

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ІМЕНІ
ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **„ Удосконалення технології та засобу для розбирання та складання пресових з'єднань під час ремонту сільськогосподарської техніки ”**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-62
Спеціальності 208 „ Агроінженерія ”
(шифр і назва)

Геличак Віталій Васильович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Рис В.І.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: к.т.н., доц. Швець О.П.
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ІМЕНІ
ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

к.т.н., доц. Андрій ШАРИБУРА
“ 12 ” вересня 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту
Геличаку Віталію Васильовичу

1. Тема роботи: „ Удосконалення технології та засобу для розбирання та складання пресових з'єднань під час ремонту сільськогосподарської техніки ”

Керівник роботи: Рис В.І., к.т.н., доц.

Затверджена наказом по університету від 12.09.2024 року № 616/К-С

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 5.12.2024 року.

3. Вихідні дані: Науково-технічна література з питань демонтажу підшипників під час ремонту сільськогосподарської техніки. Показники стану охорони парці в базовому підприємстві.

4. Перелік питань, які необхідно розробити
ВСТУП

1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2. ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗНІМАЧІВ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ЗАХОПЛЮВАЧАМИ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ЇХ ДЕМОНТАЖУ З ВАЛІВ

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.

Перелік графічного матеріалу: тема – 1-й слайд; мета роботи та завдання дослідження – 2-й слайд; аналіз підшипникових вузлів сільськогосподарської техніки – 3-й; основні геометричні параметри підшипників – 4-й; аналіз відомих пристроїв для демонтажу підшипників – 5-й слайд; схема для узгодження геометричних параметрів знімача з геометричними параметрами підшипникового вузла – 6-й слайд; обладнання для проведення досліджень – 7 слайд; конструкції досліджуваних знімачів – 8-й слайд; результати обґрунтування розподілу часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами – 9-й слайд; результати обґрунтування розподілу часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами - 10-й слайд; висновки – 11 слайд.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 3, 4	Рис В.І. доц. кафедри агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича			
5	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 12.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	написання розділу: «Стан питання і завдання досліджень»	12.09.24-15.09.24	
2.	виконання розділу «Обґрунтування геометричних параметрів знімачів з циліндричними захоплювачами підшипників для їх демонтажу з валів»	16.09.24-01.10.24	
3.	виконання розділу «Методика експериментальних досліджень»	15.10.24-30.10.24	
4.	написання розділу: «Результати експериментальних досліджень»	02.10.24-14.11.24	
5.	Написання розділу: «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях»	15.11.24-24.11.24	
6.	Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки	25.11.24-30.11.24	
7	Завершення роботи в цілому	01.12.24-5.12.24	

Студент _____ Віталій ГЕЛИЧАК
(підпис)

Керівник роботи _____ Василь РИС
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Удосконалення технології та засобу для розбирання та складання пресових з'єднань під час ремонту сільськогосподарської техніки // Дипломна робота. Геличак Віталій Васильович. – Кафедра агроінженерії та технічного сервісу імені проф. О.Д.Семковича – Дубляни, Львівський НУП – 2024. 84 с. – Рис. 35. Табл. – 3. 43 джерела.

У даній роботі було проведено аналіз досліджень щодо кількості та параметрів підшипників кочення та конструкції знімачів. Здійснено аналіз підшипників сільськогосподарської техніки та встановлено, що він має визначену кількість вузлів з підшипниками кочення. Тому виникає потреба сформулювати технічні вимоги до обладнання для розбирання, його конструктивних параметрів і режимів роботи.

Нами проведено огляд пристроїв для випресування підшипників, виявлено основні недоліки.

Основним завданням експериментальних досліджень було визначення критичного зусилля демонтажу підшипників при якому забезпечується цілісність підшипника. Для цього було розроблено обладнання для визначення зусилля демонтажу під час розбирання і складання підшипникових вузлів.

На підставі проведених досліджень визначення зусилля для створення заданого натягу $P_{зн}$ було отримані оцінки математичного сподівання відповідно $M[P_{зн}] = 17,154$ кН, оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{зн}] = 1,733$ кН., що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу; та руйнування кілець підшипників, головні статистичні характеристики яких наступні: оцінки математичного сподівання відповідно $M[P_{рк}] = 32,563$ кН; оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{рк}] = 3,591$ кН. Значення критерію згоди χ^2 – Пірсона відповідно становить $3,076 < 7,778$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1 Основні відомості про підшипникові вузли	9
1.2 Аналіз підшипників сільськогосподарської техніки поширеної в господарствах АПВ	12
1.3 Огляд конструкцій знімачів підшипників	15
Висновки до розділу 1	19
2. ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗНІМАЧІВ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ЗАХОПЛЮВАЧАМИ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ЇХ ДЕМОНТАЖУ З ВАЛІВ	20
2.1. Схема узгодження геометричних параметрів знімачів з геометричними параметрами підшипникових вузлів	20
2.2. Конструктивні схеми знімачів з лапами циліндричної форми для демонтажу підшипників з валів	22
2.3. Обґрунтування геометричних параметрів деталей знімача	29
2.4 Удосконалення технології розбирання та складання пресових з'єднань під час ремонту сільськогосподарської техніки	42
Висновки до розділу 2	44
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	45
3.1 Програма експериментальних досліджень	45
3.2 Обладнання для визначення зусилля демонтажу	45
3.3 Методика визначення гранично допустимого натягу внутрішнього кільця підшипника	52
Висновки до розділу 3	58
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	60
4.1 Результати обґрунтування часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами	60
Висновки до розділу 4	67
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68

5.1. Положення охорони праці на ремонтних підприємствах	68
5.2. Моделювання процесів виникнення аварій і травм.....	70
5.3. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм	73
5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях	75
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79
<i>Додаток А</i>	63

ВСТУП

Актуальність теми. У сільськогосподарській техніці більшість машин, що використовуються в агропромисловому виробництві (АПВ), оснащені значною кількістю підшипникових вузлів. Стан цих вузлів істотно впливає на загальні показники надійності техніки. В умовах сільського господарства, де машини працюють у різноманітних виробничих умовах, стандартне серійне обладнання для демонтажу підшипникових вузлів не завжди є ефективним або можливим для застосування.

Для прикладу, в деяких моделях тракторів кількість підшипників варіюється в межах від 47 до 110 одиниць, а в зернозбиральних комбайнах, таких як CLAAS, число підшипників може досягати 147 штук.

Параметри підшипників, які використовуються в аграрній техніці, істотно відрізняються. За зовнішнім діаметром вони можуть коливатися в межах від 30 мм до 215 мм, тоді як внутрішній діаметр варіюється від 10 мм до 180 мм. Очевидно, що використання лише декількох універсальних знімачів не дозволяє ефективно демонтувати підшипники різних розмірів, що виникає в процесі ремонту техніки.

Така різноманітність розмірів і конструкцій вимагає формулювання технічних вимог до обладнання для обслуговування підшипників, розробки відповідних конструктивних рішень, а також встановлення режимів їх використання, які забезпечать якісне виконання ремонтних робіт.

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – дослідити максимально можливе значення натягу між валом і підшипником, виходячи з міцності внутрішнього кільця підшипника і на підставі цього визначити максимально можливе зусилля, яке можна прикласти під час монтажу і демонтажу підшипника з вала.

Відповідно до поставленої мети необхідно було вирішити наступні завдання:

1. провести аналіз номенклатури і чисельності підшипників у сільськогосподарській техніці;
2. визначити основний діапазон зміни геометричних параметрів підшипників наявних в досліджуваній техніці;
3. провести огляд технічних засобів для демонтажу підшипників;
4. обґрунтувати геометричні параметри деталей знімача
5. експериментально обґрунтувати час виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами.

Об'єкт досліджень – підшипникові вузли сільськогосподарської техніки та обладнання для демонтажу.

Предмет досліджень – залежність зусилля демонтажу підшипника від максимально можливого натягу між валом і внутрішнім кільцем підшипника.

1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Основні відомості про підшипникові вузли

Підшипникові вузли сільськогосподарської техніки є важливими елементами, які забезпечують ефективну передачу руху, зменшення тертя між обертовими та нерухомими частинами машин, а також їх надійну та довговічну роботу. Ці вузли є ключовими компонентами в роботі тракторів, комбайнів, сівалок, культиваторів, прес-підбирачів та іншої техніки, яка використовується для виконання польових робіт, збору врожаю, транспортування матеріалів та інших сільськогосподарських процесів.

