГНТР і 18ХГТ. Випробування на статичну міцність указали на переваги стали 20ХГНТР. Однак з метою зниження її вартості рекомендують леговану сталь 20ХГНТР замінити вуглецевою сталлю 58ПП зі зниженої прокалюваністю. Термообробка - поверхневе загартування при нагріванні у СВЧ.

В.М. Жураковский, і Буд Р.Е. пропонують із метою збільшення довговічності хрестовин конвекційно-індукційну хіміко-термічну обробку. Серійні хрестовини піддають обробці, що включає в себе наступні етапи: газова цементація в середовищі ендоегаза на глибину 0,8...1,2 мм протягом 3,8...3,4 год.

з наступним загартуванням і відпуском до твердості 60...65 НРС. Загальна тривалість термообробки 24 г. Потім хрестовину шліфують у розмір [17]. При альтернативній технології хіміко - термічної обробки, здійснюваної в індукційній соляній ванні, за 30...45 хвилин на поверхні хрестовини формується зміцнений шар 0,3...0,8 мм. Після цієї термообробки шліфування шипів не проводиться, тому що їхня якість і розміри не змінюються.

1.3.2 Способи технічного обслуговування й ремонту в експлуатації

До експлуатаційних методів підвищення довговічності слід віднести технічне обслуговування й ремонт карданних шарнірів. Дуже важливо своєчасне проведення заходів щодо технічного обслуговування карданних шарнірів. У першу чергу сюди слід віднести мащення шарнірів, телескопічних валів і проміжних валів. Так, наприклад, мащення карданних шарнірів для тракторів проводять при ТО № 3 (960 мото - год) [18, 19]. Карданні шарніри зернозбиральних комбайнів змащують через кожні 240 годин роботи. Що стосується періодичності мащення карданних шарнірів сільськогосподарських машин, то на підставі вивчення інструкцій для експлуатації встановлене, що мащення проводиться через кожні 60 годин роботи. Очевидно, що необхідність такого частого мащення карданних шарнірів пов'язана з важкими умовами експлуатації сільськогосподарських машин.

Ремонтними впливами є відновлення елементів карданного шарніра й заміна зношених деталей. В основному, відновлення здійснюють пластичною деформацією й наплавленням, рідше - залізненням і застосуванням ремонтних розмірів.

Багато авторів пропонують у принципі аналогічні методи відновлення шипів пластичною деформацією. Зразкова послідовність операцій виглядає наступним чином: хрестовини відпалюють, потім у шипах просвердлюють отвори, через які проходить інструмент при роздачі. Після пластичного деформування хрестовини піддають механічній обробці. Далі проводять повну термообробку. Заключна операція - шліфування шипів у номінальний розмір.

У військово-інженерній академії імені В.В. Куйбишева розроблений, а в Тюменському вищому військово-інженерному командному училищі імені А.І. Прошлякова апробований простий і досить ефективний спосіб відновлення хрестовин карданних валів із застосуванням підривного пристрою, який закладається в отвір шипу хрестовини [20]. Після вибуху шип хрестовини збільшується в діаметрі на 0,7...1,3 мм. Потім його шліфують у розмір. Твердість металу знижується незначно (до 15%).

До експлуатаційних методів підвищення довговічності карданних шарнірів відносяться методи поліпшення режимів і умов їх роботи. За результатами дослідження роботи карданних шарнірів в умовах експлуатації розробляються рекомендації з удосконалювання їх конструкції (пунктирна лінія блок-схеми рис 1.14).

1.3.3 Обґрунтування раціонального способу ремонту й технічного обслуговування карданного шарніра

Як показує досвід експлуатації сільськогосподарських машин, відновлення зношених деталей дозволяє підвищити термін служби сільськогосподарської техніки й значно знизити витрати на зміст машинно-тракторного парку. Для ремонту й відновлення зношених хрестовин карданних шарнірів застосовують наступні методи:

- 1) наплавлення з наступною механічною обробкою;
- 2) пластичне деформування з наступної механічною обробкою;
- 3) залізнення;
- 4) перешліфування під ремонтний розмір;
- 5) застосування деталей, призначених для відновлення працездатності вузлів і агрегатів.

Відомо, що відновлення зношених поверхонь шипів хрестовини може здійснюватися за допомогою декількох технологічних методів. Для забезпечення високої надійності та довговічності відновленого з'єднання доцільно обирати спосіб, який найбільш повно відповідає умовам експлуатації та технічним вимогам конкретного вузла [21].

Вибір способу відновлення хрестовини визначається її конструктивними параметрами, умовами експлуатації, ступенем зношування та вартістю виконання ремонтних робіт. З метою комплексного урахування впливу конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів рекомендується користуватися системою з трьох послідовно застосовуваних критеріїв:

- технологічний критерій (або критерій застосовності) – визначає можливість практичної реалізації вибраного способу відновлення з урахуванням конструктивних особливостей деталі, доступності обладнання, матеріалів та технологічних операцій;

- критерій довговічності – характеризує ступінь відновлення або підвищення ресурсу деталі після ремонту, її зносостійкість, міцність і надійність у процесі подальшої експлуатації;

- техніко-економічний критерій – відображає економічну ефективність відновлення, порівняння вартості ремонту з вартістю виготовлення нової деталі, а також трудомісткість і енергетичні витрати процесу.

Виходячи з рекомендацій, викладених в [21], встановлено, що всі п'ять способів відновлення хрестовин застосовні по технологічному критерію. Причому, наплавлення поверхневого шару шипів хрестовини, можливо, застосовувати при діаметрі шипу від 15 мм, а товщина наплавленого шару від 0,5 мм до 3,0 мм. Пластичне деформування дозволяє збільшувати діаметр шипу на величину до 0,5 мм, але є певні складності при відновленні зношених торців. Залізненням можна відновлювати поверхні діаметром від 12 до 40 мм і одержувати шар товщиною від 0,1 до 1,5 мм.

Перешліфування шипів під ремонтний розмір припускає термообробку одержуваної поверхні й застосування голчастих підшипників зі збільшеними роликками. Застосування ремонтних втулок дозволяє відновити шипи хрестовини в тих випадках, коли незастосовні вищевикладені приймаються через значне зношування поверхонь. Враховуючи недоліки способів пластичного деформування й застосування ремонтних розмірів, для подальшого розгляду ухвалюємо наплавлення, залізнення й установку додаткових деталей.

1.4. Висновки

У механічних приводах 80...90% сільськогосподарської техніки застосовуються карданні шарніри на голчастих підшипниках, що є одним з відповідальних елементів передавальних механізмів і внаслідок специфічного навантаження й умов експлуатації часто виходять із ладу.

Існуючі конструктивно-технологічні й експлуатаційні способи підвищення довговічності карданних шарнірів не забезпечують післяремонтний ресурс на рівні 100% і більш від доремонтного.

Аналіз методів ремонту хрестовин і технічного обслуговування карданних шарнірів показав, що практично не вивчене питання розробки ремонтпригодного карданного шарніра й способу його технічного обслуговування шляхом заміни робочих поверхонь підшипникових вузлів.

У практиці ремонту елементів карданних шарнірів відома безліч способів відновлення: наплавлення, залізнення, пластичне деформування й постановка додаткової ремонтної деталі. Зіставлення даних способів на підставі техніко-економічного критерію показує, що найбільш раціональним є спосіб постановки втулки.

Аналіз методів і засобів оцінки довговічності карданних шарнірів дозволяє встановити порядок експериментального відпрацювання дослідних розробок на основі прискорених стендових випробувань із наступною перевіркою в експлуатаційних умовах.

1.5. Мета роботи й задачі досліджень

На підставі проведеного аналізу можна сформулювати мету подальших досліджень, яка полягає у підвищенні довговічності карданних шарнірів сільськогосподарської техніки під час їх ремонту та експлуатації.

Досягнення поставленої мети потребує вирішення таких завдань:

1. Розробка способу підвищення довговічності й конструкції ремонтпригодного карданного шарніра.

2. Теоретичне обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів з'єднання шип хрестовини - втулка, пристосованого до технічного обслуговування.

3. Дослідження довговічності карданних шарнірів і розробка експериментальних засобів і методів оцінки ресурсу.

4. Розробка технологічного процесу ремонту хрестовин карданних шарнірів, виробнича й техніко-економічна оцінка ефективності заходів.

5. Розробка заходів з охорони праці.

РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КАРДАННОГО ШАРНІРА Й СПОСОБУ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

2.1. Карданний шарнір і спосіб його технічного обслуговування

Резерв підвищення довговічності карданних шарнірів закладений у більш повному використанні ресурсу підшипникових вузлів. За результатами огляду встановлене, що в карданному шарнірі ушкодженню піддається тільки провідна сторона шипу хрестовини й відповідні їй поверхні склянки й роликів [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Неробочі поверхні підшипникових вузлів практично не зношуються.

Сутність пропонованого технічного рішення полягає в тому, що на шипах хрестовини карданного шарніра встановлені втулки, із зовнішньою циліндричною поверхнею, виконані у вигляді стакана з отвором у центрі основи. Отвір виконаний у формі правильного опуклого багатокутника. У центрі основи голчастого підшипника також виконаний аналогічний отвір (рис. 2.1). Розбирання цього шарніра виконують частково, заміну зношених поверхонь на незношені проводять диференційовано для кожного підшипникового вузла шляхом повороту голчастого підшипника й втулки за допомогою отворів у їхніх основах.

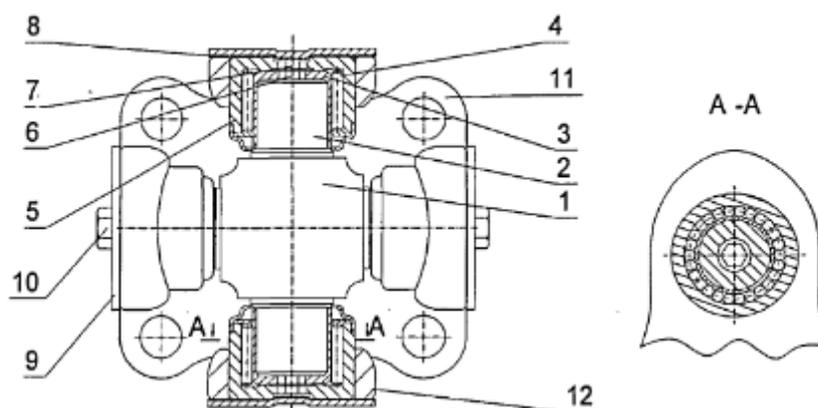


Рисунок 2.1 - Схема карданного шарніра

1 - хрестовина; 2 - шип; 3 - втулка; 4 - голчасті ролики; 5 - корпус голчастого підшипника; 6, 7 - отвори; 8 - ущільнення; 9 - кришка; 10 - гвинт; 11, 12 - вилки

Пропонований карданний шарнір дозволить знизити трудомісткість технічного обслуговування. Кількісно це зниження можна визначити через коефіцієнт ремонтпридатності F_p [22]:

$$F_p = \frac{\sum G_{jcp}}{\sum G_{jcp} + \sum G_{jcpб}} \quad (2.1)$$

де G_{jcp} - середні витрати праці для заміни змінних і поновлюваних елементів, люд. - г.;

$G_{jcpб}$ - середні значення витрат на баластові роботи, люд. - г.

Для серійного карданного шарніра трудомісткість заміни хрестовини становить 0,68 люд. - г., а голчастих підшипників 0,85 люд. - г., що в сумі буде 1,53 люд. - г. Баластові роботи в цьому випадку наступні: демонтаж карданного вала (0,46 люд. - г.), очищення (0,13 люд. - г.) і установка вала (0,53 люд. - г.). Тоді, для серійного карданного шарніра коефіцієнт ремонтпридатності буде рівний:

$$F_p = \frac{1,53}{1,53 + 0,46 + 0,13 + 0,53} = 0,55.$$

Для пропонованого карданного шарніра трудомісткість повороту підшипникових вузлів становить 0,25 люд. - г. Баластові роботи в цьому випадку наступні: зняття кришок (0,07 люд. - г.) і установка кришок (0,07 люд. - г.). Тоді, для дослідного карданного шарніра коефіцієнт ремонтпридатності буде дорівнювати:

$$F_p = \frac{0,25}{0,25 + 0,07 + 0,07} = 0,61.$$

Співставлення коефіцієнтів вказує на збільшення ремонтпридатності пропонованого карданного шарніра.

Метою подальшого конструктивного оформлення пропонованого карданного шарніра є обґрунтування оптимального діаметра з'єднання шип-втулка, посадки в з'єднанні, а також кута й періодичності повороту втулки на шипі.

Також нами була розроблена аналогічна конструкція карданного шарніра, що дозволяє реалізувати метод заміни робочих поверхонь без розбирання. Відмінною рисою є те, що поворот робочих поверхонь при технічному обслуговуванні здійснюється одночасно для чотирьох шипів за допомогою привідного елемента (рис. 2.2).

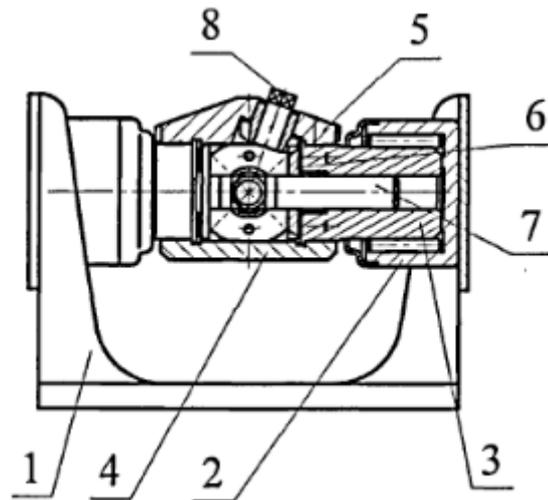


Рисунок 2.2 - Схема карданного шарніра

1- вилки, 2 - голчасті підшипники, 3 - шипи, 4 - корпус нижній, 5 - корпус верхній, 6 - кінцева передача, 7 – центруючий елемент, 8 - привідний елемент

Застосування пропонованих конструкцій дозволить реалізувати метод заміни робочих поверхонь без розбирання, і тим самим підвищити ресурс карданного шарніра.

2.2 Обґрунтування конструктивних параметрів карданного шарніра

2.2.1. Розрахунок шарніра

Для попереднього вибору карданного шарніра рекомендується виходити з того, що розміри хрестовини повинні відповідати умовам забезпечення міцності, а навантаження на підшипник не повинне перевищувати його статичної вантажопідйомності. Як визначальний параметр карданного шарніра доцільно прийняти розмір H , що відповідає відстані між торцевими поверхнями хрестовини (рис. 2.3).