Підшипники, що використовуються у вузлах сільськогосподарської техніки, класифікуються за такими основними ознаками [1,4,17,41,42,43]:

1. Тип тертя:

- Підшипники ковзання: працюють за рахунок тертя ковзання між двома поверхнями. Вони прості за конструкцією, але вимагають якісного змащення.

- Підшипники кочення: включають елементи, що котяться (кульки або ролики), між внутрішнім та зовнішнім кільцями, що забезпечує значно менший коефіцієнт тертя порівняно з підшипниками ковзання.

2. Форма елементів, що котяться:

- Кулькові.
- Роликові (циліндричні, конічні, голчасті, бочкоподібні).

3. Напрямок навантаження:

- Радіальні: сприймають навантаження, яке діє перпендикулярно до осі обертання.

- Упорні: сприймають осьове навантаження.

- Радіально-упорні: комбіновані, сприймають як радіальне, так і осьове навантаження.

4. Тип конструкції:

- Однорядні та багаторядні.

- Закриті (з ущільненнями) та відкриті.
- 5. Особливості конструкції для умов експлуатації:
 - Самоустановлювальні: компенсують незначні перекоси валів.
 - Герметичні: для роботи в умовах пилу та вологи.

Особливості конструкції підшипникових вузлів у сільськогосподарській техніці:

1. Герметизація: Підшипникові вузли сільськогосподарської техніки часто оснащуються ущільненнями, які захищають їх від проникнення пилу, бруду, вологи та агресивних хімічних речовин. Герметизація продовжує термін служби підшипників і знижує потребу у частому технічному обслуговуванні.

2. Мастильні матеріали: Використання якісних мастильних матеріалів є ключовим фактором для підвищення зносостійкості підшипників. Для підшипників ковзання застосовують густі або рідкі мастила, а для підшипників кочення — мастильні пластичні матеріали.

3. Матеріали виготовлення: Внутрішні та зовнішні кільця, а також елементи, що котяться, виготовляються з високоміцних легованих сталей, стійких до зношування. Для підшипників ковзання використовують антифрикційні матеріали, наприклад, бронзу, бабіт, або полімери.

4. Стійкість до вібрацій і ударів: Багато вузлів сільськогосподарської техніки працюють у складних умовах підвищених вібрацій і ударних навантажень. Для цього використовуються спеціальні роликові або самоустановлювальні підшипники.

3. Типові вузли з підшипниками у сільськогосподарській техніці

1. Трактори:

- Підшипники вала коробки передач.
- Радіальні підшипники в маточинах коліс.
- Упорні підшипники в рульовому механізмі.
- Голчасті підшипники у карданних валах.

2. Комбайни:

- Підшипники різальних апаратів (кулькові та роликові).
- Вали барабанів молотарки (сферичні роликові).
- Транспортери зерна (підшипники кочення).

3. Прес-підбирачі:

- Підшипники валів приводу.
- Радіально-упорні підшипники у вузлах підбирача.

4. Сівалки та культиватори:

- Підшипники в сошниках та прикочувальних котках.
- У вузлах висівних механізмів (роликові або кулькові).

5. Зерноочисні машини:

- Вентилятори (кулькові підшипники у двигунах).
- Вали вібраційних сит.

Експлуатаційні вимоги до підшипникових вузлів:

1. Стійкість до забруднення: Робота у запилених та забруднених умовах вимагає надійних ущільнень та регулярного технічного обслуговування.

2. Висока зносостійкість: Підшипники мають витримувати тривалі цикли роботи без втрати функціональності.

3. Теплостійкість: Умови роботи, пов'язані з високими температурами, вимагають використання термостійких мастил та матеріалів.

4. Стійкість до корозії: При роботі у вологому середовищі та контакті з агресивними речовинами підшипники повинні бути захищені спеціальними покриттями.

Удосконалення підшипникових вузлів:

1. Використання полімерних матеріалів: У підшипниках ковзання все частіше застосовують полімери, які мають низький коефіцієнт тертя, стійкість до зношування і не вимагають змащування.

2. Самозмащувальні підшипники: У багатьох вузлах використовуються підшипники із самозмащувальними властивостями для зниження потреби у технічному обслуговуванні.

3. Підшипники зі зменшеним тертям: Використання спеціальних мастильних матеріалів та удосконалення конструкції дозволяють знизити енергоспоживання техніки.

4. Інноваційні підшипники ковзання: У таких підшипниках використовують пружинні вкладиші, що дозволяють зменшити тертя, підвищити ресурс і адаптуватися до змінних умов експлуатації.

Переваги правильної експлуатації підшипникових вузлів:

- Зниження експлуатаційних витрат.
- Підвищення продуктивності сільськогосподарської техніки.
- Збільшення строку служби обладнання.
- Мінімізація простоїв через несправності.

Підшипникові вузли є одними з ключових елементів, від яких залежить ефективність роботи сільськогосподарської техніки. Їх правильний вибір, монтаж та технічне обслуговування сприяють тривалій та безперебійній експлуатації машин в умовах, які часто є екстремальними.

1.2 Аналіз підшипників сільськогосподарської техніки поширеної в господарствах АПВ

На сьогоднішній день найбільш ремонтно-затребувана в сільськогосподарських підприємствах сівалка марки СІЧ-3,6; дискова борона АГ-2,4-20 [1,4,17,41,42,43]. Кількісний аналіз підшипників різних типів цієї техніки зазначених марок представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Кількісний аналіз підшипників різних типів

Марка с.г. техніки	Тип підшипника				
	Роликовий конічний	Кульковий радіальний	Кульковий радіально-упорний	Інші	Разом
1	2	3	4	5	6
СІЧ-3,6	4	48	-	-	52
АГ-2,4-20	28	2			30
ПМЗ-8040.2/8240.2	13	41	4	18	76

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
КИЙ-14820	13	35	4	12	64
PCM-181 "Torum"	17	143	-	-	160
PCM-142 "ACROS"	32	100	-	-	132
Всього	107	369	8	30	514

Аналізуючи таблицю 1.1 бачимо, що роликові конічні підшипники в різних марках сільськогосподарської техніки складають 20,82%, кулькові радіальні підшипники складають 71,79%, кулькові радіально-упорні 1,55% та інші – 5,84% від загальної їх кількості. Оскільки основну частину складають роликові конічні та кулькові радіальні підшипники, то необхідно провести їх дослідження на предмет розробки параметричного ряду знімачів.

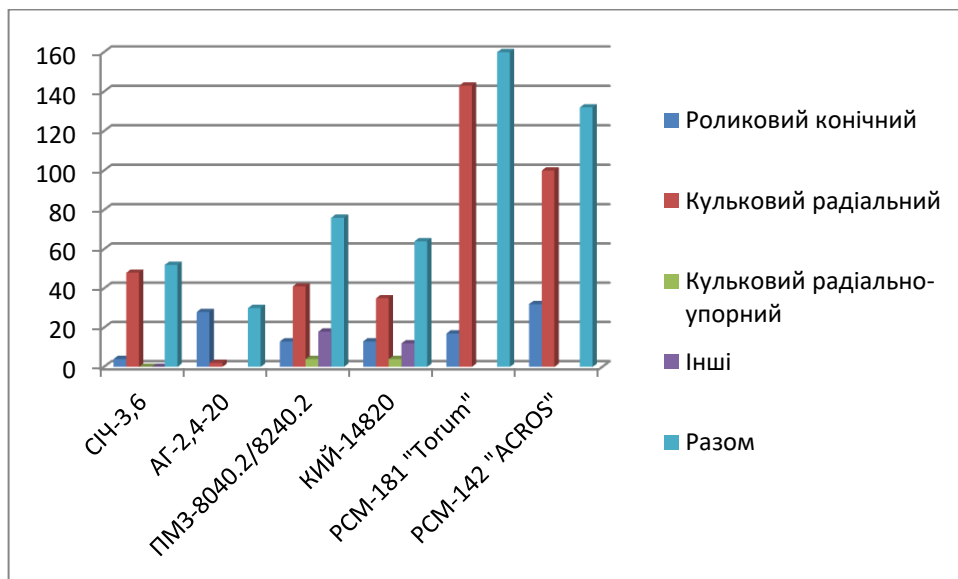


Рисунок 1.1 – Гістограма кількісної характеристики підшипників сільськогосподарської техніки

Аналізуючи гістограму слід відзначити наступне: на комбайні РСМ-181 "Torum" встановлено 143 кулькових радіальних та 17 роликових конічних підшипників; на дисковій бороні АГ-2,4-20 встановлено 2 кулькових радіальних та 28 роликових конічних підшипників.