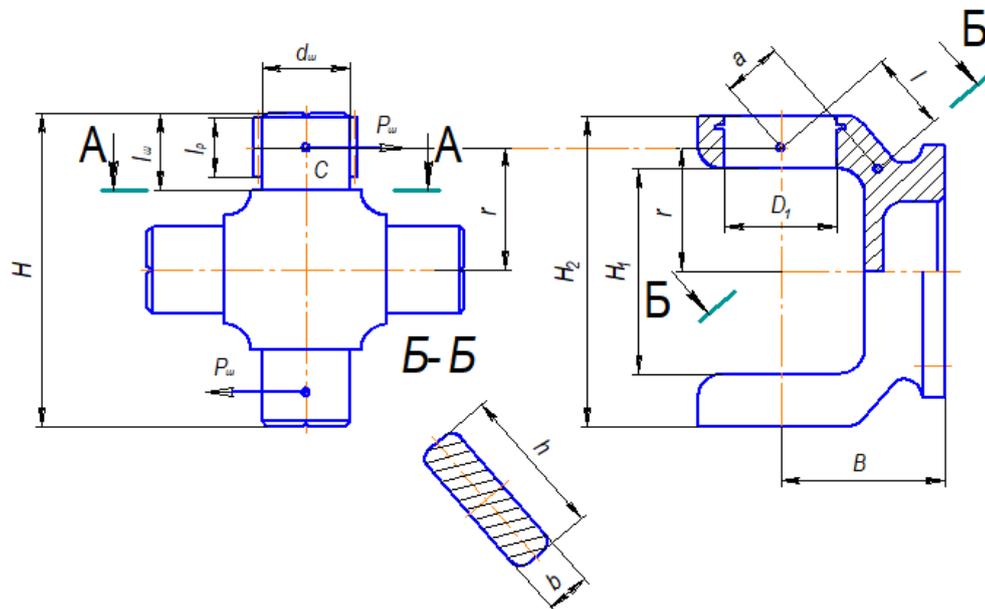


Рисунок 2.3 – Розрахункові розміри та основні розміри хрестовини і вилки карданного шарніра

При передачі крутного моменту карданним шарніром небезпечний перетин $A-A$ хрестовини у галтелі шипа отримує сумісне навантаження згину і зрізу. Найбільше нормальне напруження в небезпечному перетині $A-A$ визначається:

$$\sigma' = 0,5\sigma + 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (2.2)$$

де σ – напруження згину, МПа;

τ – напруження зрізу, МПа.

З найбільшого нормального напруження в небезпечному перетині $A-A$ отримаємо умову визначення розміру хрестовини H :

$$H > 1,57 \sqrt[3]{M_{\max} \cdot 10^{-6} u_2} = 1,57 \sqrt[3]{77 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5} = 0,05 \text{ м.} \quad (2.3)$$

де M_{\max} – максимальний крутний момент е, Нм;

u_2 – передаточне число від двигуна до карданної передачі на нижчій передачі.

Згідно рекомендацій [23] приймаємо розміри хрестовини та вилки карданного шарніра: $H = 57 \text{ мм}$, $d_{\text{ш}} = 14 \text{ мм}$, $H_1 = 44 \text{ мм}$, $H_2 = 67 \text{ мм}$, $D_1 = 24 \text{ мм}$, голчатий підшипник №904902, $z = 22$, $C_d = 8000 \text{ Н}$, $C_0 = 4500 \text{ Н}$, $l_p = 10 \text{ мм}$.

Шипи хрестовини розраховують на згин і зріз під дією умовно зосередженої нормальної сили по формулі:

$$P_{\text{ш}} = \frac{M_{\max} \beta}{l_{\text{ш}}} = \frac{77 \cdot 1,25}{43,24 \cdot 10^{-3}} = 2226 \text{ Н.} \quad (2.4)$$

де β – коефіцієнт запасу, $\beta = 1,25$;

$l_{\text{ш}}$ – відстань між центрами голчастих роликів протилежно розташованих підшипників, $l_{\text{ш}} = 43,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Напруження згину в небезпечному перерізі шипа $A-A$ (рис. 2.3) та умова міцності мають вид:

$$\sigma_3 = \frac{P_{\text{ш}} r}{W_{\sigma}} \leq [\sigma_3], \quad (2.5)$$

де W_{σ} – момент опору перетину шипа, $W_{\sigma} = 0,1 d_{\text{ш}}^3, \text{ м}^3$;

r – важіль дії сили $P_{\text{ш}}$, $r = 0,02126 \text{ м}$;

$[\sigma_3]$ – допустиме напруження на згин, $[\sigma_3] = 200 \dots 300 \text{ МПа}$;

$d_{\text{ш}}$ – діаметр шипа $d_{\text{ш}} = 0,016 \text{ м}$.

Тоді:

$$\sigma_3 = \frac{P_{\text{ш}} r}{0,1 d_{\text{ш}}^3} \leq [\sigma_3], \quad (2.6)$$

$$\sigma_3 = \frac{2226 \cdot 0,02162}{0,1 \cdot 0,016^3} = 117 \text{ МПа} \leq [\sigma_3] = 300 \text{ МПа.}$$

Напруження зрізу в небезпечному перерізі шипа *A-A* (рис. 2.3) та умова міцності мають вид:

$$\tau = \frac{4P_{\text{ш}}}{\pi d_{\text{ш}}^2} \leq [\tau], \quad (2.7)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot 2226}{3,14 \cdot 0,016^2} = 11 \text{ МПа} \leq [\tau] = 100 \text{ МПа.}$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на зріз, $[\tau] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$.

Контактні напруження в шипі та умова міцності мають вид:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{2qE \frac{d_{\text{ш}} + d_{\text{г}}}{d_{\text{ш}} \cdot d_{\text{г}}}} = [\sigma_{\text{н}}], \quad (2.8)$$

де q – розподілене навантаження, що діє на одиницю довжини найбільш навантаженого ролика підшипника, Н / м;

E – приведений модуль пружності, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;

$d_{\text{г}}$ – діаметр голки підшипника, $d_{\text{г}} = 0,0024 \text{ мм}$;

$[\sigma_{\text{н}}]$ – допустиме контактне напруження, $[\sigma_{\text{н}}] = 3500 \text{ МПа}$.

Розподілене навантаження становить:

$$q = \frac{5P_{\text{ш}}}{z l_{\text{п}}} = \frac{5 \cdot 2226}{22 \cdot 0,010} = 50591 \text{ Н/м.} \quad (2.9)$$

де z – кількість голок підшипника, $z = 22$;

l_p – робоча довжина голки, $l_p = 0,010$ м.

Тоді:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{2 \cdot 50591 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot \frac{0,016 + 0,010}{0,016 \cdot 0,010}} = 758 \text{ МПа.} \leq [\sigma_n] = 3500 \text{ МПа.}$$

Результати моделювання розмірів шипів наведено на рис. 2.4.

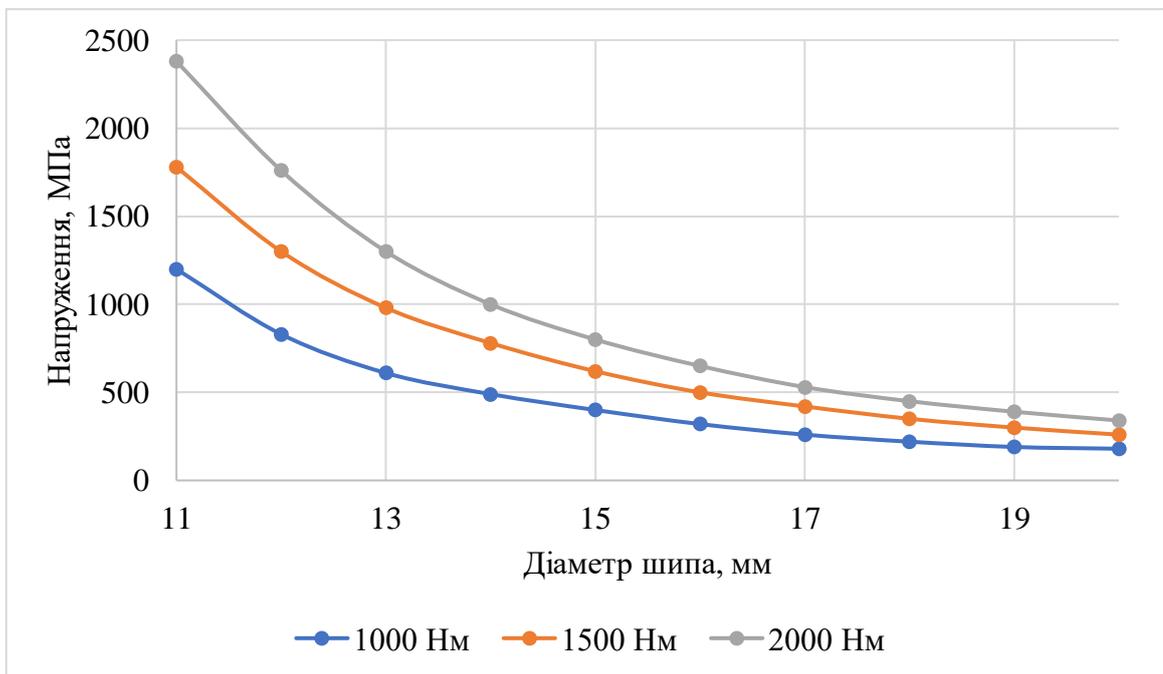


Рисунок 2.4 - Результати розрахунку шипа на міцність

Результати розрахунку шипа на жорсткість наведені на рис. 2.5.

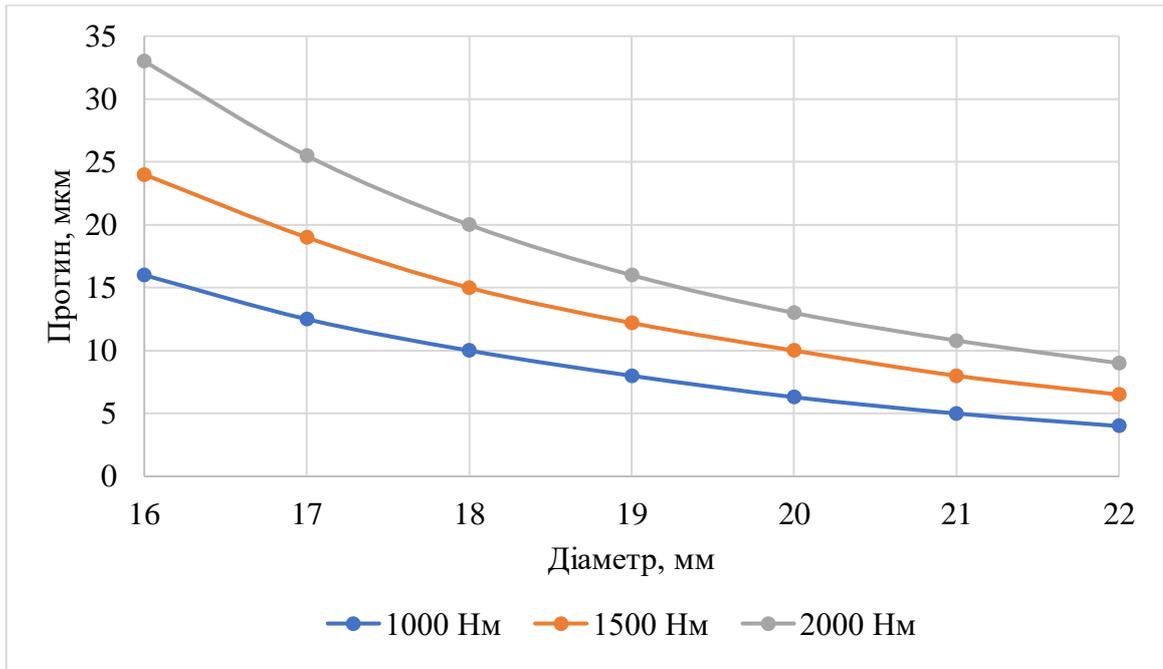


Рисунок 2.5 - Результати розрахунку шипа на жорсткість

В результаті аналізу графічних залежностей встановлено, що при крутному моменті в 2000Нм напруження не перевищує допустимі межі міцності, якщо діаметр шипа менше 15 мм.

Вилка шарніра під дією сили $P_{ш}$, зазнає згину і кручення (рис. 2.3). В небезпечному перерізі $B-B$.

Напруження згину та умова міцності мають вид:

$$\sigma_3 = \frac{P_{ш} \cdot l}{W_3} \leq [\sigma_3], \quad (2.10)$$

де W_3 – момент опору перетину згину. Для прямокутного перетину ($b \times h$)

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^3; \quad (2.11)$$

$[\sigma_3]$ – допустиме напруження на згин, $[\sigma_3] = 50 \dots 80 \text{ МПа}$.

Тоді:

$$\sigma_3 = \frac{6P_{ш} \cdot l}{b \cdot h^2} \leq [\sigma_3],$$

(2.12)

$$\sigma_3 = \frac{6 \cdot 2226 \cdot 0,02}{0,01 \cdot 0,035^2} = 22 \text{ МПа} \leq [\sigma_3] = 80 \text{ МПа.}$$

Напруження кручення та умова міцності мають вид:

$$\tau_k = \frac{P_{ш} a}{W_\tau} \leq [\tau_k],$$

(2.13)

де W_τ – момент опору перетину кручення. Для прямокутного перетину ($b \times h$)

$$W_\tau = k h b^2, \text{ м}^3;$$

$[\tau_k]$ – допустиме напруження кручення $[\tau_k] = 80 \dots 160 \text{ МПа}$;

k – коефіцієнт, який залежить від відношення h/b , $k = 0,282$.

Тоді:

$$\tau_k = \frac{P_{ш} a}{k h b^2} \leq [\tau_k],$$

(2.14)

$$\tau_k = \frac{2226 \cdot 0,0055}{0,282 \cdot 0,035 \cdot 0,01^2} = 12 \text{ МПа} \leq [\tau_k] = 160 \text{ МПа.}$$

2.2.2. Розрахунок труби карданного валу

Розміри труби для валу визначаються при ескізному компонуванні або по прототипу і вибираються з сортименту по ДСТУ 5002-98. Приймає зовнішній діаметр труби $D = 55 \text{ мм}$, товщину стінки $2,5 \text{ мм}$, тобто внутрішній діаметр становить $d = 50 \text{ мм}$.

Напруга кручення і умова міцності карданного валу при дії максимального динамічного моменту мають вид:

$$\tau_k = \frac{M_{\max} \beta}{W_\tau} \leq [\tau_k], \quad (2.15)$$

де W_τ – момент опору перетину труби,

$$W_\tau = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}, \text{ м}^3. \quad (2.16)$$

Тоді:

$$\tau_k = \frac{16DM_{\max} \beta}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \leq [\tau_k], \quad (2.17)$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 0,055 \cdot 77 \cdot 1,25}{3,14 \cdot (0,055^4 - 0,05^4)} = 9,3 \text{ МПа} \leq [\tau_k] = 300 \text{ МПа}.$$

Під дією розрахункового крутного моменту кут закручування труби карданного вала і умова забезпечення її жорсткості при крученні описуються такими виразами:

$$\varphi = \frac{M_{\max} L_{\text{тр}}}{J_\tau G} \cdot \frac{180}{\pi} \leq [\varphi], \quad (2.18)$$

де $L_{\text{тр}}$ – довжина труби карданного вала, $L_{\text{тр}} = 0,32 \text{ м}$;

G – модуль пружності при крученні, для сталі $G = 85 \cdot 10^9 \text{ Па}$;

J_τ – полярний момент інерції перерізу, для труби $J_\tau = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}, \text{ м}^4$.

Тоді:

$$\varphi = \frac{32M_{\max} L_{\text{тр}}}{\pi(D^4 - d^4)G} \cdot \frac{180}{\pi} \leq [\varphi], \quad (2.19)$$

$$\varphi = \frac{32 \cdot 77 \cdot 0,32}{3,14 \cdot (0,055^4 - 0,05^4) \cdot 85 \cdot 10^9} \cdot \frac{180}{3,14} = 0,1^\circ \leq [\varphi] = 4^\circ.$$

При компоюванні карданної передачі велику увагу приділяють вибору установочних кутів між валами, так як ці кути визначають напруженість роботи карданної передачі, а отже, і термін її служби. Рекомендується, щоб кути установки карданних валів не мали нульових значень, а при номінальному навантаженні ці кути не повинні бути більше 4° .

Таким чином, у результаті теоретичного обґрунтування параметрів з'єднання шип хрестовини - втулка визначений діапазон значень діаметра з'єднання 18,5...20 мм і товщини стінки втулки 1,00...1,75 мм.

2.3. Висновки

Аналіз існуючих конструкцій карданних шарнірів показує, що вони малопригодні до ремонту й непристосовані до проведення технічного обслуговування.

Запропонований спосіб підвищення довговічності карданних шарнірів шляхом заміни робочих поверхонь підшипникових вузлів.

Розроблені конструкції ремонтпригодних карданних шарнірів і способи їх технічного обслуговування.

На підставі інженерних розрахунків обґрунтовані конструктивні параметри елементів карданного шарніра: діаметр з'єднання шип хрестовини - втулка в діапазоні 18,5...20 мм і товщина стінки втулки в діапазоні 1...1,75 мм.

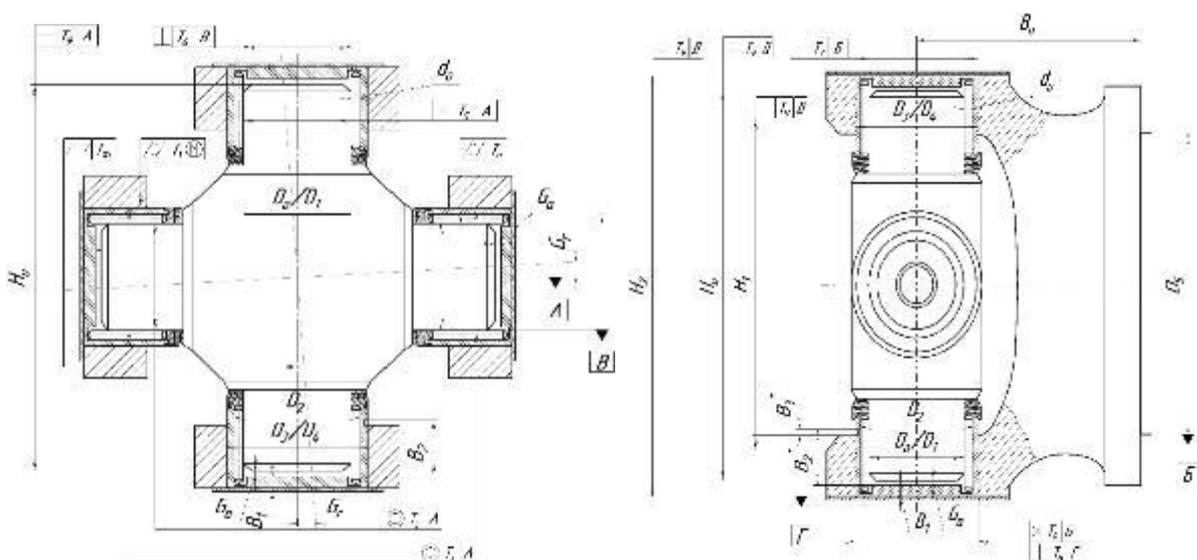
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ ШЛЯХОМ ЗАМІНИ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

3.1 Методи контролю та оцінювання надійності карданних передач сільськогосподарської техніки

Для рухомих з'єднань типу підшипниковий вузол основними замикаючими розмірами є радіальний, осьовий та коловий (міжроликовий) зазори, що визначають точність і плавність роботи вузла. Номінальні розміри елементів карданного шарніра, а також допустимі відхилення та допуски на них установлені відповідно до вимог РД 37.001.665-96 і ДСТУ 13758-98.

З метою оцінювання допустимого діапазону радіальних, осьових і колових зазорів у підшипникових вузлах серійних карданних шарнірів сільськогосподарських машин виконано розрахунок точності розмірних ланцюгів складальної одиниці з використанням методів максимуму–мінімуму та імовірнісного аналізу.

На рисунку 3.1 подано ескізи хрестовини та підшипникового вузла в зібраному вигляді, що дають можливість виявити складові елементи розмірного ланцюга. Замикаючими ланками є зазори: радіальний G_r (а), осьовий G_a (б) та коловий G_t (в).



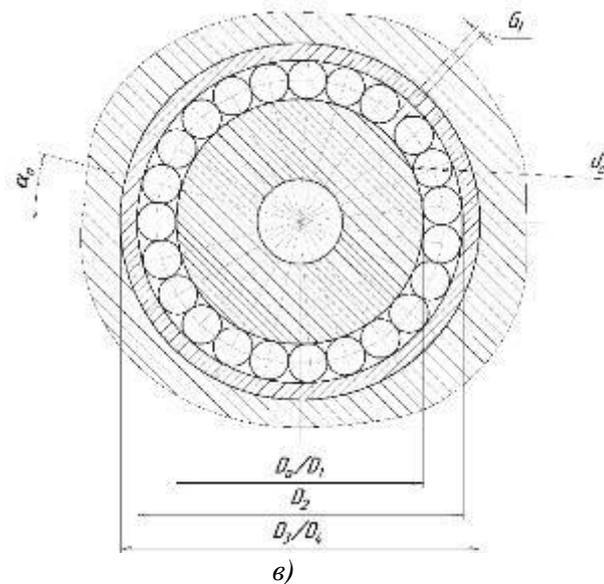


Рисунок 3.1 – Ескізи хрестовини КШ і ПВ в зборі

На основі даних, наведених на рис. 3.1, побудовано плоскі та лінійні розмірні ланцюги (рис. 3.2), у яких зазначено складові ланки розмірних ланцюгів відповідних зазорів.

На підставі аналізу розмірного ланцюга, що відповідає радіальному зазору, можна записати наступну розрахункову залежність:

$$G_r = G_{rH} \pm \Delta_D \pm T_2 \pm T_3 \pm T_4 \pm T_6, \quad (3.1)$$

з якої $G_{rH} = D_{1-D0}$ – початковий радіальний зазор у ПВ;

$\Delta D = D_4 - D_3$ – початковий зазор у з'єднанні вушко — підшипник;

D_0, D_1, D_3, D_4 – основні розміри елементів карданного шарніра;

T_2, T_3 – допустиме відхилення співвісності осей протилежних шипів хрестовини відносно осей отворів у вушках карданних вилок;

T_4 – допустиме відхилення від перетинання осей отворів у вилках із центруючою віссю посадкової поверхні;

T_6 – допустиме відхилення від перпендикулярності осі однієї пари протилежних шипів хрестовини відносно осі другої пари шипів.

Беручи до уваги конструктивні особливості осьового закріплення підшипникового вузла, осьовий зазор визначається за такою залежністю:

$$G_a = G_{a_H} \pm T_6 \pm T_7 \pm T_8 \pm T_{9H_0} \pm T_{9H_{1,2}} \pm T_{10}, \quad (3.2)$$

з якої $G_{aH}^I = H_{2-} (H_0 + 2B_1 + 2B_3)$ – початковий осьовий зазор у ПВ для типорозміру I;

$G_{aH}^{II,III} = (H_1 + 2B_2) - (H_0 + 2B_3)$ – початковий осьовий зазор у ПВ для типорозмірів II, III;

$G_{aH}^{IV-VIII} = H_{2-} (H_0 + 2B_1)$ – значення початкового осьового зазору в підшипникових вузлах карданних шарнірів типорозмірів IV–VIII;

$H_0, H_1, H_2, B_1, B_2, B_3$ – геометричні характеристики деталей карданного шарніра;

T_6, T_7, T_8 – допуск перпендикулярності між осями двох пар протилежних шипів хрестовини, а також між осями отворів у вушках і центрувальною віссю приєднувального фланця та торцевих поверхонь вушок, які утворюють загальну вісь отворів вузла;

$T_{9H_0}, T_{9H_1}, T_{9H_2}$ – допустиме відхилення осі симетрії, утвореної розмірами між торцями хрестовини та опорними поверхнями вилок, що визначає точність взаємного розташування елементів карданного вузла;

T_{10} – допустиме відхилення площинності торців шипів хрестовини відносно їх спільної осі.

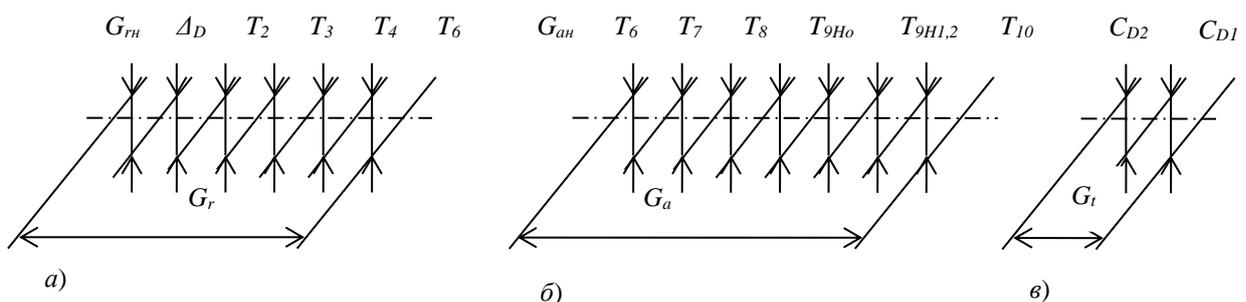


Рис. 3.2. Лінійні розмірні ланцюги зазорів G_r (а), G_a (б), G_t (в)

У результаті аналізу розмірного ланцюга для колового (міжроликового) зазору маємо наступну формулу:

$$G_t = \pi D_2 - \pi d_0 K' = C_{D_2} - C_{D_1}, \quad (3.3)$$

з якої d_0, D_2, Z – основні розмірні параметри деталей підшипникового вузла;

$K' = (1 + 1 / \sin 180^\circ / Z)$ – коефіцієнт коригування;

C_{D_2}, C_{D_1} – довжина окружності, проведеної через центри роликів, розташованих по внутрішньому діаметру стакана підшипника.

Отримані розрахункові значення зазорів необхідно порівняти з нормованим значенням $[Gr]$ та допустимими значеннями $[Ga]$ і $[Gt]$ зазорів.

$$G_r \leq [G_r], G_a \leq [G_a], G_t \leq [G_t]. \quad (3.4)$$

3.2. Аналіз надійності карданних передач і визначення ефективних заходів, спрямованих на підвищення їх довговічності

За критерієм контактної втоми довговічність карданних шарнірів L_{ha} може бути виражена наступною залежністю:

$$L_{ha} = \frac{A}{n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_n}} \cdot \left[\frac{C \cdot (H - L_w)}{T_{KSH} \cdot K_d} \right]^m \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3, \quad (3.4)$$

з якої A – коефіцієнт, що враховує вплив експлуатаційних та конструктивних факторів;

n – частота обертання вала, виражена в обертах за хвилину (хв^{-1});

β – кут між осями ведучого та веденого валів карданного шарніра, $^\circ$;

Δ_n – фактичне значення радіального зазору в підшипниковому вузлі, отримане шляхом вимірювання, мкм.;

C – динамічна вантажопідйомність підшипникового вузла, виражена в ньютонках (Н);

$(H - LW)$ – геометричний фактор карданного шарніра, виражений у метрах (м);

$T_{\text{КШ}}$ – крутний момент, виражений у ньютонках-метрах (Н·м);

K_d – коефіцієнт динамічності, що враховує вплив змінних та ударних навантажень під час роботи вузла;

m – показник ступеня, що визначає характер залежності між напруженням і довговічністю;

a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти, що враховують надійність конструкції, властивості матеріалу і вплив умов експлуатації.

Довговічність L_{h_a} карданних шарнірів, у свою чергу, суттєво залежить від сукупності конструктивних особливостей, технології виготовлення та умов експлуатації.

$$L_{h_a} = L_{h_a}^K \cdot L_{h_a}^T \cdot L_{h_a}^E, \quad (3.5)$$

де $L_{h_a}^K, L_{h_a}^T, L_{h_a}^E$, – довговічності КШ по розглянутих факторах.

Виражаючи частки складових довговічності $L_{h_a}^K, L_{h_a}^T, L_{h_a}^E$, одержуємо

$$\left. \begin{aligned} L_{h_a}^K &= (H - L_W)^m \cdot a_1; & L_{h_a}^T &= \frac{C^m \cdot a_2}{\sqrt{\Delta_n}}; & L_{h_a}^E &= \frac{A \cdot a_3}{n \cdot \beta \cdot (T_{\text{КШ}} \cdot K_d)^m}. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

На підставі аналізу виразів (3.4) і (3.6) можна визначити основні напрями підвищення довговічності карданних передач:

– урахування впливу динамічного кута зламу карданного шарніра в умовах експлуатації;

– підвищення адаптивності підшипникових вузлів до змінних навантажень;

– забезпечення високої безвідмовності та ремонтпридатності шарнірів за рахунок удосконалення систем технічного обслуговування та ремонту (ТОР).

Уточнена модель довговічності серійних КШ із урахуванням коефіцієнта впливу динамічного кута зламу має вигляд

$$L_{ha} = \frac{A}{n \cdot \beta \cdot K_{\beta} \cdot \sqrt{\Delta_n}} \cdot \left[\frac{C \cdot (H - L_w)}{T_{KШ}} \right]^m, \quad (3.7)$$

де K_{β} – коефіцієнт, що враховує зміну кута зламу в КШ і рівний величині відношення середньої довговічності при динамічному й статичному кутах зламу.

Математична модель КШ із ПВ збільшеної динамічної вантажопідйомності C_{Op} буде мати такий вигляд

$$C_{Op} = \frac{T_{KШ} \cdot K_d}{(H - L_w)} \cdot \left[\frac{L_{ha} \cdot n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_H}}{A} \right]^{-m}. \quad (3.8)$$

Оскільки динамічна вантажопідйомність підшипникового вузла не залежить від режимів випробувань і відображає якість його виготовлення, то в умовах експлуатації величина C_{Op} , отримана за результатами стендових випробувань, залишається сталою.

Коефіцієнт підвищення довговічності K_{Lh} КШ обчислюємо по формулі

$$K_{Lh} = \frac{L_{ha}^{C_{Op}}}{L_{ha}^C} = \left(\frac{C_{Op}}{C} \right)^m \cdot \sqrt{\frac{\Delta_{Hсер}}{\Delta_{HOп}}}, \quad (3.9)$$

де $L_{ha}^{C_{Op}}, L_{ha}, C_{Op}, C, \Delta_{Hсер}, \Delta_{HOп}$ – довговічність, динамічна вантажопідйомність і вимірний початковий радіальний зазор дослідних і серійних ПВ.

Підвищення динамічної вантажопідйомності підшипникового вузла до граничного рівня можливе лише за умови мінімізації початкового радіального

зазору. Часткове зношування елементів підшипникового вузла сприяє підвищенню довговічності карданного шарніра завдяки більш повному використанню робочих поверхонь підшипників.

Модель довговічності такого ремонтпригодного КШ має вигляд

$$L_{ha}^{Rem} = \frac{A \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3}{n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_H} \cdot K_{BP}} \cdot \left[\frac{C \cdot (H - L_W)}{T_{KШ}} \right]^m, \quad (3.10)$$

де K_{BP} – коефіцієнт використання ресурсу, що враховує частку зруйнованої поверхні шипів, голчастих роликів або стаканів ПВ.