Розглянемо розмірні ряди роликкових та кулькових радіальних підшипників визначивши їх геометричні параметри (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Основні геометричні параметри підшипників сільськогосподарської техніки

Марка с.г. машини	Геометричний параметр підшипника, мм		
	Внутрішній діаметр, $d_{\min-\max}$	Зовнішній діаметр, $D_{\min-\max}$	Ширина, $B_{\min-\max}$
СІЧ-3,6	17	40	16
АГ-2,4-20	35-40	80-80	32,75
ПМЗ-8040.2/8240.2	12	85	32
КІЙ-14820	12	95	38
PCM-181 "Torum"	20	95	26
PCM-142 "ACROS"	25	100	22
У всіх моделях	17-40	40-100	16-38

Аналіз даних таблиці 1.2 показує, що внутрішній діаметр підшипників, застосованих у різних моделях сільськогосподарської техніки, варіюється в діапазоні від 17 до 40 мм. Зовнішній діаметр підшипників становить від 40 до 100 мм, а їхня ширина коливається в межах 16–38 мм.

На основі проведеного кількісного аналізу підшипників та їхніх геометричних параметрів можна побудувати загальну порівняльну характеристику цих елементів для всіх розглянутих моделей сільськогосподарської техніки. Для наочності результати аналізу представлені у вигляді гістограм (рис. 1.2, 1.3).

Встановлено, що кількість кулькових радіальних підшипників значно перевищує кількість роликкових конічних у всіх розглянутих моделях сільськогосподарської техніки. Це підтверджує їхнє домінуюче застосування в конструкціях зазначених машин.

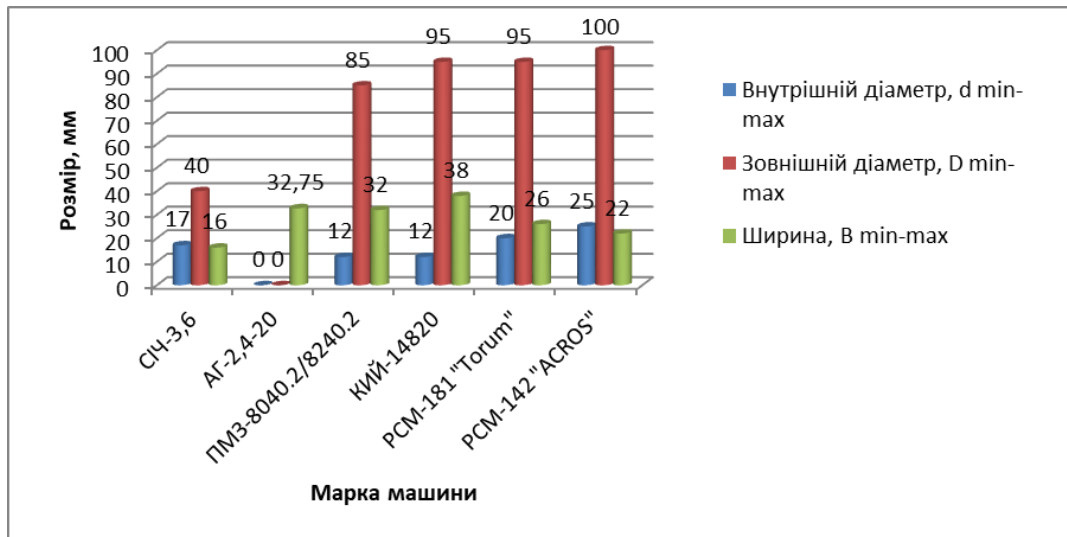


Рисунок 1.2 – Гістограма розмірних параметрів підшипників

Якщо розглядати сукупність наведених моделей сільськогосподарських машин, то діапазон розведення захоплювачів для демонтажу підшипників з вала становить 100 мм (від 10 до 100 мм), а для демонтажу підшипників з корпусних деталей – 40 мм (від 5 до 100 мм). На сам перед розглянемо групу підшипників найпоширенішого розмірного ряду, які застосовуються на різних маках сільськогосподарської техніки.

1.3 Огляд конструкцій знімачів підшипників

У зарубіжному виробництві значна увага приділяється розробці спеціалізованого обладнання для станцій технічного обслуговування. Цим активно займаються як компанії-виробники сільськогосподарської техніки, так і підприємства, що спеціалізуються на випуску інструментів і технологічного обладнання для сервісних центрів різних спеціалізацій.

Аналізуючи обладнання, яке переважно виготовляється зарубіжними виробниками, було виявлено, що німецька компанія KLANN пропонує комплект кільцевих надставок, призначених для заміни підшипників маточин коліс легкових автомобілів європейських брендів [1]. Водночас, цей комплект часто використовують під час ремонту іншої техніки.

Прикладом організації технічного обслуговування можуть слугувати фірми-виробники вантажівок, такі як VOLVO та RENAULT, які оснащують свої технічні центри спеціальним обладнанням для виконання усіх операцій з розбирання та складання. Це дозволяє значно скоротити тривалість ремонту, мінімізувати ризик пошкодження деталей та виключити можливість травмування персоналу. Однак, на основі аналізу доступних інформаційних джерел, не вдалося знайти даних про компанії в Україні, які б займалися розробкою або виробництвом пристроїв і обладнання для демонтажу пресових з'єднань у машинах конкретних марок та моделей, а також для заміни різних видів підшипників, що використовуються в автомобілях, тракторах і сільськогосподарській техніці.

Розширення номенклатури підшипникових вузлів, а також збільшення діапазону налаштування знімачів за параметрами діаметра та відстані підшипників від торця деталей створюють додаткові виклики. Зокрема, виникає необхідність визначення оптимального параметричного ряду знімачів, які підходять для заміни підшипників автотракторного парку заданої номенклатури. У зв'язку з цим наступним етапом наших досліджень стало вивчення конструкцій існуючих знімачів.

Дослідження були зосереджені на серійно випущених моделях знімачів, які вже освоєні у виробництві, а також на інноваційних конструкціях, захищених авторськими свідоцтвами та патентами. Джерелами інформації стали електронні бази даних і каталоги інструментів, зокрема продукція компанії FORCE [39], база даних шведської фірми SKF [39], та інші доступні інформаційні ресурси.

Серед виявлених конструкцій знімачів особливу увагу привернули пристрої, які представлені на рис. 1.1-1.2. Ці комплекти обладнання, розроблені виробниками, призначені для демонтажу підшипників кочення з валів різної конструкції та конфігурації, що застосовуються в технічних засобах.