Найбільш ефективним є проведення одночасної заміни робочих поверхонь усіх елементів ПВ без проведення їх розбирання, тоді коефіцієнт K_{BP} дорівнює відношенню довговічності L_{ha} серійного КШ до сумарної довговічності КШ до L_{ha}^D і після L_{ha}^P здійснення заміни

$$K_{BP} = \frac{L_{ha}}{L_{ha}^D + L_{ha}^P}. \quad (3.11)$$

На основі експлуатаційних і стендових спостережень встановлено, що серійні підшипникові вузли карданних шарнірів у середньому реалізують лише 30–60 % свого потенційного ресурсу.

У разі застосування способу підвищення довговічності загальний ресурс карданного шарніра приймається рівним $Lh\Sigma$. Для аналізу результатів розглядаються три типові варіанти:

- 1) базовий серійний карданний шарнір без проведення технічного обслуговування;
- 2) серійний карданний шарнір із виконанням операцій технічного обслуговування (поворот хрестовини та підшипників);

3) дослідний карданний шарнір, конструктивно вдосконалений для забезпечення послідовного виконання операцій технічного обслуговування та ремонту.

Для серійного КШ сумарний ресурс із урахуванням формули (3.4) рівний

$$L_{h\Sigma}^I = L_{ha} \quad (3.12)$$

Стосовно до способу збільшення довговічності при ремонті шляхом відновлення хрестовини або ТО за рахунок заміни робочих поверхонь ПВ й зміни змащення, тобто однократним впливом, довговічність КШ рівна

$$L_{h\Sigma}^{II} = L_{ha} + k_1 \cdot L_{ha} = L_{ha} \cdot (1 + k_{1p}) = L_{ha} \cdot (1 + k_{1TO}), \quad (3.13)$$

де k_1 , k_{1p} , k_{1TO} – коефіцієнти збільшення довговічності при ремонті або ТО.

Для КШ, пристосованого до послідовного застосування заходів ТОР, сумарна довговічність при однократному застосуванні впливів рівна

$$L_{h\Sigma}^{III} = L_{ha} + k_{1p} \cdot L_{ha} + k_{2TO} \cdot L_{ha} = L_{ha} \cdot (1 + k_{1p} + k_{2mo}), \quad (3.14)$$

де k_{1p} – коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок ремонтного впливу;

k_{2TO} – коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок ТО (рис. 3.3).

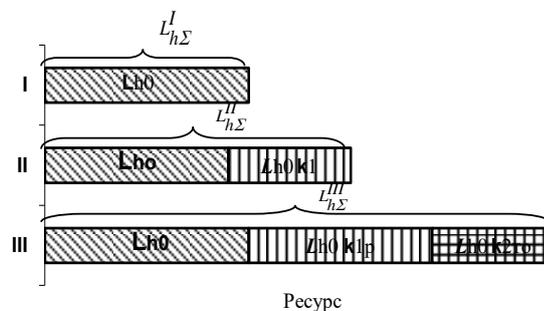


Рисунок 3.3 - Збільшення ресурсу

Аналіз рис. 3.3 показує, що спільним застосуванням заходів ремонту й ТО можна суттєво збільшити довговічність КШ.

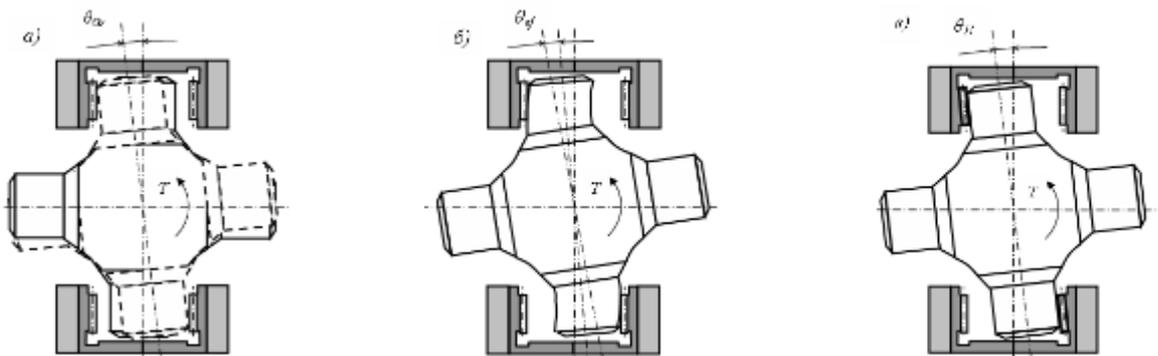
Сучасні тенденції вдосконалення карданних передач передбачають зменшення нерівномірності розподілу навантаження між елементами підшипникових вузлів, підвищення ступеня використання їх ресурсу та покращення пристосованості карданних шарнірів до проведення технічного обслуговування і ремонту.

Нерівномірний розподіл навантаження в підшипниковому вузлі призводить до виникнення перекосів його елементів, що суттєво зменшує ресурс карданного шарніра.

Вираження кута перекоосу θ , радий, осей шипу й підшипника має вигляд

$$\theta = \theta_{Gr} + \theta_{ef} + \theta_H \pm \theta_X + \theta_Y, \quad (3.15)$$

де $\theta_{gr}, \theta_{ef}, \theta_H, \theta_Y, \theta_X$ – кути перекоосу елементів від радіального зазору, пружного прогину шипу, пружних контактних деформацій елементів з'єднання шип – ролик – склянка, вигину й скручування вушка вилки, рад. (рис. 3.4).



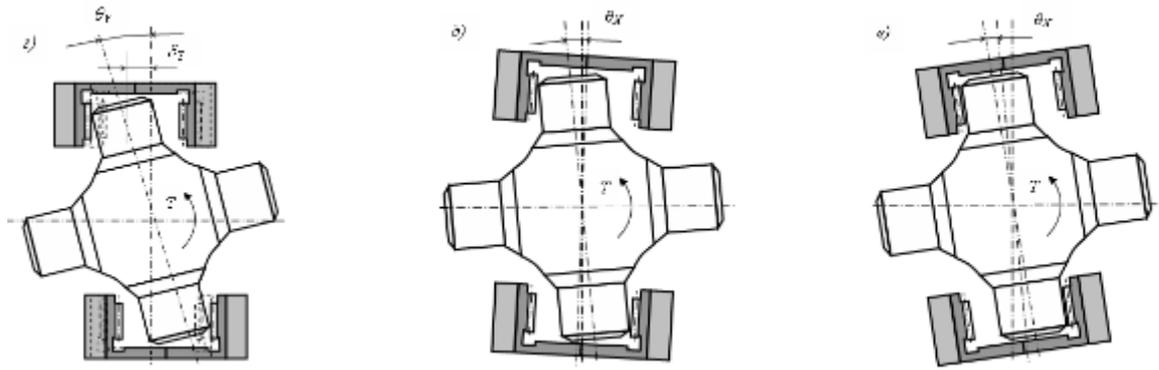


Рисунок 3.4 – Графічна ілюстрація перекосу елементів ПВ КШ

а – від радіального зазору; б – від пружного прогину шипу; в – від пружних контактних деформацій елементів з'єднання шип – ролик – склянка; г – від пружного вигину вушка качани; д – при опрокидуванні підшипника; е – при самоустановці підшипника

Для зменшення перекосу елементів підшипникового вузла й забезпечення лінійного контакту між деталями запропоновано модернізований карданний шарнір (рис. 3.5). У його склад входять вилки 1 та 2, хрестовина 3, а також фланці 4 і 5, до яких за допомогою гайок 6 прикріплюються вушка 7 і 8. Кожен шип 9 хрестовини 3 розміщено у вушках 7 і 8 через роликовий підшипник 10, встановлений у стакані 11. Конструкція, що передбачає вісь повороту вушок, сприяє вирівнюванню навантаження в підшипниковому вузлі та зниженню локальних напружень.

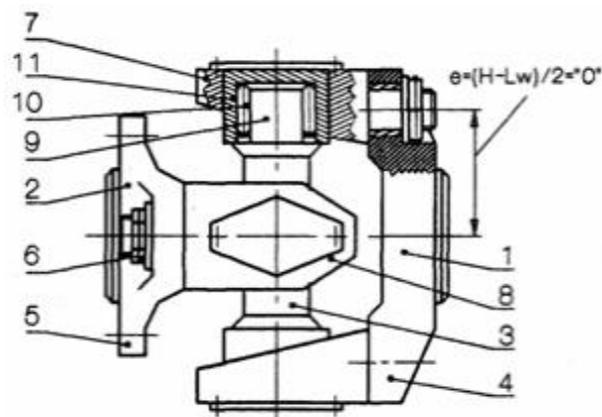


Рисунок 3.5 - Схема КШ

Для підвищення ремонтпридатності вузла розроблено модернізований карданний шарнір (рис. 3.6), який включає качани 1 і 2, хрестовину 6 та голчасті підшипники 5. Вушка 3 і 4 вилок 1 і 2 виконані розбірними. У поперечному перерізі їх порожнини мають форму опуклого правильного багатокутника з парною кількістю сторін, що забезпечує фіксоване взаємне положення елементів. Зовнішня поверхня стакана підшипника прилягає до порожнини вушка. Така конструкція дозволяє повертати підшипник відносно осі шипа на заданий кут без порушення приробляння, що сприяє збільшенню довговічності карданного шарніра. Крім того, можливість повороту хрестовини на 90° у зборі дає змогу повністю оновити робочі поверхні підшипникових вузлів без необхідності розбирання механізму.

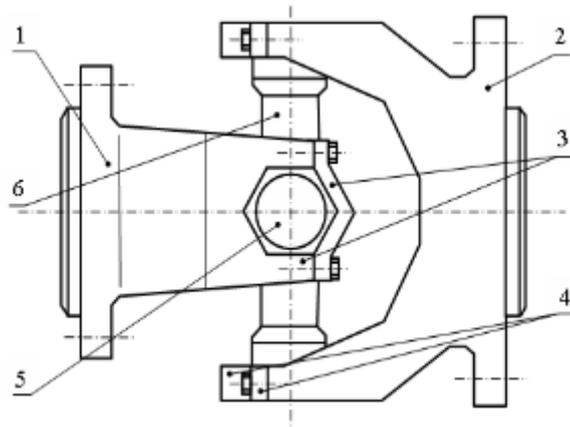


Рис. 3.6. Схема КШ

Для підвищення надійності карданних передач за рахунок оптимізації технічного обслуговування та ремонту розроблено спосіб заміни робочих поверхонь у з'єднаннях *шип хрестовини* — *голчастий підшипник*.

Процес включає демонтаж вузла, очищення, промивання та повторне змащування підшипників, установку хрестовини з поворотом на 90° відносно вилок і поворот кожного голчастого підшипника на 180° відносно осі шипа.

Поворот зазначених елементів проводиться після напрацювання 80–90 % від розрахункового ресурсу. Для відновлення номінального радіального зазору попередньо виконується наплавлення або нанесення металевого шару на зношені ділянки робочих поверхонь (рис. 3.7). Такий підхід забезпечує економію матеріалів і скорочення трудових витрат завдяки обробці лише пошкоджених зон.

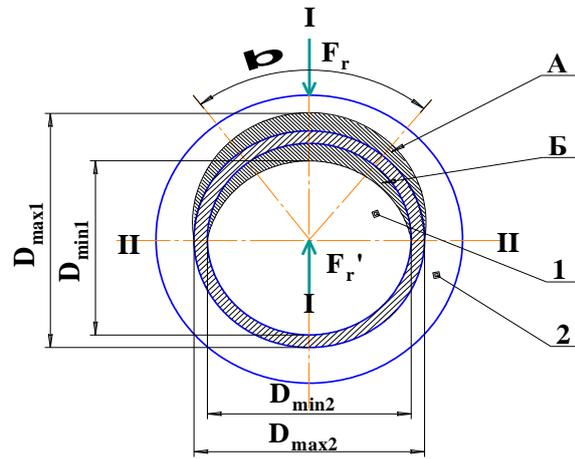


Рис. 3.7. Схема зношування ПВ

1 – шип хрестовини; 2 – підшипник; А – зона зношування підшипника; Б – зона зношування шипу; I-I – площина дії сили F_r ; II-II – площина початкового зазору

3.3. Експериментальне дослідження КШ

На рис. 3.8. наведено дослідний зразок хрестовини

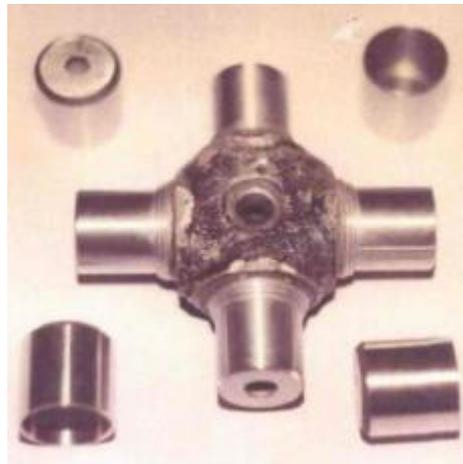


Рисунок 3.8 - Дослідний зразок хрестовини

Для контролю технічного стану підшипникових вузлів і визначення їх зношування, без розбирання застосовують вимір радіального зазору в шарнірі. Пристосування для виміру радіального зазору в кожному з підшипникових вузлів показано на рис. 3.9.



Рисунок 3.9 - Пристосування для виміру радіального зазору у підшипникових вузлах



Рисунок 3.10 - Вимір радіального зазору в шарнірі

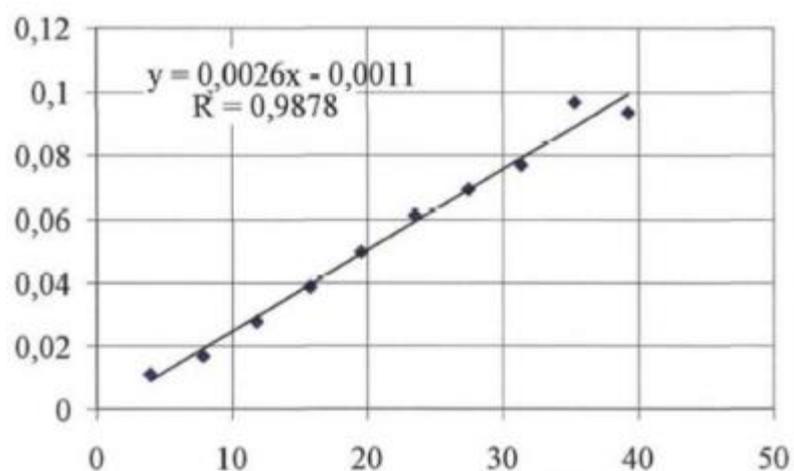


Рисунок 3.11 - Визначення радіального зазору в шарнірі

За графіком на рис. 3.11 можна визначити радіальний зазор при будь-якому вимірювальному моменті. Для визначення динаміки зміни радіального зазору

необхідно задатися постійним значенням вимірюваного моменту. Для виміру радіального зазору в підшипниках кочення звичайно прикладають момент величиною 20...25 Нм.

3.4. Аналіз зносів елементів карданних шарнірів

Метою аналізу зносів елементів карданних шарнірів є визначення кількісних показників зношування, а також поділ карданних шарнірів, знятих з експлуатації на групи: придатні; не придатні при комплектації з новими деталями; що потребують відновлення й непригодні [24]. У перші дві групи включаються деталі із допустимими зносами, регламентованими відповідної документацією на дефектацію. Підлягаючими відновленню вважаються деталі, що мають зноси які перевищили допустимі значення, але відновлення, яких економічно доцільно. До негідних ставляться деталі, відновлення яких недоцільно або неможливо. Стан карданного шарніра будемо оцінювати по чотирьом параметрам:

Зношування циліндричних поверхонь шипів хрестовин.

Зношування торцевих поверхонь шипів хрестовин.

Зношування голчастих підшипників.

Зменшення маси комплектів голок стосовно вихідної.

Для виміру циліндричних поверхонь шипів хрестовин застосовувався мікрометр МК - 0-25 ГОСТ 6507-90. Для виміру розміру по торцях шипів застосовувався мікрометр МК - 75-100 ГОСТ 6507-90 . Для контролю технічного стану підшипникових вузлів і визначення їх зношування застосовують пристосування для виміру радіального зазору в кожному з підшипникових вузлів, показане на рис.3.9, при чому вимір проводять на еталонному шипі, з відомим діаметром. Для визначення масового зношування застосовувалися лабораторні ваги ВЛКТ - 500 - М ГОСТ 19491-74.

Для одержання достовірних результатів необхідно мати дані не менш 30 вимірів (краще 50 і більш) [25].

Дефекти та замір КШ наведено на рис. 3.12.

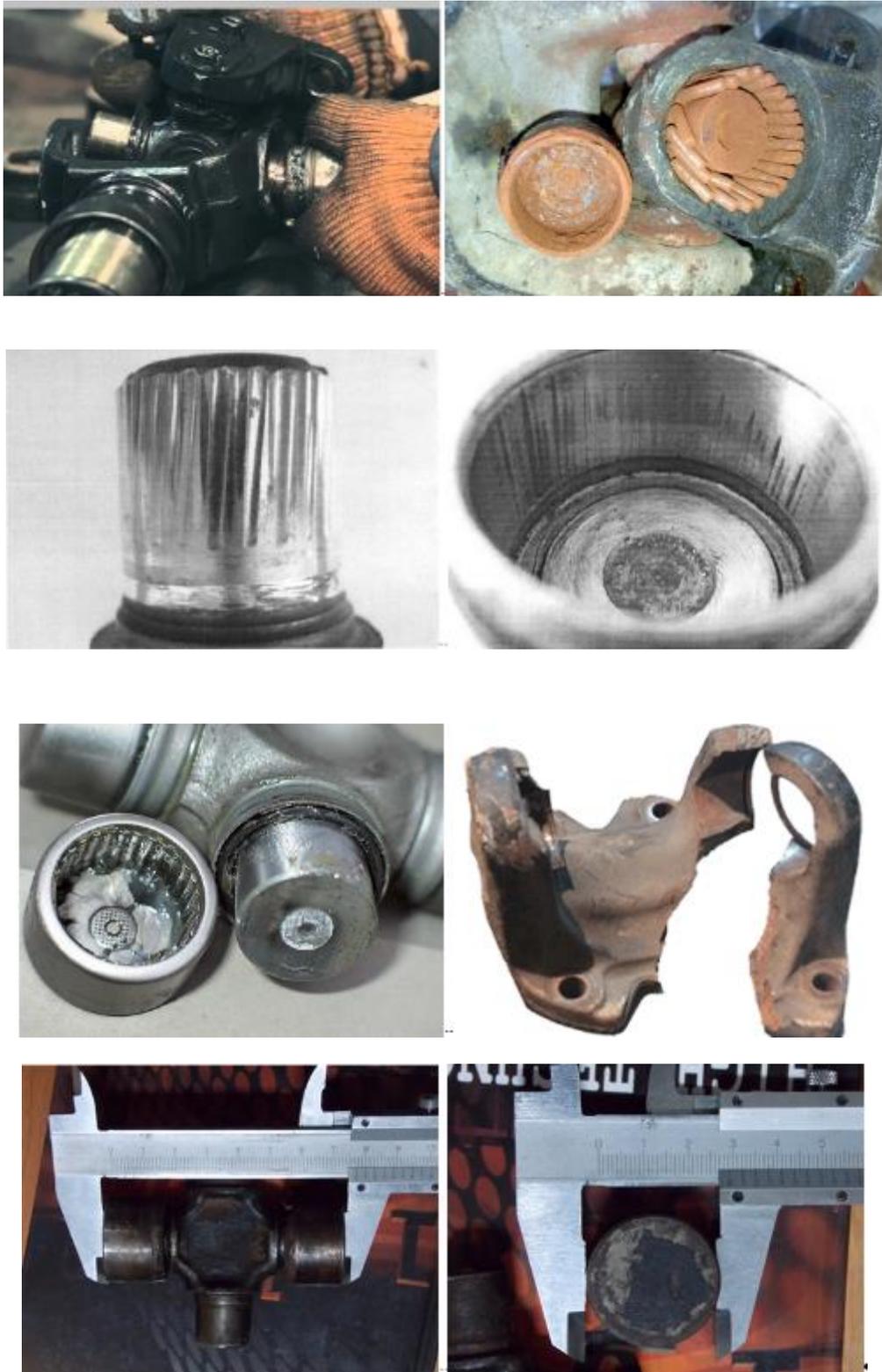


Рисунок 3.12 - Дефекти та заміри КШ

3.5. Результати прогнозування наробітку на відмову карданних шарнірів методом статистичних випробувань в умовах експлуатації

Для прогнозування ресурсу карданних шарнірів скористаємося методом статистичних випробувань (методом Монте-Карло) [25]. Метод статистичних випробувань дає більш повну в порівнянні зі звичайним розрахунками інформацію про довговічність деталей. Для застосування методу статистичних випробувань *розіграти* значення основних параметрів моделі довговічності карданних шарнірів. У якості моделі довговічності використовуємо залежність (3.9), варіаційні параметри:

- 1) початковий радіальний зазор у підшипникових вузлах: $30,6 \pm 3 \times 5,63$ мкм;
- 2) коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок установки ремонтних втулок: $0,818 \pm 3 \times 0,114$;
- 3) коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок повороту втулок: $0,757 \pm 3 \times 0,0698$.

У результаті генерування на ПОМ отримані результати, показані на рис.3.13.

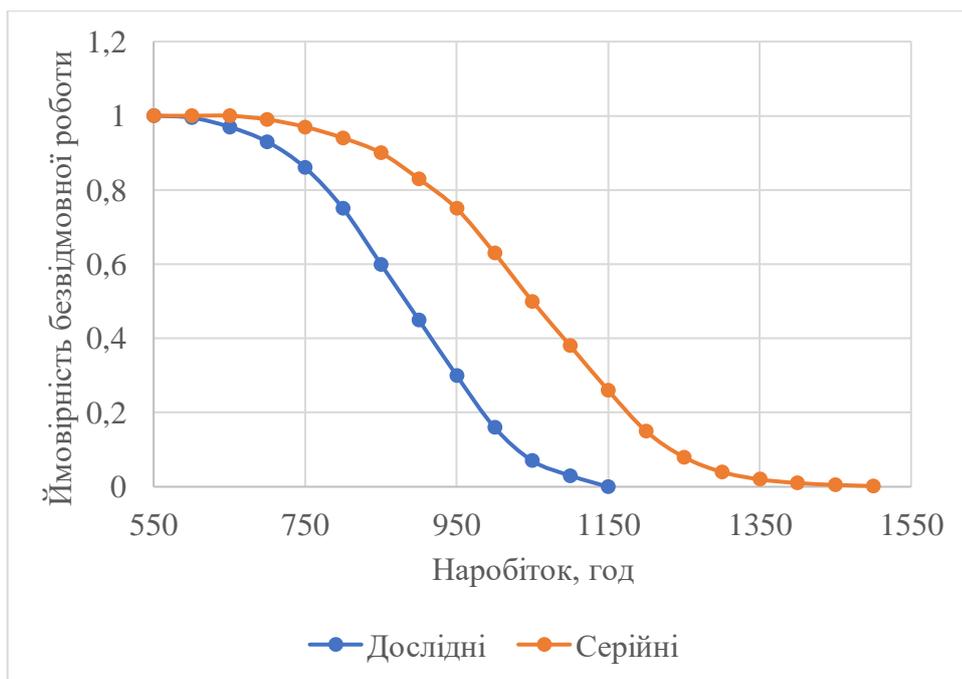


Рисунок 3.13 - Результати статистичних випробувань

Оцінка довговічності карданного шарніра методом статистичних випробувань при експлуатаційних режимах навантаження показала, що 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 969 год, серійних - 645 год; 50%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 1163 год, а серійних - 737 ч. Таким чином, 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів перевищує ресурс серійних в 1,5 рази, 50%-вий ресурс дослідних перевищує ресурс серійних в 1,58 рази.

3.6. Висновки

За результатами експериментів встановлено, що для забезпечення оптимального поєднання міцності та плавності роботи з'єднання *шип хрестовини* – *втулка* найбільш раціональними є значення діаметра 19,25...19,74 мм і натягу 7...16 мкм. У таких умовах досягається необхідне зусилля напруження (не більше 1100 Н) та момент повороту (не більше 46 Н·м), що гарантує стабільну роботу вузла без перевищення допустимих навантажень.

Дослідження довговічності карданного шарніра підвищеної ремонтпридатності й способу заміни робочих поверхонь показало, що ресурс у середньому збільшується на 68...73 %. При цьому, заміну робочих поверхонь підшипникових вузлів доцільно робити при наробітку в 74,1...81,5 % від розрахункової.

Виявлено, що розподіл величин зносів для всіх контрольованих параметрів підкоряється теоретичному закону розподілу Вейбулла. Найбільш достовірні результати отримані в результаті аналізу зносів циліндричних і торцевих поверхонь шипів хрестовин. При цьому близько 70% шарнірів, знятих з експлуатації не виробили свій ресурс, а близько 30% - потребують відновлення.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Виробнича дільниця, де здійснюються технічне обслуговування, ремонт і відновлення карданних шарнірів сільськогосподарської техніки, належить до механоскладальних цехів підвищеної небезпеки. Під час виконання технологічних операцій — токарної, шліфувальної, пресової, зварювальної та стендових випробувань — на працівників діє комплекс шкідливих і небезпечних факторів.

До механічних небезпек належать обертові частини верстатів і стендів, що можуть спричинити травмування при намотуванні одягу чи випадковому дотику. Імовірними є удари об деталі під час напрусування або демонтажу хрестовин, а також порізи гострими кромками. Для запобігання цим небезпекам робочі місця обладнуються огороженнями, захисними екранами, упорами й аварійними вимикачами.

Серед фізичних факторів найбільш поширеними є підвищений рівень шуму (до 90 дБ) і вібрації, особливо під час шліфування чи роботи пресового обладнання. Для зниження їхнього впливу використовують індивідуальні засоби захисту (навушники, гумові прокладки, віброізолюючі рукавиці), а також періодично проводять технічне обслуговування машин.

До хімічних факторів належать аерозолі мастильно-охолоджувальних рідин, пари розчинників та відпрацьоване мастило, що потрапляють у повітря робочої зони. Вміст шкідливих речовин контролюється згідно з вимогами ДСП 201-97, а вентиляційні системи забезпечують обмін повітря не менше ніж 10 крат/год.

Електричні небезпеки виникають під час роботи з електрообладнанням верстатів та зварювальними апаратами. Для запобігання ураженню електричним струмом використовують заземлення, пристрої захисного вимкнення (ПЗВ), справну ізоляцію кабелів і періодичний контроль електротехнічного стану.

До ергономічних факторів відносяться статичні навантаження, вимушені робочі пози, зорове напруження під час контролю точності. Для їхнього зменшення застосовують регульовані по висоті верстаки, оптимальне освітлення (не менше 300 лк) та раціональні режими праці й відпочинку.

4.2. Вимоги безпеки під час експлуатації та ремонту карданних передач

Безпечна експлуатація і ремонт карданних шарнірів забезпечуються дотриманням вимог чинних нормативів — НПАОП 0.00-1.28-10 Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями, ДСТУ EN ISO 12100:2016 і НПАОП 40.1-1.32-01.

Перед початком роботи працівник повинен пройти інструктаж з охорони праці та перевірку знань. Робоче місце очищають від сторонніх предметів, перевіряють справність обладнання, огорожень, блокувань і заземлення. Освітленість має відповідати нормам СНіП II-4-79.

Під час розбирання та складання карданних вузлів необхідно використовувати справний інструмент: знімачі, оправки, пресове обладнання. Забороняється демонтаж за допомогою ударів по хрестовині або вилці, що може призвести до пошкодження деталей і травмування працівника.

Під час токарних і шліфувальних операцій оброблювана деталь повинна бути надійно закріплена. Забороняється вимірювання або очищення стружки під час обертання шпинделя. Працівник має користуватися захисними окулярами, рукавицями, спецодягом та взуттям з нековзною підошвою.

Під час зварювальних робіт використовуються екрани, щитки, рукавиці та одяг із негорючих матеріалів. Робоче місце зварювальника обладнується місцевою витяжною вентиляцією.

Під час пресових операцій напрусування або демонтажу підшипників і хрестовин слід застосовувати упори та рівномірне навантаження. Перевищення зусилля понад 1100 Н неприпустиме.

Під час змазування та випробувань слід уникати попадання мастил на шкіру, а при їхній заміні — користуватись захисними рукавицями. При роботі стенду карданів забороняється перебування сторонніх осіб у зоні обертання валів.

Після закінчення зміни проводиться очищення робочого місця, відключення обладнання від електромережі, збирання інструменту та здача наряду-допуску.

4.3. Пожежна безпека

Дільниця ремонту карданних передач належить до категорії В за пожежною небезпекою (наявність мастил, змащувальних матеріалів, ганчір'я, електрообладнання). Пожежна безпека забезпечується відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

У приміщенні мають бути:

- вогнегасники порошкові ВП-5 або ВП-9 у кількості не менше одного на 20 м² площі;
- ящики з піском, совкові лопати, кошми;
- евакуаційні виходи з позначенням світлових покажчиків;
- автоматична пожежна сигналізація та система оповіщення.

Паління та використання відкритого вогню в цеху суворо заборонено. Зберігання мастил і розчинників здійснюється у металевих ємностях із щільно закритими кришками, на відстані не менше 5 м від робочих місць.

Під час пожежі працівник зобов'язаний негайно повідомити керівника робіт або диспетчера, знеструмити обладнання та розпочати гасіння осередку загоряння первинними засобами. Евакуація персоналу проводиться згідно з планом евакуації, розміщеним біля виходу.

4.4. Дії працівників у надзвичайних ситуаціях

До можливих надзвичайних ситуацій на ремонтній дільниці належать: пожежі, вибухи, витік легкозаймистих речовин, ураження електричним струмом, травмування працівників, а також аварійні ситуації техногенного характеру (зрив деталі зі шпинделя, поломка преса, коротке замикання тощо).

При виникненні будь-якої НС працівник повинен:

1. негайно припинити роботу, вимкнути обладнання, подати сигнал тривоги.
2. Повідомити керівника зміни або відповідального за охорону праці.
3. У разі пожежі — скористатися найближчим вогнегасником, не допускаючи розповсюдження полум'я.
4. У випадку ураження струмом — вимкнути джерело живлення, надати першу допомогу постраждалому (штучне дихання, непрямий масаж серця) та викликати медичну службу за телефоном 103.
5. При витокі мастил або хімічних речовин — локалізувати розлив абсорбентами (пісок, тирса) й повідомити службу охорони праці.

Керівництво дільниці зобов'язане організовувати навчання і тренування персоналу з відпрацювання дій у разі пожежі, вибуху або технічної аварії не рідше одного разу на рік. Усі працівники проходять первинний, повторний, позаплановий та цільовий інструктажі, що фіксуються у журналі встановленого зразка.