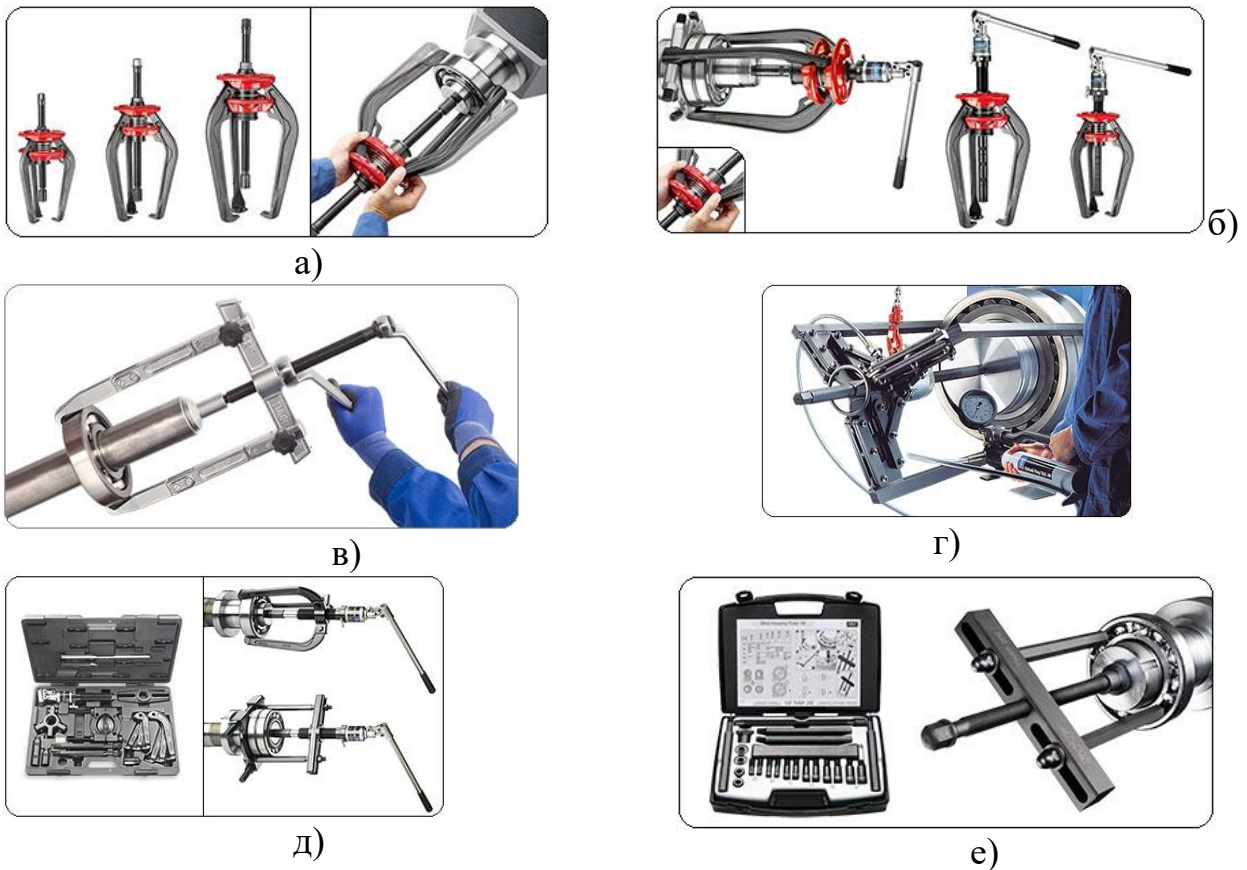


Рисунок 1.1 – Знімачі та пристрої фірми SKF

а) Механічні знімачі серії Easy Pull оснащені пружинними захоплювачами, що автоматично встановлюються, і можуть працювати у парі з гідропідсилювачем. Ці знімачі здатні забезпечувати зусилля 60, 80 та 120 кН, залежно від моделі.

б) Гідравлічні знімачі версії Easy Pull серії TMM 75N оснащені запобіжними клапанами в шпинделі, які захищають обладнання від перевантажень, що забезпечує їх надійність і тривалий термін служби.

в) Багатофункціональний механічний знімач розроблений для демонтажу як внутрішніх, так і зовнішніх компонентів. Його стандартний модельний ряд дозволяє працювати з широким спектром розмірів підшипників, що робить цей знімач універсальним інструментом.

г) Гідравлічні знімачі серії THMP 15, 30, 50 поєднують високу потужність із безпечним використанням. Вони забезпечують максимальне зусилля знімання до 50 т. Інноваційна система тяг дозволяє зрівноважити навантаження та знизити ризик пошкодження деталей або валу.

д) Знімач ТМНР 10Е обладнаний гідроциліндром, здатним забезпечити зусилля до 100 кН. Наявність подовжувачів гідроприводу дозволяє швидко налаштувати пристрій на потрібну довжину знімання, що підвищує його ефективність у різних умовах.

е) Знімач серії ТМВР 20Е спеціально створений для вилучення кулькових підшипників із глухих отворів без необхідності повного розбирання вузла. Додаткові тяги дозволяють налаштувати робочу довжину до 583 мм, забезпечуючи максимальну гнучкість у роботі.

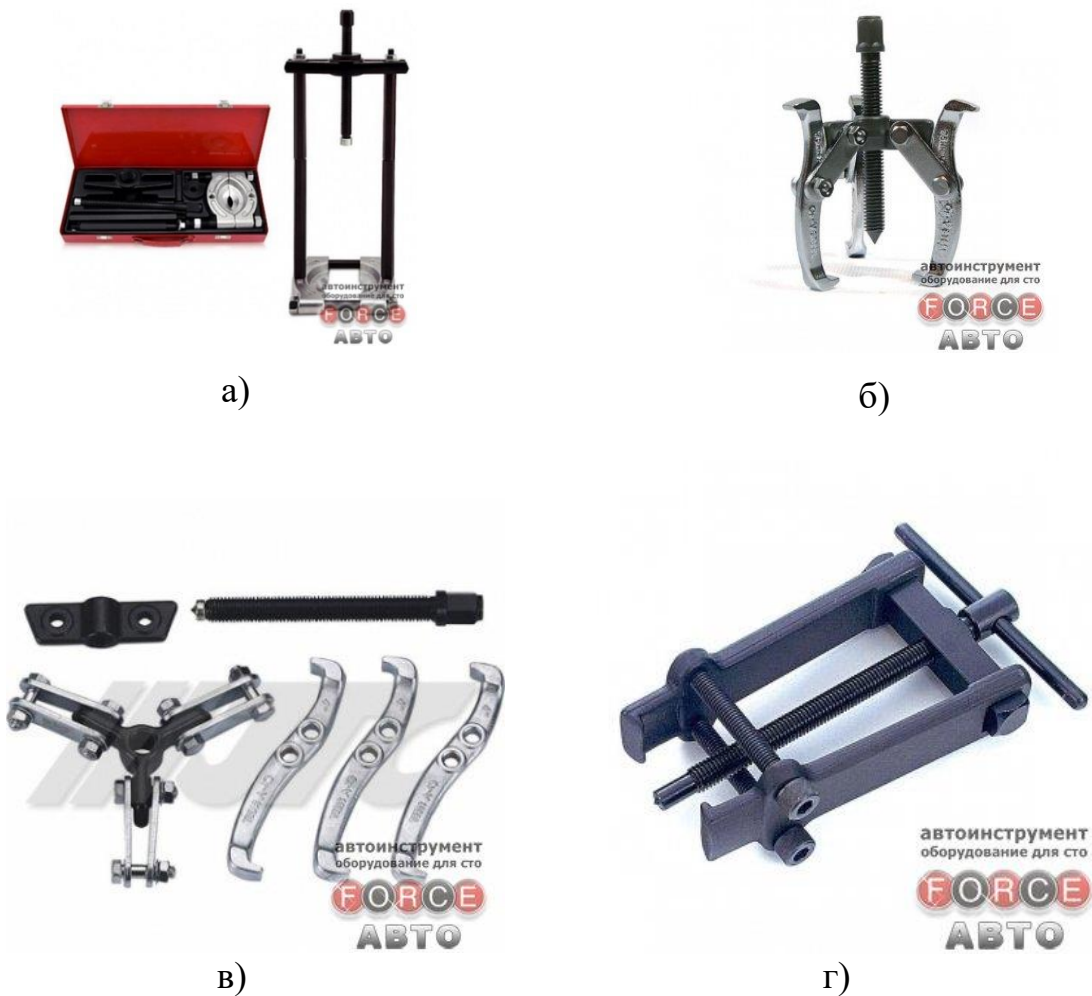


Рисунок 1.2 – Знімачі фірми FORCE

а) Знімач підшипників серії JGAD 1201 розроблений для демонтажу кулькових і роликів підшипників. Стиснення сепаратора забезпечується

завдяки рівномірному затягуванню гайок на розпирних болтах, що гарантує ефективність демонтажу.

б) Механічний знімач серії 6590206 F оснащений трьома лапами з можливістю розведення до 300 мм. Така конструкція забезпечує універсальність у роботі з підшипниками різного діаметра.

в) Універсальний механічний знімач серії 35167 JTC має спеціальну конфігурацію лап, яка дозволяє знімати підшипники як з валів, так і з отворів, що робить цей інструмент багатофункціональним.

г) Механічний знімач підшипників серії 666A080 F характеризується фіксованою шириною захоплення лап, що забезпечує стабільність і точність у процесі демонтажу.

Висновки до розділу 1

1. Геометричні характеристики підшипників, що застосовуються в сільськогосподарських машинах, варіюються в значних межах, що підтверджує необхідність використання знімачів із конкретними параметрами.

2. На сьогоднішньому ринку представлений широкий вибір знімачів, як спеціалізованих, так і універсальних, що дозволяють демонтувати підшипники різних розмірів.

3. Досвід ремонтних робіт показує, що в залежності від конструктивних особливостей підшипникових вузлів, використання деяких знімачів може виявитися неефективним, незручним або навіть неможливим.

2. ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗНІМАЧІВ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ЗАХОПЛЮВАЧАМИ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ЇХ ДЕМОНТАЖУ З ВАЛІВ

2.1. Схема узгодження геометричних параметрів знімачів з геометричними параметрами підшипникових вузлів

При проведенні складання або розбирання підшипникових вузлів на деталі діють зусилля, які можуть викликати їх деформацію. Це створює необхідність вибору знімачів та пристроїв, здатних виконувати операції без пошкодження елементів підшипникових вузлів [37,41,42].