4.5. Висновки до розділу

Дотримання вимог охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях є необхідною умовою стабільної роботи ремонтної дільниці. Забезпечення належного технічного стану обладнання, контроль параметрів мікроклімату, систем вентиляції й освітлення, використання засобів індивідуального захисту та організація системи ТОР дозволяють мінімізувати ризики травматизму і професійних захворювань.

Впровадження запропонованих заходів створює безпечні умови праці під час ремонту та обслуговування карданних передач, підвищує надійність роботи обладнання й забезпечує готовність персоналу до дій у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ

5.1. Розрахунок економічного ефекту від упровадження технології відновлення карданних шарнірів

У сучасних умовах господарювання, коли зростають вимоги до ефективності використання матеріальних і фінансових ресурсів, важливим завданням машинобудівних і ремонтних підприємств є зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт сільськогосподарської техніки. Одним із найвідповідальніших вузлів, від справності якого залежить безперебійна робота машин, є карданний шарнір. Його передчасний вихід з ладу спричиняє простой обладнання, підвищує витрати на запасні частини та ремонт.

Виготовлення нових карданних шарнірів потребує значних матеріальних витрат і використання дефіцитних легованих сталей, тоді як більшість деталей, що вийшли з ладу, можуть бути відновлені до номінальних параметрів. Упровадження технології відновлення зношених поверхонь шипів, втулок і підшипників дозволяє суттєво зменшити собівартість ремонту та продовжити ресурс вузла без втрати його експлуатаційних характеристик.

Економічна доцільність запропонованої технології полягає у зниженні витрат на виготовлення нових деталей, раціональному використанні матеріалів, скороченні часу простою техніки та підвищенні коефіцієнта технічної готовності машинного парку. Реалізація методу відновлення карданних шарнірів сприяє підвищенню ефективності ремонтного виробництва та забезпечує відчутний економічний ефект при масовому впровадженні на підприємствах агропромислового комплексу.

При проведенні удосконалення організації ремонту карданних шарнірів з впровадженням дослідженої технології в товаристві з обмеженою відповідальністю Зоря, було організовано проведення робіт з ремонту карданних шарнірів за спеціальною технологією, яка передбачає чотири блоки: зовнішнє механізоване очищення шарніру (було відсутнє в базовому варіанті), ремонт,

обкатування та випробовування (було відсутнє в базовому варіанті) та фарбування.

За проектом передбачається також надання послуг з ремонту і навколишнім господарствам. Крім того, для підвищення ефективності виробничого процесу придбано нове технологічне обладнання, яке встановлено відповідно до планувальних рішень майстерні.

В другому розділі роботи було обґрунтовано склад відділення з ремонту та його розміри, а також заходи з реконструкції майстерні. Тому капіталовкладення необхідні для перепланування майстерні та на придбання необхідного обладнання.

Так, на придбання обладнання згідно відомості обладнання агрегатного відділення необхідно витратити 489630,0 грн., а на перепланування 136000,0 грн. Таким чином загальні капіталовкладення складуть 625630,0 грн.

При оцінюванні економічної доцільності впровадження запропонованої технології основними техніко-економічними показниками є рівень рентабельності та термін окупності капітальних вкладень. Саме ці критерії дають змогу визначити ефективність використання інвестиційних ресурсів і швидкість повернення витрат на впровадження нових технологічних рішень.

Вихідні дані, необхідні для розрахунку економічної ефективності впровадження технології відновлення карданних шарнірів, наведені нижче, а саме:

1. Обсяг ремонтних робіт, ум. рем (Q) – 45;
2. Кількість основних робітників, осіб ($K_{\text{баз}} / K_{\text{пр}}$) – 2/3;
3. Середньомісячна заробітна плата робітника з нарахуванням, грн. ($ЗП_{\text{ср}}$) – 20750,0, у проектному варіанті – 21750,0;
4. Балансова вартість діючого обладнання, грн ($B_{\text{д}}$) – 296300,0;
5. Капітальні вкладення, грн ($B_{\text{пр}}$) – 489630,0;
6. Балансова вартість будівлі, грн ($B_{\text{буд}}$) – 89360,0;
7. Річні базові витрати на електроенергію, кВт/год ($Q_{\text{ел.баз}}$) – 36900,0;
8. Річні проектні витрати на електроенергію, кВт/год ($Q_{\text{ел.про}}$) – 41000,0;
9. Вартість електроенергії грн/ кВт/год ($Ц_{\text{ел}}$) – 11,0.

Для виконання економічного аналізу ефективності проекту слід розрахувати такі показники, що відображають його доцільність і економічну вигідність [23]:

1. Експлуатаційні витрати (ЕВ) всього, грн.:

$$ЕВ = ЗП + А + В_{ел} + В_{рем} + ІВ, \quad (5.1)$$

з якої ЗП – заробітна плата без нарахувань, грн.;

А – амортизаційні відрахування, грн.;

$В_{ел}$ – вартість електроенергії, грн.;

$В_{рем}$ – вартість ремонтних матеріалів, грн.;

ІВ – інші витрати, грн.

$$ЗП^б = ЗП_{cp} \cdot K_{баз} \cdot 12 = 20750 \cdot 2 \cdot 12 = 498000,0 \text{ грн.}, \quad (5.2)$$

$$ЗП^{пр} = ЗП_{cp} \cdot K_{пр} \cdot 12 = 21750 \cdot 3 \cdot 12 = 783000,0 \text{ грн.},$$

Амортизаційні відрахування, грн.:

$$A = \frac{B \cdot \lambda}{100}, \quad (5.3)$$

де B – балансова вартість (дані господарства), грн;

λ – норма амортизації, %;

Амортизаційні відрахування розрахуємо для будівлі майстерні та для обладнання: будівля (балансова вартість будівлі майстерні 89360,0 грн. на початок 2025 року, на перепланування витрачаємо 136000,0 грн.):

$$A_{\text{буд}}^{\text{баз}} = \frac{B_{\text{буд}} \cdot \lambda}{100} = \frac{89360,0 \cdot 7,76}{100} = 6934,3 \text{ грн.}$$

$$A_{\text{буд}}^{\text{про}} = \frac{B_{\text{буд.проект}} \cdot \lambda}{100} = \frac{225360,0 \cdot 7,76}{100} = 17488,0 \text{ грн.}$$

Обладнання (вартість існуючого обладнання на початок 2025 року 296300,0 грн., на придбання необхідного обладнання витрачаємо 489630,0 грн.).

$$A_{\text{обл}}^{\text{баз}} = \frac{B_{\text{д}} \cdot \lambda}{100} = \frac{296300,0 \cdot 21,93}{100} = 64978,6 \text{ грн.}$$

$$A_{\text{обл}}^{\text{пр}} = \frac{B_{\text{пр}} \cdot \lambda}{100} = \frac{489630,0 \cdot 21,93}{100} = 107385,9 \text{ грн.}$$

Таким чином, загальні витрати на амортизаційні відрахування складуть:

$$A^{\text{баз}} = A_{\text{буд}}^{\text{баз}} + A_{\text{обл}}^{\text{баз}} = 6934,3 + 64978,6 = 71912,9 \text{ грн.} \quad (5.4)$$

$$A^{\text{пр}} = A_{\text{буд}}^{\text{пр}} + A_{\text{обл}}^{\text{пр}} = 17488,0 + 107385,9 = 124873,9 \text{ грн.} \quad (5.5)$$

Розрахуємо річні витрати на електроенергію, грн.:

$$V_{\text{ел}} = Q_{\text{ел}} \cdot \text{Ц}_{\text{ел}}, \quad (5.6)$$

$$V_{\text{ел}}^{\text{б}} = 36900 \cdot 11,0 = 405900,0 \text{ грн.}$$

$$V_{\text{ел}}^{\text{пр}} = 41000 \cdot 11,0 = 451000,0 \text{ грн.}$$

До складу експлуатаційних витрат включаються витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування обладнання, які приймаються в розмірі 30 % від річної суми амортизаційних відрахувань, грн.:

$$B_{рем} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (5.7)$$

$$B_{рем}^{\delta} = \frac{71912,9 \cdot 30}{100} = 21573,9 \text{ грн.};$$

$$B_{рем}^{np} = \frac{124863,9 \cdot 30}{100} = 37459,2 \text{ грн.}.$$

Інші витрати, пов'язані з організацією та забезпеченням виробничого процесу, становлять 3 % від загального обсягу експлуатаційних витрат і враховуються під час розрахунку собівартості:

$$IB = \frac{(3П + A + B_{ел} + B_{рем}) \cdot 3}{100}, \quad (5.8)$$

$$IB^{\delta} = \frac{(607560,0 + 71912,9 + 405900 + 21573,9) \cdot 3}{100} = 33208,4 \text{ грн.};$$

$$IB^{np} = \frac{(955260,0 + 124863,9 + 451000,0 + 37459,2) \cdot 3}{100} = 47057,5 \text{ грн.}$$

$$EB^{\delta} = 607560,0 + 71912,9 + 405900,0 + 21573,9 + 33208,4 = 1140155,2 \text{ грн.}$$

$$EB^{np} = 955260,0 + 124863,9 + 451000,0 + 37459,2 + 47057,5 = 1615640,6 \text{ грн.}$$

2. Повна собівартість проведених ремонтів (ПС) характеризує загальні витрати підприємства на виконання комплексу робіт із відновлення карданних шарнірів. Вона включає всі статті витрат — від закупівлі матеріалів і запасних частин до витрат на оплату праці, амортизацію, ремонт обладнання, енергоносії

та накладні витрати. Отримане значення собівартості є основним показником для подальших економічних розрахунків ефективності проекту.

В результаті розрахунку отримаємо:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (5.9)$$

$$ПС^6 = 1140155,2 \cdot 1,02 = 1162958 \text{ грн};$$

3. Загальний прибуток (Π) визначається як різниця між вартістю реалізованих ремонтних послуг і повною собівартістю їх виконання. Цей показник характеризує кінцевий фінансовий результат діяльності ремонтної дільниці.

Загальний прибуток — це основний показник ефективності виробничо-господарської діяльності, який обчислюється за формулою:

$$\Pi = V_{\text{пр}} - ПС, \quad (5.10)$$

з якої $V_{\text{пр}}$ — вартість проведених ремонтів, грн.

$$V_{\text{пр}} = \eta \cdot V_{\text{ор}}, \quad (5.11)$$

де η — річна програма ремонту, грн.

$V_{\text{ор}}$ — вартість 1 умовного ремонту, грн.

$$V_{\text{пр}}^6 = 45,0 \cdot 40000,0 = 1800000,0 \text{ грн.},$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{пр}} = 51,8 \cdot 45000,0 = 2331000,0 \text{ грн.},$$

Враховуючи вищенаведене прибуток складе:

$$\Pi^{\text{б}} = 1800000,0 - 1162958,0 = 637041,7 \text{ грн};$$

$$\Pi^{\text{пр}} = 2331000,0 - 1647953,0 = 683046,7 \text{ грн}.$$

4. Рівень рентабельності (Р) характеризує ефективність використання виробничих ресурсів і визначається як відношення отриманого прибутку до повної собівартості виконаних робіт. Цей показник відображає ступінь прибутковості діяльності ремонтної дільниці та доцільність упровадження технології відновлення карданних шарнірів.

Формула розрахунку має вигляд:

$$P = \frac{\Pi \cdot 100}{\text{ПС}}, \quad (5.12)$$

$$P^{\text{баз}} = \frac{637041,7 \cdot 100}{1162958,0} = 54,8\% ,$$

$$P^{\text{пр}} = \frac{683046,7 \cdot 100}{1647953} = 41,4\% .$$

5. Додаткові капітальні вкладення (Б) передбачають інвестиції у придбання спеціалізованого технологічного обладнання, інструменту та допоміжних засобів, необхідних для впровадження процесу відновлення деталей карданних шарнірів. Окрім цього, враховуються витрати на реконструкцію будівель, посилення електромереж, поліпшення вентиляції, освітлення та загальної інфраструктури ремонтної дільниці:

$$Б = Б_{\text{пр}} - Б_{\text{д}} = 489630,0 - 296300,0 = 193330,0 \text{ грн}. \quad (5.13)$$

6. Термін окупності додаткових капітальних вкладень (T_o) характеризує період, протягом якого інвестиції, спрямовані на впровадження технології відновлення карданних шарнірів, повністю компенсуються отриманим економічним ефектом.

Чим менше значення T , тим швидше проект компенсує вкладені кошти й починає приносити чистий прибуток, отже:

$$T_o = \frac{B}{\Pi} = \frac{193330,0}{46004,9} = 4,2 \text{ років.} \quad (5.14)$$

Висновок. Таким чином, аналіз проведених техніко-економічних розрахунків свідчить, що запропоновані заходи з удосконалення організації ремонту та відновлення карданних шарнірів є економічно доцільними.

Розрахований термін окупності додаткових капітальних вкладень становить 4,2 роки, що є прийнятним і свідчить про високу економічну ефективність запровадженого проекту. Отже, реалізація запропонованих технічних і організаційних рішень дозволяє зменшити витрати, підвищити прибутковість виробництва та забезпечити стабільне функціонування ремонтного підрозділу в довгостроковій перспективі.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Розроблені конструкції ремонтпридатних карданних шарнірів, що дозволяють підвищити післяремонтний ресурс в 1,68...1,73 рази шляхом заміни робочих поверхонь підшипникових вузлів при технічному обслуговуванні й ремонті.

Обґрунтовані посадка в з'єднанні шип хрестовини - втулка К6/ к6 і кількість замін робочих поверхонь, що дорівнює одиниці для карданного шарніра.

Експериментально встановлено, що оптимальні значення діаметра з'єднання шип хрестовини – втулка становлять 19,25...19,74 мм, а величина натягу — 7...16 мкм, що забезпечує зусилля напрусування не більше 1100 Н і момент повороту не більше 46 Н·м.

На підставі інженерних розрахунків обґрунтовані конструктивні параметри елементів карданного шарніра: діаметр з'єднання шип хрестовини - втулка в діапазоні 18,5...20 мм і товщина стінки втулки в діапазоні 1...1,75 мм.

Дослідження довговічності карданного шарніра підвищеної ремонтпридатності й способу заміни робочих поверхонь показала, що ресурс у середньому збільшується на 68...73 %. При цьому, заміну робочих поверхонь підшипникових вузлів доцільно робити при наробітку в 74,1...81,5 % від розрахункової.

Оцінка довговічності карданного шарніра методом статистичних випробувань при експлуатаційних режимах навантаження показала, що 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 969 год, а серійних - 645 ч. Таким чином, 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів перевищує ресурс серійних в 1,5 рази.

Виявлено, що розподіл величин зносів для всіх контрольованих параметрів підкоряється теоретичному закону розподілу Вейбулла. Найбільш достовірні результати отримані в результаті аналізу зносів циліндричних і торцевих поверхонь шипів хрестовин. При цьому близько 70% шарнірів, знятих з експлуатації не виробили свій ресурс, а близько 30% - потребують відновлення.

Розроблений технологічний процес ремонту хрестовин карданних шарнірів постановкою ремонтних втулок в умовах РТП.