Для проектування конструктивної схеми знімача слід враховувати як конструкцію вузла, де встановлено підшипники, так і геометричні параметри самого знімача. На рис. 2.1 представлена схема, що ілюструє геометричні параметри підшипникового вузла та знімача.

З аналізу схеми видно, що для виведення підшипника за торець вала необхідно перемістити його на відстань l_n . На ділянці l_c відбувається спресування підшипника, а на ділянці $l_n - l_c$ його вільне переміщення. У більшості конструкцій підшипникових вузлів величина спресування l_c відповідає ширині підшипника B .

Параметр CC визначає максимально допустиму товщину захоплювачів лап знімача. Значення d_3 задає мінімальну відстань між захоплювачами лап, які фіксують підшипник за зовнішній діаметр.

На основі розглянутих параметрів можна зробити висновок: якщо $l_n < 2B$, то опорна частина штока знімача $d_{ш}$ повинна бути меншою за d . Ширина траверси знімача повинна забезпечувати розведення лап на величину $D_{max} + 2Y$, де Y – зазор для захоплення підшипника.

Ці геометричні умови є критичними для забезпечення точності, безпеки і ефективності процесу демонтажу підшипникових вузлів.

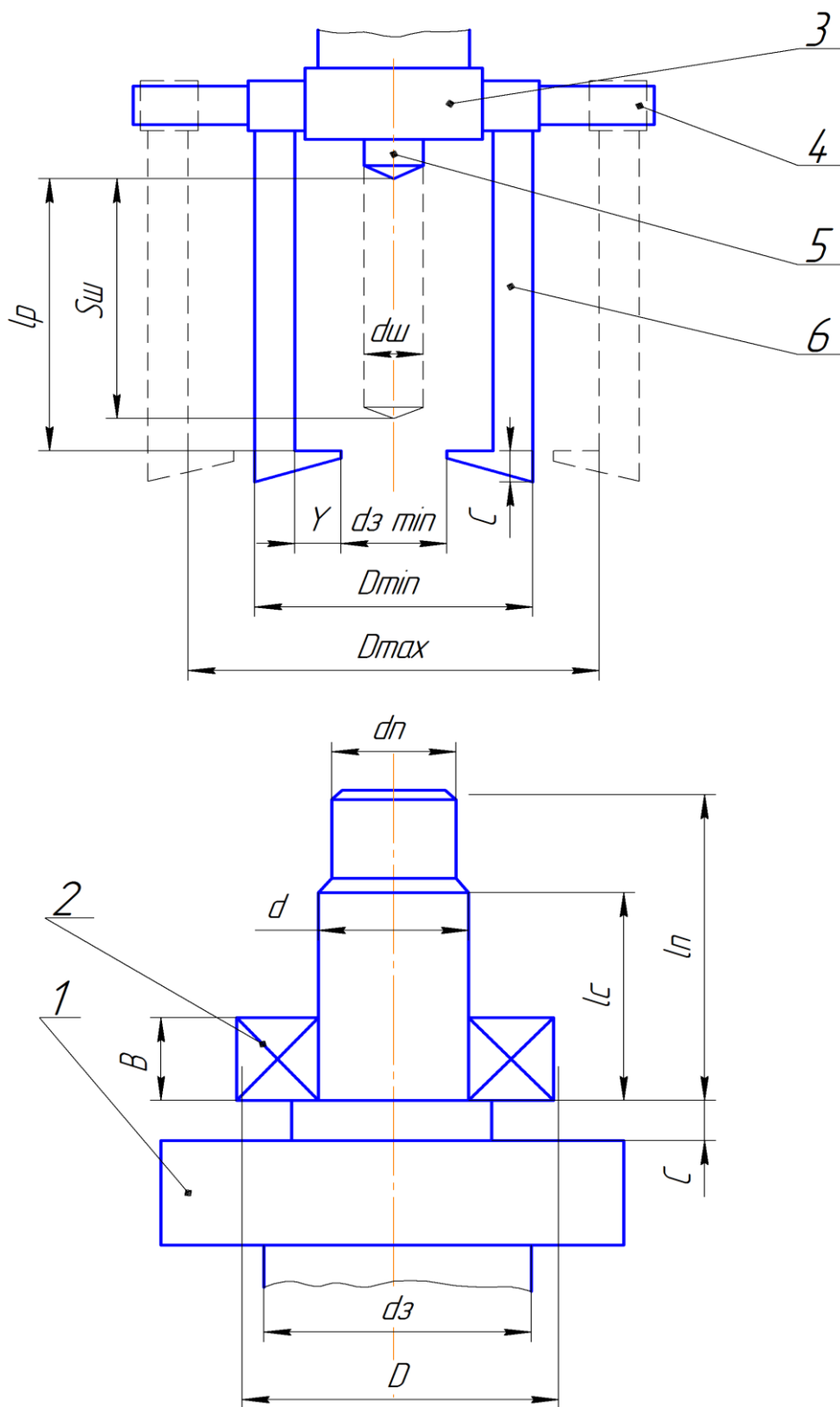


Рисунок 2.1. Схема для узгодження геометричних параметрів знімача з геометричними параметрами підшипникового вузла: 1 – вал; 2 – підшипник; 3 – силовий циліндр; 4 – траверса; 5 – шток; 6 – захоплювач.

Для ефективного використання знімача і реалізації процесу спресування необхідно, щоб задовольнялись наступні умови:

Для повного спресування підшипника

$$S_{\text{ш}} \geq l_c, \quad (2.1)$$

Для можливості захоплення підшипника

$$L_p \geq l_{\text{п}}, \quad (2.2)$$

Для максимальної площі контакту захоплювачів з торцем підшипника і контактом із зовнішньою циліндричною поверхнею кільця підшипника

$$\frac{(D-d_3)}{2} \geq Y, \quad (2.3)$$

Для можливості зведення захоплювачів даної конфігурації на потрібну величину

$$C \geq C_3 \quad (2.4)$$

Як видно, для оптимізації процесів розбирання підшипникових вузлів геометричні параметри знімачів повинні бути узгодженими з геометричними параметрами вузлів.

2.2. Конструктивні схеми знімачів з лапами циліндричної форми для демонтажу підшипників з валів

Для виконання завдання розробки знімачів для демонтажу деталей з валів, встановлених з натягом, включаючи кулькові радіальні та роликові кінчні підшипники, нами були запропоновані конструкції знімачів, які забезпечують ефективність роботи в умовах обмеженого доступу до підшипникових вузлів. Однією з ключових особливостей запропонованих рішень є створення максимальної площі контакту між торцем кільця підшипників і лапами знімача за допомогою конструкцій із циліндричними формами лап (рис. 2.2–2.5) [4,10,13,17,27,32,33,34].

Особливості конструкції та принцип роботи знімача (рис. 2.2):

- Знімач призначений для циліндричних деталей і забезпечує максимальний контакт робочої поверхні лап із деталлю, що знімається.
- Основними елементами конструкції є:

1. Шток гідроциліндра (1), який є головною силовою частиною знімача.
2. Опора (2), на яку встановлюються лапи (3) і яка виконує функцію базової фіксації.
3. Лапи (3), які забезпечують контакт із деталлю (6), кількість яких визначається необхідним зусиллям та рівнем доступу до підшипника.
4. Фіксуючі кільця (4), які утримують лапи у фіксованому положенні, запобігаючи радіальному переміщенню.
5. Штифти (5), що фіксують лапи від обертання навколо осі штока.
6. Вал (7), з якого знімається деталь (6).

Принцип дії:

1. Лапи знімача радіально встановлюються на опору (2) і впираються в торець деталі (6), що підлягає демонтажу.
2. Кожна лапа фіксується штифтом (5) від обертання та фіксуючими кільцями (4) від радіального переміщення.
3. При активації гідроциліндра шток (1) починає тиснути на торець вала (7), створюючи зусилля для переміщення деталі (6).
4. Деталь переміщується вздовж вала до виходу за його межі.

Переваги конструкції:

- Циліндрична форма лап забезпечує рівномірний розподіл зусилля на торець деталей, що запобігає їх деформації.
- Можливість застосування в умовах обмеженого доступу до підшипникових вузлів.
- Конструкція дозволяє працювати з деталями різних діаметрів завдяки гнучкості в налаштуванні кількості лап.

Такий знімач є ефективним рішенням для обслуговування та ремонту підшипникових вузлів різної конструкції, що широко використовуються у сільськогосподарській техніці та промислових машинах.

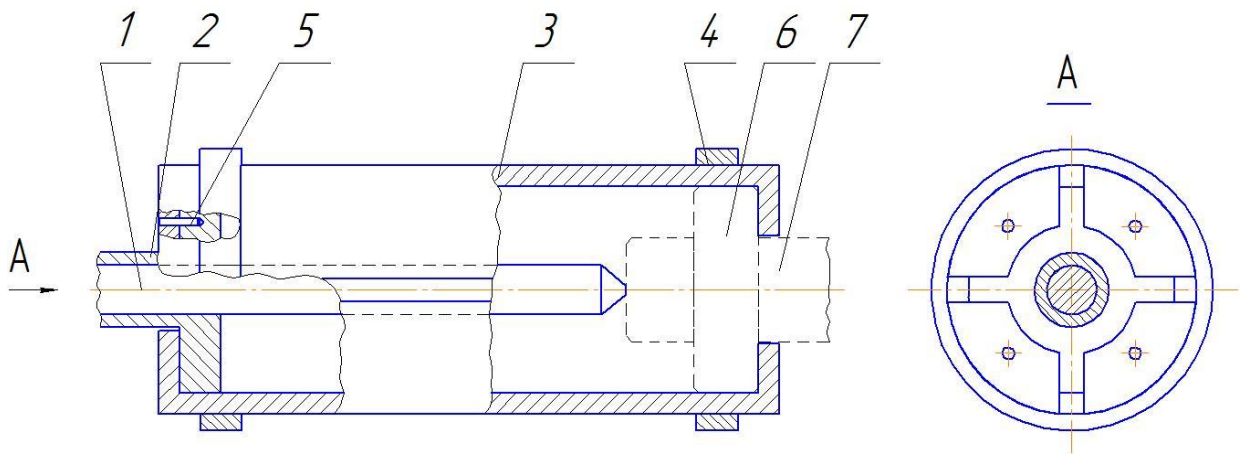


Рисунок 2.2 – Знімач циліндричних деталей з максимальним контактом робочої поверхні лап з деталлю: 1 – шток гідроциліндра; 2 – опора; 3 – лапа; 4 – фіксує кільце; 5 – штифт; 6 – підшипник; 7 – вал.

На рис. 2.3 зображено знімач підшипників з симетричними лапами циліндричної форми.

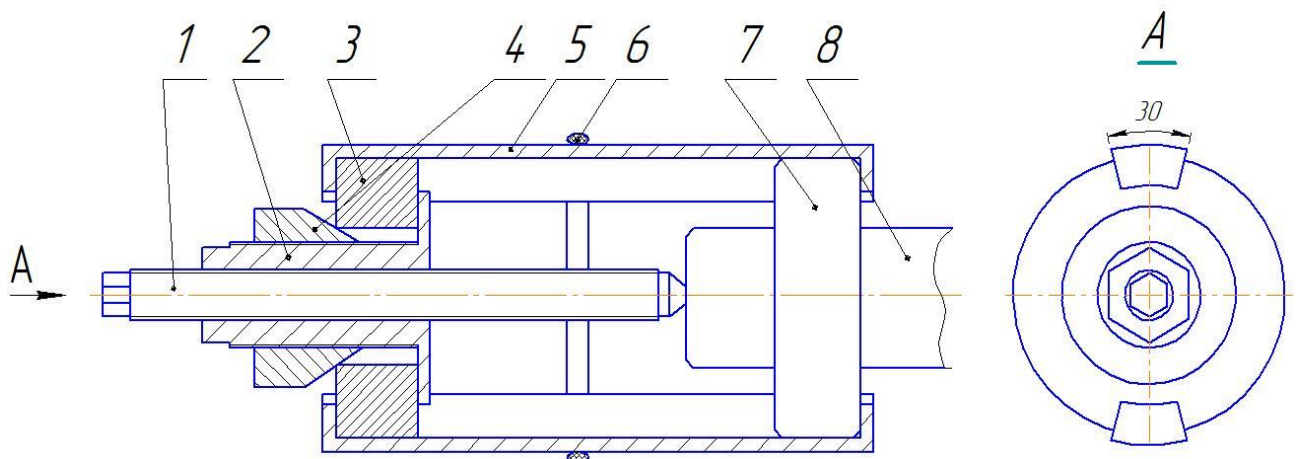


Рисунок 2.3 – Знімач підшипників з симетричними лапами циліндричної форми: 1 – силовий гвинт; 2 – маточина; 3 – опора; 4 – конусна втулка; 5 – лапа; 6 – пружне кільце; 7 – підшипник; 8 – вал.

Запропонований знімач призначений для зняття підшипників із валів за допомогою гвинтового механізму та системи лап, які забезпечують рівномірний розподіл зусилля по всій площі контакту з деталлю. Конструкція знімача представлена наступними елементами:

- Гвинт (1): На одному кінці гвинта розташований шестигранник, який забезпечує можливість обертання гайковим ключем. Гвинт вкручується в маточину (2), створюючи необхідне зусилля для знімання підшипника.

- Маточина (2): Служить для фіксації та передачі зусилля від гвинта на опору (3).

- Опора (3): Має зовнішній діаметр, рівний діаметру підшипника, що знімається. Опора може бути виконана у вигляді аналогічного підшипника.

- Конус (4): Встановлюється на зовнішній різьбі маточини для центрування опори.

- Лапи (5): Забезпечують захоплення підшипника з зовнішньої поверхні. Лапи фіксуються пружним кільцем (6) для забезпечення надійного контакту.

- Підшипник, що демонтується (7): Розташований на валу (8).

Принцип роботи:

1. Лапи (5) встановлюються на опору (3) та на підшипник (7), що знімається.

2. Пружне кільце (6) фіксує лапи для забезпечення стабільності.

3. За допомогою ключа обертається гвинт (1), що створює зусилля, яке передається через маточину (2) та опору (3) на лапи.

4. Лапи рівномірно передають зусилля на підшипник, забезпечуючи його демонтаж із вала.

Характеристики лап:

- Лапа виготовляється зі сталі марки 45Х.
- Номінальний внутрішній діаметр лапи — 80 мм.
- Кут охоплення — 30°.
- Товщина лапи — 4 мм.
- Максимальне зусилля, яке передає одна лапа, — 10 000 Н.
- Лапи можуть використовуватись для підшипників із зовнішнім діаметром від 30 до 130 мм.

Знімач із коливними лапами (рис. 2.4):

Додатково розроблено знімач із коливними лапами, який дозволяє

працювати у важкодоступних місцях. Основні елементи [4,10,13,17,27,32,33,34]:

- Лапи (3): Коливні циліндричної форми, які фіксуються на опорі (2).
- Шток гідроциліндра (1): Передає зусилля на лапи через опору.
- Еластичні кільця (4): Використовуються для фіксації лап у розведеному або захопленому стані.

Переваги конструкції:

- Можливість використання в умовах обмеженого доступу.
- Зміна кількості лап залежно від конструкції підшипникового вузла та зони доступу.

• Надійне захоплення підшипника завдяки конструктивним особливостям лап.

Ці знімачі забезпечують безпечний та ефективний демонтаж підшипників, запобігаючи пошкодженню деталей.

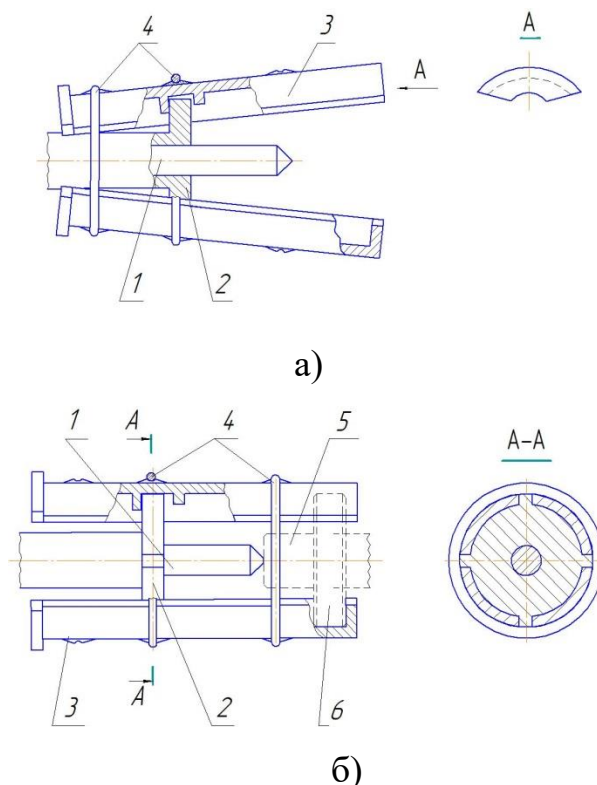


Рисунок 2.4 – Знімач підшипників з коливними лапами циліндричної форми: а) положення розведеного стану; б) положення захопленого стану; 1 – шток гідроциліндра; 2 – опора; 3 – лапа; 4 - еластичні стяжні кільця; 5 – вал; 6 – підшипник.