Розрахований термін окупності додаткових капітальних вкладень становить 4,2 роки, що є економічно прийнятним показником і свідчить про високу ефективність реалізованого проекту. Таким чином, запровадження запропонованих технічних і організаційних рішень дозволяє зменшити експлуатаційні витрати, підвищити рентабельність виробництва та забезпечити стабільну роботу ремонтного підрозділу у довгостроковій перспективі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. – 208 с.
2. Cartwright, N. (2009). *What is this thing called efficacy?* [Paper]. ResearchGate.
3. Лупенко Ю. О. Стратегічні напрями розвитку сільського господарства України на період до 2020 року / Ю. О. Лупенко, В. Я. Месель – Веселяка. – К.: ННЦ “ІАЕ”, 2012. – 182 с.
4. Asonja, A., & Desnica, E. (2015). *Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies.*
5. Головчук А.Ф. Експлуатація і ремонт сільськогосподарської техніки: підручник: У 3 кн./ Головчук А.Ф., Орлов В.Ф., Строконов О.П.; – К.: Грамота, 2003 Кн.1: Трактори. – 336 с.
6. Херсонський завод карданних валів [Електронний ресурс] Режим доступу <http://hzkv.com.ua/> Хрестовини карданних валів.
7. Ašonja, A., & Desnica, E. (2015). *Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies. Spanish Journal of Agricultural Research*, 13(1), e02-001. <https://doi.org/10.5424/SJAR/2015131-6371>
8. Khan, A. M., et al. (2025). *Dynamic Analysis of PTO Shaft Using ANSYS*. IJCMAS (International Journal of Current Microbiology and Applied Sciences).
9. Сосницький Я.В. (2025). Підвищення ремонтпридатності карданних шарнірів шляхом застосування поворотних втулок. *Матеріали IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу»* (21 листопада 2025 року), ДДАЕУ, Дніпро, (с. 112–114).
10. Ремонт машин та обладнання: підручник для вищих навчальних закладів / [Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков, Є.В. та ін.]. – Дніпропетровськ: Журфонд, 2015. – 292 с.

11. Проектування сервісних підприємств ремонту машин та агрегатів АПК: навчальний посібник / [Дирда В.І., Калганков Є.В., Мельянцов П.Т. та інші] – Д.: «Герда», 2014. – 100 с.
12. Tirtom, V., & Gemi, Y. (2020). *Failure analysis and fatigue improvement of universal joint yokes*. *Engineering Failure Analysis*, 118, 104873. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104873>
13. Мельянцов П. Т. Організація використання техніки за умов дефіциту матеріально - технічних ресурсів / П. Т. Мельянцов, Є. В. Калганков. // Zbiór raportów naukowych. „Inżynieria i technologia. Teoria. Praktyk Sp. z o.o. «Diamond trading tou. – 2010. – С. 84–87.
14. Li, H., & Chen, X. (2017). *Optimization design of universal joint based on fatigue reliability analysis*. *Engineering Failure Analysis*, 79, 617–628. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.05.018>
15. Kalhankov, Ye.V.(2017), “Features of fractal analysis of fractured surfaces of the rubber liners, which work in conditions of abra-sive and fatigue wear”, *Geo-Technical Mechanics*, no. 133, pp. 66-74.
16. Кагадій С.В. Основи механіки матеріалів і конструкцій: навчальний посібник / Кагадій С.В., Демяненко А.Г., Гурідова В.О. – Дніпропетровськ : Вид-во Свідлер А.Л., 2011. – 416 с.
17. Kim, S., & Lee, J. (2020). *Improvement of driveline universal joints for reducing vibration and increasing durability*. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 34(11), 4511–4520. <https://doi.org/10.1007/s12206-020-1002-1>
18. Калганков Є.В. Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об’ємного гідроприводу мобільних машин / Є.В. Калганков // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2013. – №108. – С. 133-142.
19. Калганков Є.В. Проектування ремонтно-технологічної документації / Є.В. Калганков, М.Г. Зайцев. Дніпро. ДДАЕУ, 2016. – 48 с.
20. Калініч М.О. Дослідження параметрів відновлення деталей типу вал методом наплавлення / М.О. Калініч, Є.В. Калганков// Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej " Inżynieria i

technologia. Współczesne tendencje w nauce i edukacji " Paris: Sp. z o.o. "Diamond trading tour". – 2020. – №34. – С. 36–40.

21. Черній О. Дослідження безвідказності тракторів John Deere серії 8R в експлуатаційних умовах України. Теоретичні та практичні питання аграрної науки : матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. 2022. С. 117–120.

22. Черній О. Деякі проблеми технічної надійності сільськогосподарських тракторів JOHN DEERE. The 7 th International scientific and practical conference “Innovations and prospects of world science”(March 2-4, 2022) Perfect Publishing, Vancouver, Canada. 2022. С. 13–19.

23. Kalhankov, Ye.V. (2013), “Calculation of the durability of rubber linings of ball ore grinding mills, taking into account the aging of rubber”, Geo-Technical Mechanics, no. 113, pp. 181-202.

24. Калганков, Є., (2022). Поліпшення фізико-механічних властивостей гуми шляхом її модифікації фулереном C₆₀. У: *Теоретичні та практичні питання аграрної науки, 18 травня 2022, Дніпро, Україна*. Дніпро: ДДАЕУ. с. 95–97.

25. Годяев С. Г. Методичні вказівки до написання розділу «Охорона праці» в дипломних роботах студентів інженерно-технологічного факультету, ОКР бакалавр за напрям підготовки: 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». / С.Г. Годяев, Л.Д. Устимович. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 21 с.

26. Агальцов, Г. М., Лисиця, М. І., Новікова, А. В., & Калганков, Є. В. (2024). Оцінка та управління ризиками, пов'язаними з виробничим шумом та вібраціями на виробництві. У *«ПОТУРАЇВСЬКІ ЧИТАННЯ»: матеріали XXI Всеукр. наук.-техн. конф., присвяч. 102- річниці з дня народження акад. НАН України В.М. Потураєва* (с. 61-62). НТУ Дніпровська політехніка. <https://dspace.dsau.dp.ua/handle/123456789/10825>

27. Економіка ремонтного підприємства: підручник. / [Аветісян В.К., Бантковський В.А., Луценко А.П. та інші] – Харків, ХНТУСГ, 2005 – 374 с.

ДОДАТКИ

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ
ТЕХНОЛОГІЇ ЇХ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Доповідач: Сосницький Я.В.
Керівник: доц. к.т.н. Толстенко О.В.

Дніпро 2025

МЕТА ТА ЗАДАЧІ РОБОТИ

2

Мета роботи

забезпечення підвищеного ресурсу та надійності карданних шарнірів сільськогосподарських машин шляхом удосконалення технології їх відновлення, впровадження конструкційно обґрунтованих рішень та оптимізації процесів технічного обслуговування

Задачі роботи

1. Розробка способу підвищення довговічності й конструкції ремонтпригодного карданного шарніра.
2. Теоретичне обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів з'єднання шип хрестовини - втулка, пристосованого до технічного обслуговування.
3. Дослідження довговічності карданних шарнірів і розробка експериментальних засобів і методів оцінки ресурсу.
4. Розробка технологічного процесу ремонту хрестовин карданних шарнірів, виробнича й техніко-економічна оцінка ефективності заходів.
5. Розробка заходів з охорони праці.

АНАЛІЗ БУДОВИ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ

3



Способи фіксації стаканів підшипників: а - внутрішніми стопорними кільцями; б – зовнішніми стопорними кільцями; в – притисними планками; г – кернуванням.



Торцеве ущільнення підшипників хрестовин:
а – VKI; б – EDS.

Ущільнення підшипника манжетою осьової, радіальної дії та комбіноване



Торцеве лабіринтове ущільнення підшипників хрестовин

Конструктивні відмінності хрестовин MB Actros (68x89-166): хрестовина GWBхрестовина EDH.

Якість обробки центруючих поверхонь, бугелів хрестовин

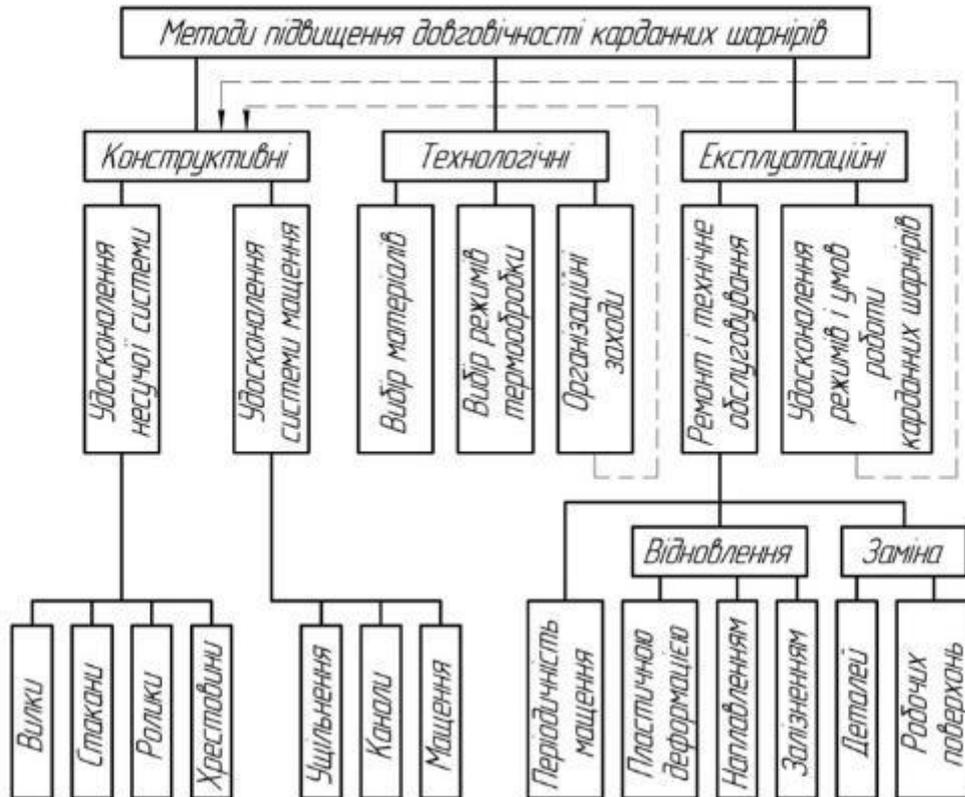
РЕЗУЛЬТАТИ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ НОВИХ ХРЕСТОВИН

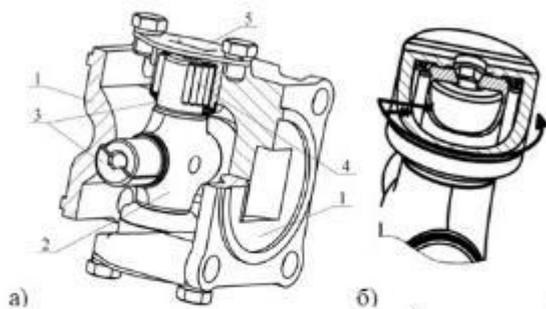
4

Торговельна марка	Маркування	Параметр			
		Відхилення від циліндричності стаканів, мм	Відхилення від циліндричності шківів, мм	Шорсткість шківів Ra, мкм	Твердість шківів, HRC
BKJ (Balkeren)	відсутнє	0,03-0,05*	≤0,005	0,34-0,60	59-62
DC (Della Concordia Ugo)	UDC Made in Italy	0,01-0,05*	≤0,005	0,44-0,65	57-59
GKN	відсутнє	0,01-0,02*	≤0,005	0,27-0,51	60-63
GMB	GMB Japan	≤0,01	≤0,005	0,30-0,32	59-61
GWB (Spicer Gelenkwellenbau)	GWB	≤0,005	≤0,005	0,42-0,61	63-65
HD Parts (Heavy Duty)	HD Parts	≤0,01	до 0,01	0,63-0,98	61-64
EDH або EDP (Euro driveshafts & hydraulics)	відсутнє	0,01-0,05*	до 0,015	0,33-0,64	62-65
EDS (European driveshafts service)	EDS	0,01-0,02*	≤0,005	0,26-0,55	61-64
Rock Ford	відсутнє	≤0,005	≤0,005	0,33-0,54	54-59
Агрорейд	10-22012503	≤0,005	≤0,005	0,28-0,34	54-58

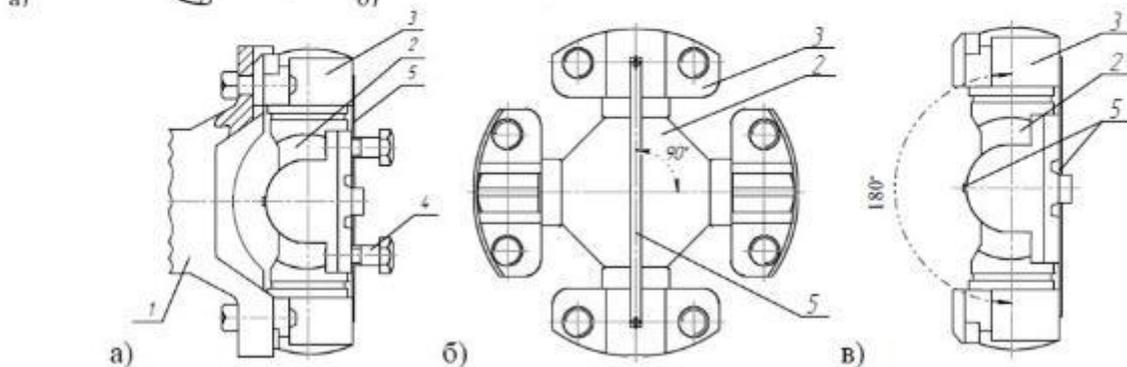
КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ

5





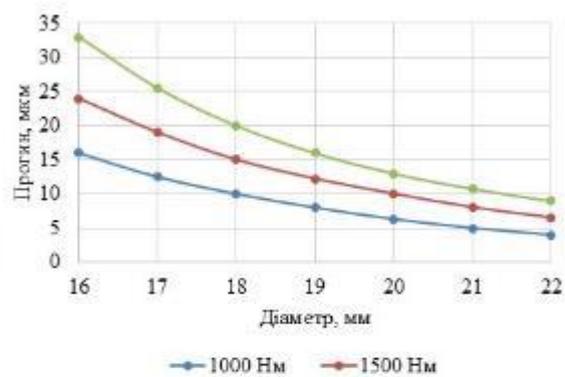
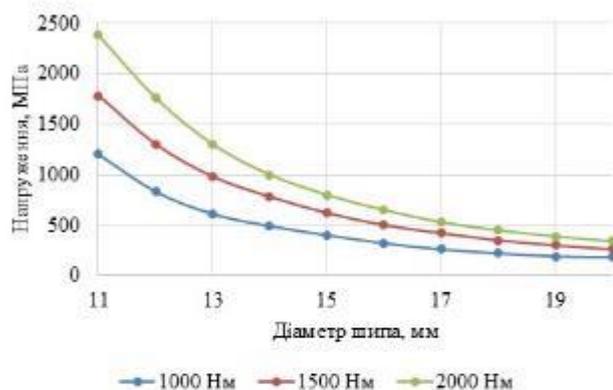
Карданний шарнір
 а) схема шарніру, б) схема повороту
 гольчатого підшипнику
 1 – вилка, 2 – хрестовина, 3 – втулка,
 4 – гольчатий підшипник, 5 – кришка.



Спосіб заміни робочих поверхнь підшипникових вузлів карданних шарнірів
 а) схема шарніру, б) схема повороту хрестовини на 90° , в) схема повороту хрестовини на
 180° . 1 – фланці, 2 – хрестовина, 3 – корпуса голкових підшипників, 4 – гвинти, 5 – сталева
 стрічка

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШИПА

7



Результати розрахунку шипа на міцність

Результати розрахунку шипа на жорсткість

В результаті аналізу графічних залежностей встановлено, що при крутному моменті в 2000Нм напруження не перевищує допустимі межі міцності, якщо діаметр шипа менше 15 мм.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННОГО ШАРНІРУ

8

Довговічність L_h шарнірів КП за критерієм контактної утоми має вигляд

$$L_h = \frac{A}{n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_n}} \cdot \left[\frac{C \cdot (H - L_W)}{T_{KШ} \cdot K_d} \right]^m \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$$

де A – коефіцієнт;

n – частота обертання, хв^{-2} ;

β – кут зламу КШ, град;

Δ_H – вимірний радіальний зазор у ПВ, мкм ;

C – динамічна вантажопідйомність ПВ, Н ;

$(H - L_W)$ – геометричний фактор шарніра, м ;

$T_{KШ}$ – крутний момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

K_d – коефіцієнт динамічності;

m – показник ступеню;

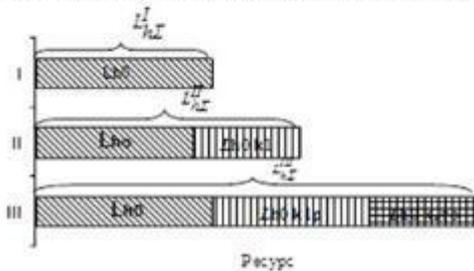
a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти надійності, матеріалу і умов експлуатації.

Математична модель КШ із ПВ збільшеної динамічної вантажопідйомності C_{Op} буде мати такий вигляд

$$C_{Op} = \frac{T_{KШ} \cdot K_d}{(H - L_W)} \cdot \left[\frac{L_{ho} \cdot n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_H}}{A} \right]^m$$

Уточнена модель довговічності серійних КШ із урахуванням коефіцієнта впливу динамічного кута зламу має вигляд

$$L_{h_s} = \frac{A}{n \cdot \beta \cdot K_\beta \cdot \sqrt{\Delta_n}} \cdot \left[\frac{C \cdot (H - L_W)}{T_{KШ}} \right]^m$$



- 1) серійний КШ без ТО;
- 2) серійний КШ із виконанням способу ТО шляхом повороту хрестовини й підшипників;
- 3) дослідний КШ, пристосований до послідовного виконання міроприємств з ТО і Р.

РЕЗУЛЬТАТИ СТАТИСТИЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ

9

У якості моделі довговічності використовуємо залежність :

варіаційні параметри:

1) початковий радіальний зазор у підшипникових вузлах:

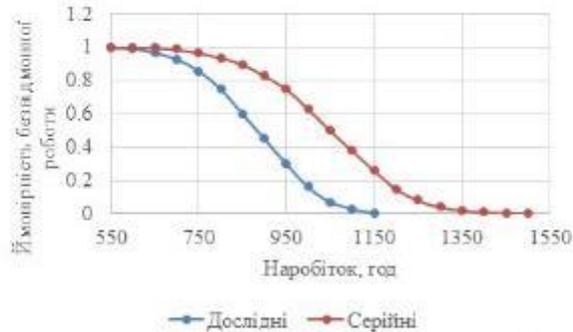
$30,6 \pm 3 \times 5,63$ мкм;

2) коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок установки ремонтних втулок: $0,818 \pm 3 \times 0,114$;

3) коефіцієнт збільшення довговічності за рахунок повороту втулок: $0,757 \pm 3 \times 0,0698$.

$$K_{Lh} = \frac{L_{ha}^{C_{On}}}{L_{ha}} = \left(\frac{C_{On}}{C} \right)^m \cdot \sqrt{\frac{\Delta_{Неф}}{\Delta_{ПОН}}}$$

де $L_{ha}^{C_{On}}$, L_{ha} , C_{On} , C , $\Delta_{Неф}$, $\Delta_{ПОН}$ довговічність, динамічна вантажопідйомність і вимірний початковий радіальний зазор дослідних і серійних ПВ.



Результати
статистичних
випробувань

Оцінка довговічності карданного шарніра методом статистичних випробувань при експлуатаційних режимах навантаження показала, що 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 969 год, серійних - 645 год; 50%- вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 1163 год, а серійних - 737 ч. Таким чином, 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів перевищує ресурс серійних в 1,5 рази, 50%-вий ресурс дослідних перевищує ресурс серійних в 1,58 рази.

ОХОРОНА ПРАЦІ

10

Небезпечна зона	Шкідливий небезпечний фактор	Вимоги безпеки при роботі в небезпечній зоні
Вузол з'єднання валів карданним шарніром	Травмування кінцівок	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вали повинні бути надійно закріплені у постелях. 2. Обов'язково вали повинні кріпитись фіксуючими пристроями. 3. При випробовуванні карданних валів довжина яких перевищує 1 м використовувати проміжні опори. 4. При проведенні випробувань використовувати захисний кожух над обертаючимися поверхнями.
Електродвигун	Ураження електричним струмом	<ol style="list-style-type: none"> 1. Забороняється вмикати електродвигун при непрацюючій системі захисту. 2. Контактні кабелі повинні надійно кріпитись до відповідних виходів . 3. Обслуговування електродвигуна проводити при відключенні від мережі.
Муфта	Травмування кінцівок	<ol style="list-style-type: none"> 1. Забороняється експлуатація стенду без захисної огорожі на муфтою. 2. Періодично проводити перевірку технічного стану гумових деталей муфти.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ

11

Показники	Варіант	
	Базовий	Проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт + відновлення
Обсяг робіт, ум. рем.	37,6	45
Кількість основних робітників, чел..	2	3
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн..	-	489630,0
Експлуатаційні витрати всього, грн..	1140155,2	1615640,6
- заробітна плата з нарахуваннями, грн..	498000,0	783000,0
- амортизаційні відрахування, грн..	71912,9	124873,9
- вартість електроенергії, грн.	405900,0	451000,0
- витрати на ПР та ТО, грн..	21573,9	37459,2
- інші витрати, грн..	33208,4	47057,5
Повна собівартість продукції, грн..	1647953,0	1162958,0
Загальний прибуток, грн..	637041,7	683046,7
Рівень рентабельності, %		41,4
Термін окупності додаткових вкладень, років		4,2

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

12

Розроблені конструкції ремонтпридатних карданних шарнірів, що дозволяють підвищити післяремонтний ресурс в 1,68...1,73 рази шляхом заміни робочих поверхонь підшипникових вузлів при технічному обслуговуванні й ремонті.

Обґрунтовані посадка в з'єднанні шип хрестовини - втулка К6/ к6 і кількість заміни робочих поверхонь, що дорівнює одиниці для карданного шарніра.

Експериментально встановлено, що оптимальні значення діаметра з'єднання шип хрестовини – втулка становлять 19,25...19,74 мм, а величина натягу — 7...16 мкм, що забезпечує зусилля напресування не більше 1100 Н і момент повороту не більше 46 Н·м.

На підставі інженерних розрахунків обґрунтовані конструктивні параметри елементів карданного шарніра: діаметр з'єднання шип хрестовини - втулка в діапазоні 18,5...20 мм і товщина стінки втулки в діапазоні 1...1,75 мм.

Дослідження довговічності карданного шарніра підвищеної ремонтпридатності й способу заміни робочих поверхонь показала, що ресурс у середньому збільшується на 68...73 %. При цьому, заміну робочих поверхонь підшипникових вузлів доцільно робити при наробітку в 74,1...81,5 % від розрахункової.

Оцінка довговічності карданного шарніра методом статистичних випробувань при експлуатаційних режимах навантаження показала, що 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів становить 969 год, а серійних - 645 ч. Таким чином, 90%-вий ресурс дослідних карданних шарнірів перевищує ресурс серійних в 1,5 рази.

Виявлено, що розподіл величин зносів для всіх контрольованих параметрів підкоряється теоретичному закону розподілу Вейбулла. Найбільш достовірні результати отримані в результаті аналізу зносів циліндричних і торцевих поверхонь шипів хрестовин. При цьому близько 70% шарнірів, знятих з експлуатації не виробили свій ресурс, а близько 30% - потребують відновлення.

Розроблений технологічний процес ремонту хрестовин карданних шарнірів постановкою ремонтних втулок в умовах РТП.

Розрахований термін окупності додаткових капітальних вкладень становить 4,2 роки, що є економічно прийнятним показником і свідчить про високу ефективність реалізованого проекту. Таким чином, запровадження запропонованих технічних і організаційних рішень дозволяє зменшити експлуатаційні витрати, підвищити рентабельність виробництва та забезпечити стабільну роботу ремонтного підрозділу у довгостроковій перспективі.

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет



**ІНЖИНІРИНГ ТЕХНОЛОГІЙ І
ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
АГРОПРОМИСЛОВОГО
КОМПЛЕКСУ**

ЗБІРНИК ТЕЗ

**IV Всеукраїнської науково-практичної конференції
молодих вчених**

**Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового
виробництва**

21 листопада 2025 р.

Дніпро • 2025

*Рекомендовано до друку вченою радою
Інженерно-технологічного факультету
Дніпровського державного аграрно-економічного університету
(протокол № 3 від 25 листопада 2025 р.)*

*Захід внесено в реєстр УкрІНТЕІ
(посвідчення № 729 від 20 жовтня 2025 р.)*

Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро, ДДАЕУ, 2025. – 286 с.

Викладено матеріали наукових досліджень, виконаних вченими науково-дослідних установ та закладів вищої освіти з питань впровадження сучасного інжинірингу технологій і технічних систем агропромислового комплексу України. Видання представляє інтерес для науковців, викладачів, аспірантів, студентів аграрних і біологічних вузів та сільгоспвиробників.

Автори опублікованих тез доповідей відповідальні за патентну чистоту і точність наведених фактів, цитат, власних імен, географічних назв, а також за розголошення даних, які не підлягають публікації у відкритих засобах масової інформації.

УДК 629.331.3:621.891:621.852

Сосницький Я.В., здобувач вищої освіти СВО Магістр, ОПІ Агроінженерія²⁴

dsau_pgm@ukr.net

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна.

ПІДВИЩЕННЯ РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ПОВОРОТНИХ ВТУЛОК

Резерв підвищення довговічності карданних шарнірів полягає в більш повному використанні ресурсу підшипникових вузлів. За результатами експлуатаційних оглядів встановлено, що uszkodжень зазнає переважно провідна сторона шипа хрестовини та відповідні їй поверхні склянки і голчастих роликів, тоді як неробочі поверхні практично не зношуються [1]. Це створює передумови для використання конструктивних рішень, які забезпечують перерозподіл зон контакту та залучення до роботи малозношених ділянок.

Сутність запропонованого технічного рішення полягає в тому, що на шипах хрестовини карданного шарніра встановлюються втулки з зовнішньою циліндричною поверхнею, виконані у вигляді стакана з отвором у центрі основи. Отвір має форму правильного опуклого багатокутника. У центрі основи голчастого підшипника також виконується аналогічний отвір (рис. 1). Часткове розбирання карданного шарніра під час технічного обслуговування дає змогу диференційовано, для кожного підшипникового вузла, замінювати зношені робочі поверхні на незношені шляхом повороту голчастого підшипника та втулки за отвори в їхніх основах.

Запропонована конструкція карданного шарніра дає змогу знизити трудомісткість технічного обслуговування. Кількісну оцінку цього ефекту доцільно здійснювати за коефіцієнтом ремонтпридатності F_r [2], який визначають за виразом (1):

²⁴ Науковий керівник – Толстенко О.В., кандидат технічних наук, доцент кафедри інжинірингу технічних систем

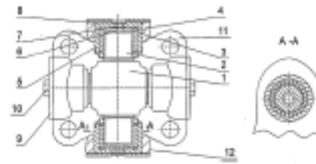


Рисунок 1 – Схема карданного шарніра: 1 – хрестовина; 2 – пінц; 3 – вилка; 4 – голчасті ролики; 5 – корпус голчастого підшипника; 6, 7 – отвори; 8 – ушлінення; 9 – кришка; 10 – гвинт; 11, 12 – вилки

$$F_p = \frac{\sum G_{сп}}{\sum G_{сп} + \sum G_{бал}} \quad (1)$$

де $G_{сп}$ - середні витрати праці для заміни змінних і поновлюваних елементів, люд. - г.; $G_{бал}$ - середні значення витрат на баластові роботи, люд. - г.

Для серійного карданного шарніра трудомісткість заміни хрестовини становить 0,68 люд.-год, а заміни голчастих підшипників – 0,85 люд.-год, сумарні витрати складають 1,53 люд.-год. Баластові операції включають демонтаж карданного вала (0,46 люд.-год), очищення (0,13 люд.-год) і монтаж вала (0,53 люд.-год). За цих умов коефіцієнт ремонтпридатності серійного карданного шарніра набуває такого значення:

$$F_p = \frac{1,53}{1,53 + 0,46 + 0,13 + 0,53} = 0,55$$

Для удосконаленого карданного шарніра трудомісткість операції повороту підшипникових вузлів становить лише 0,25 люд.-год. Баластові роботи обмежуються зняттям кришок (0,07 люд.-год) та їх подальшою установкою (0,07 люд.-год). У цьому випадку коефіцієнт ремонтпридатності дослідного карданного шарніра визначається за виразом:

$$F_p = \frac{0,25}{0,25 + 0,07 + 0,07} = 0,61$$

Порівняння коефіцієнтів ремонтпридатності підтверджує помітне підвищення зручності обслуговування та зменшення трудових витрат для запропонованої конструкції карданного шарніра. Подальша робота передбачає

обґрунтування оптимальних параметрів з'єднання шпип-втулка (діаметра, посадки та кута повороту), що забезпечить рівномірне використання ресурсу робочих поверхонь.

Крім того, нами розроблено аналогічну за принципом дії конструкцію карданного шарніра, яка дозволяє реалізувати метод заміни робочих поверхонь без розбирання. Її відмінною ознакою є можливість одночасного повороту робочих поверхонь для всіх чотирьох шпипів за допомогою привідного елемента (рис. 2).

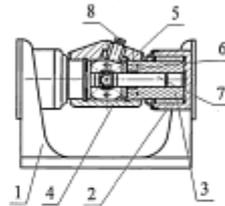


Рисунок 2 – Схема карданного шарніра: 1 – вилки; 2 – голчасті підшипники; 3 – шпипи; 4 – нижній корпус; 5 – верхній корпус; 6 – кінцева передача; 7 – центрувальний елемент; 8 – привідний елемент.

Застосування запропонованих конструктивних рішень карданних шарнірів забезпечує реалізацію методу поетапної заміни робочих поверхонь без повного розбирання вузла, що дає змогу підвищити ресурс карданного шарніра, зменшити прості техніки та скоротити трудомісткість технічного обслуговування.

Список літератури

1. Asonja A., Desnica E. Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies. *Spanish Journal of Agricultural Research*. 2015. Vol. 13, Issue 1. e02-001. DOI: 10.5424/sjar/2015131-6371.
2. Калганьов Є.В. Проекування ремонтно-технологічної документації [Навчальний посібник. Довідкова інформація] / Є.В. Калганьов, М.Г. Зайцев. Дніпро. ДДАЕУ, 2016. – 48 с.

Наукове видання

**ІНЖИНІРИНГ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ**

Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції
молодих вчених

Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва
(21 листопада 2025 р.)

Мови: українська, англійська

Редактор: Ельчин АЛІЄВ
Комп'ютерна верстка: Ілля БЛЮУС

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
49600, м. Дніпро, вул. Сергія Єфремова, 25

Тел.: (056) 371-08-21
E-mail: technologyengineeringdsau@gmail.com
dsau.dp.ua
133phd.dsau.dp.ua