На рис. 2.5. наведена схема знімача з циліндричними лапами для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом.

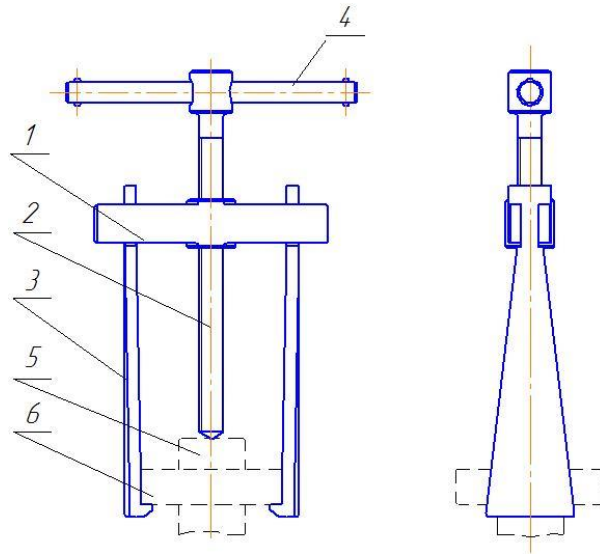


Рисунок 2.5 – Знімач з циліндричними лапами для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: 1 – траверса; 2 – силовий гвинт; 3 – захоплюючі лапи; 4 – важіль; 5 – вал; 6 – деталь, що знімається.

Запропонований знімач складається з наступних основних компонентів:

- Траверса (1): Основний елемент конструкції, в який вкручується силовий гвинт.
- Силовий гвинт (2): Використовується для створення необхідного зусилля під час демонтажу деталі.
- Захоплюючі лапи (3): Призначені для контакту з бічною поверхнею деталі, що знімається.
- Важіль (4): Служить для обертання силового гвинта.
- Деталь, що демонтується (6): Елемент, який необхідно зняти.
- Вал (5): Місце, де закріплена деталь.

Принцип роботи:

1. Початкове позиціонування: Силовий гвинт (2) центрується на торці вала (5), утримуючи траверсу (1) в стабільному положенні.
2. Контакт лап із деталлю: Використовуючи важіль (4), гвинт

вкручується до моменту, коли захоплюючі лапи (3) входять у контакт із деталлю (6).

3. Зведення лап: Лапи (3) притискаються до бічної поверхні деталі (6), забезпечуючи надійне захоплення.

4. Демонтаж: Обертанням силового гвинта (2) за допомогою важеля (4) створюється зусилля, необхідне для зняття деталі. Конфігурація лап забезпечує рівномірний розподіл навантаження, запобігаючи пошкодженню деталі.

Особливості конструкції:

- Лапи циліндричної форми забезпечують значно більшу площу контакту в порівнянні з традиційними лапами, що запобігає пошкодженню деталі під час демонтажу.

- Конструкція дозволяє передавати значно більші зусилля при компактних геометричних розмірах лап.

Для розрахунку параметрів знімача, користуючись схемою на рис. 2.5, необхідно врахувати:

- Геометричні параметри вузлів машин, таких як зовнішній і внутрішній діаметри підшипників, ширина кільця.

- Максимальне зусилля запресування підшипника, яке залежить від класу точності та посадки.

Формули розрахунків можуть включати:

- Визначення максимального зусилля демонтажу на основі натягу між валом і внутрішнім кільцем підшипника.

- Розрахунок напружень у лапах залежно від матеріалу та конструкції.

Запропонована конструкція знімача з лапами циліндричної форми ефективно вирішує завдання демонтажу підшипників із пресових з'єднань, забезпечуючи високий рівень безпеки та мінімізуючи ризик пошкодження деталей. Це досягається завдяки оптимальному розподілу навантажень і використанню сучасних матеріалів у конструкції лап.

2.3. Обґрунтування геометричних параметрів деталей знімача

Під час аналізу конструкцій пристроїв, призначених для монтажу і демонтажу напресованих підшипників на вали, складно виявити їх конструктивні можливості. Основна увага зосереджується на тому, які навантаження здатні витримати деталі пристрою, а також які процеси можуть відбуватися в контексті стійкості до руйнування матеріалів, з яких виготовлені ці елементи. Також важливим є аналіз взаємодії деталей між собою під час робочого процесу [36,36,37,38].

У ряді конструкцій спостерігається деформація різьбових з'єднань на силових гвинтах, яка відбувається через процес зминання. У місцях концентрації навантаження виникає руйнування матеріалу, працюючого на зріз. Крім цього, «плечі» траверси часто піддаються згинальним навантаженням, що призводить до деформації деталі, коли на неї діють великі зусилля.

Літературні джерела [36,36,37,38], які стосуються конструкції таких інструментів, зазвичай не розкривають детальних розмірів елементів пристрою, а також не надають характеристик матеріалів, з яких виготовлені ці елементи. У зв'язку з цим ми не знайшли методик, які б дозволили розрахувати допустимі навантаження для деталей конструкції, а також дії силових моментів з метою уникнення деформацій та руйнувань. Тому було прийнято рішення самостійно провести аналіз конструкції. Для цього ми визначили низку конструктивно обґрунтованих розмірів на основі аналізу з'єднань типу підшипник-вал.

Було здійснено розрахунок траверси знімача на згинальний момент, щоб знайти оптимальні геометричні параметри деталі з урахуванням механічних властивостей матеріалу. Передусім, ми визначили низку параметрів, які вже відомі.

Максимальне зусилля, необхідне для запресування підшипника на вал у розглянутих вузлах, складає 41,24 кН. Для спрощення розрахунків було прийнято зусилля в 50 кН. Це означає, що на середину траверси діє сила

величиною 50 кН. Оскільки траверса має конструкцію двоплечого важеля, відносно осі обертання, то на кожне плече припадає по 0,5 від прикладеної сили. З огляду на конструкцію, траверса працює на згинання, що дозволяє провести розрахунок оптимальних параметрів [36,36,37,38].

В нашому випадку точки прикладання зусиль рівновіддалені від центру. На основі аналізу підшипникових вузлів було визначено, що довжина між крайніми точками становить 150 мм. З урахуванням зазначених параметрів було побудовано епюру згинальних моментів (рис. 2.6).

Відповідно до правил побудови епюр, якщо на довжині плеча відсутнє розподілене навантаження, поперечна реакція R має форму прямокутника, а згинальний момент є похилою лінією. У точках, де поперечна реакція R більша за нуль, згинальний момент зростає, а в точках, де R менше за нуль, момент зменшується. Для симетрично закріплених і навантажених балок поперечна реакція R є обернено симетричною, а згинальний момент демонструє прямосиметричність [12,20].

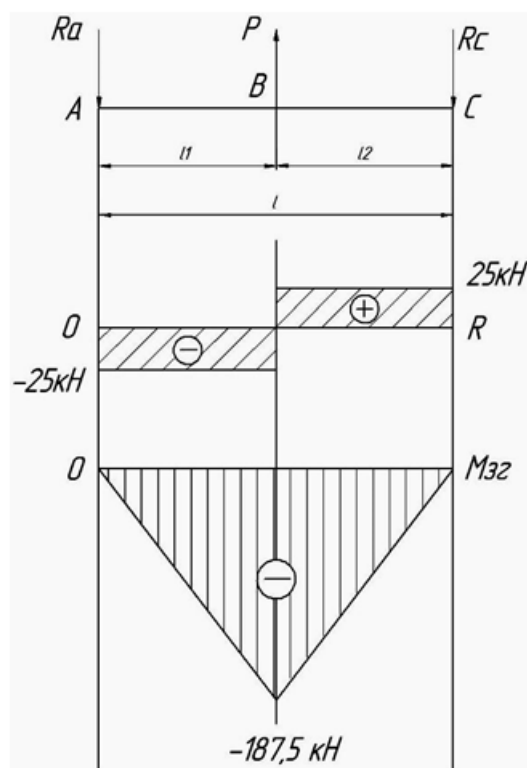


Рисунок 2.6 – Епюра згинаючих моментів траверси

Визначаємо поперечну реакцію R :

$$R = \frac{F \cdot l_1}{l}, \text{ кН} \quad (2.5)$$

де F – зусилля, що діє на середину траверси, $F = 50 \text{ кН}$;

l – загальна довжина траверси, $l = 15,0 \text{ см}$;

Довжина плеча траверси l_1 визначаємо за формулою:

$$l_1 = 0,5 l, \text{ см} \quad (2.6)$$

$$l_1 = 0,5 \cdot 15,0 = 7,5 \text{ см}$$

$$R_A = \frac{F \cdot l_1}{l} = \frac{50 \cdot 7,5}{15} = 25 \text{ кН}$$

$$R_C = \frac{F \cdot l_1}{l} = \frac{50 \cdot 7,5}{15} = 25 \text{ кН}$$

Розрахунок поперечної сили, що діє на траверсу в точках прикладання зусиль, дозволяє перейти до визначення згинаючого моменту вздовж усієї довжини траверси в цих точках. Для знаходження згинаючого моменту в характерних точках А, В, С, використовуємо наступну формулу:

$$M_{зг} = F \cdot l, \text{ кН} \cdot \text{см}^2 \quad (2.7)$$

$$M_{зг AB} = R_A \cdot (l - l_1) = 25 \cdot (15 - 7,5) = 187,5 \text{ кН} \cdot \text{см},$$

$$M_{зг CB} = R_C \cdot (l - l_1) = 25 \cdot (15 - 7,5) = 187,5 \text{ кН} \cdot \text{см},$$

Після знаходження згинаючого моменту визначаємо момент опору поперечного перерізу деталі. Для цього розглянемо, який поперечний переріз є в конструкції траверси (рис. 2.7) і відповідно вирахуємо напруження деталі в точках дії сил згинання.

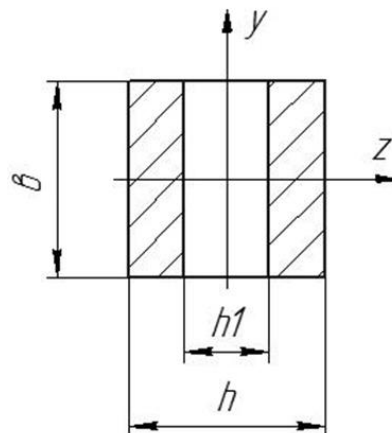


Рисунок 2.7 – Площа поперечного перерізу траверси

Конструктивно приймаємо такі значення геометричних параметрів траверси: $b = 3,5\text{ см}$; $h_1 = 1,5\text{ см}$; $h = 3,5\text{ см}$

За такою площиною поперечного перерізу визначаємо момент опору за формулами [12,20]:

$$W_z = \frac{b^2(h-h_1)}{6}, \text{ см}^3 \quad (2.8)$$

$$W_z = \frac{3,5^2(3,5 - 1,5)}{6} = 4,1 \text{ см}^3,$$

$$W_y = \frac{b(h^3-h_1^3)}{6 \cdot h}, \text{ см}^3 \quad (2.9)$$

$$W_y = \frac{3,5(3,5^3 - 1,5^3)}{6 \cdot 3,5} = 6,6 \text{ см}^3$$

Визначивши згинаючий момент M та момент опору, можна обчислити напруження, що виникає у точці прикладання зусилля. Напруження згину розраховується за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W}, \text{ кН/см}^2 \quad (2.10)$$

$$\sigma_{зг z} = \frac{187,5}{4,1} = 45,7 \text{ кН/см}^2$$

$$\sigma_{зг y} = \frac{187,5}{6,6} = 28,4 \text{ кН/см}^2$$

Отримані результати порівняємо з довідковим допустимим напруженням при згині сталі 60С2 [12,20].

$$\sigma_{зг} \leq [\sigma_{зг}], \text{ кН/см}^2 \quad (2.11)$$

Цілісність деталі буде зберігатись при умові

$$[\sigma_{зг}] = 540 \text{ МПа} = 54 \text{ кН/см}^2$$

$$45,7 \text{ кН/см}^2 \leq 54 \text{ кН/см}^2$$

$$28,4 \text{ кН/см}^2 \leq 54 \text{ кН/см}^2$$

Відповідно до отриманих результатів розрахунків можна зробити висновок, що деталь із заданими геометричними параметрами здатна витримувати зусилля величиною 50 кН.

Наступним кроком є розрахунок міцності різьбового з'єднання траверси знімача та силового гвинта на зріз витків різьби. Це дозволить

перевірити, чи відповідає з'єднання умовам міцності. Умову міцності для такого з'єднання можна записати у вигляді [12,20]:

$$\tau \leq [\tau_{зр}], \text{ кН/см}^2 \quad (2.12)$$

$$\tau = \frac{Q}{F}, \quad (2.13)$$

де Q – сила, що діє на різьбове з'єднання, кН;

F_3 – площа контакту різьбового з'єднання на яке діє прикладене зусилля, см^2 .

Конструкція дозволяє виконати такі види різьби як метричну, трапецієвидну і прямокутну. Площу дотичної поверхні знаходимо за формулою [12,20]:

$$F_{з\text{ гв}} = \pi \cdot d_1 \cdot k \cdot H, \text{ см}^2 \quad (2.14)$$

$$F_{з\text{ гай}} = \pi \cdot d_1 \cdot k \cdot H, \text{ см}^2 \quad (2.15)$$

де d – діаметр різьби, см;

k – коефіцієнт, який враховує виконання різьби (для метричної $k_1 = 0,78$ – гайка, $k_2 = 0,75$ – гвинт; для трапецієвидної $k_1 = k_2 = 0,65$; для прямокутної $k_1 = k_2 = 0,5$);

H – висота робочого профілю різьби, см.

Конструктивно приймаємо діаметр різьби рівний 2,0 см, таким чином $d = 2,0$ см; $d_1 = 1,84$ см. За рядом конструктивних параметрів висоту робочого профілю приймемо 4,0 см. Знаючи значення всіх параметрів отримаємо

$$F_{з\text{ гв}} = 3,14 \cdot 1,84 \cdot 0,75 \cdot 4,0 = 17,33 \text{ см}^2,$$

$$F_{з\text{ гай}} = 3,14 \cdot 2,0 \cdot 0,78 \cdot 4,0 = 19,6 \text{ см}^2,$$

$$\tau_{\text{гв}} = \frac{50}{17,33} = 2,9 \text{ кН/см}^2,$$

$$\tau_{\text{гай}} = \frac{50}{19,6} = 2,5 \text{ кН/см}^2,$$

Отримавши розрахункові значення напруження матеріалу порівняємо їх з допустимим напруженням при зрізі обравши для траверси сталь 60С2, для силового гвинта сталь 45Х [12,20].

$$[\tau_{зр}]_{\text{гв}} = 135 \text{ МПа} = 13,5 \text{ кН/см}^2,$$

$$[\tau_{зр}]_{гай} = 260 \text{ МПа} = 26,0 \text{ кН/см}^2,$$

$$2,9 \text{ кН/см}^2 \leq 13,5 \text{ кН/см}^2$$

$$2,5 \text{ кН/см}^2 \leq 26,0 \text{ кН/см}^2$$

Нерівність цілком виконується, таким чином метрична різьба з прийнятими параметрами буде витримувати навантаження більше за 50 кН.

Проведемо даний розрахунок для трапецієвидної різьби.

$$F_{з\text{ ГВ}} = 3,14 \cdot 1,84 \cdot 0,65 \cdot 4,0 = 15,02 \text{ см}^2,$$

$$F_{з\text{ гай}} = 3,14 \cdot 2,0 \cdot 0,65 \cdot 4,0 = 16,32 \text{ см}^2,$$

$$\tau_{ГВ} = \frac{50}{15,02} = 3,32 \text{ кН/см}^2,$$

$$\tau_{гай} = \frac{50}{16,32} = 3,06 \text{ кН/см}^2,$$

$$3,32 \text{ кН/см}^2 \leq 13,5 \text{ кН/см}^2$$

$$3,06 \text{ кН/см}^2 \leq 26,0 \text{ кН/см}^2$$

У розглянутому випадку нерівність, яка характеризує умову міцності, також повністю виконується. Це свідчить про те, що трапецієвидна різьба з обраними параметрами здатна витримати навантаження в 50 кН без пошкоджень.

Для аналізу й вибору найбільш оптимального типу різьби необхідно провести аналогічний розрахунок для прямокутної різьби. Це дозволить порівняти міцнісні характеристики обох варіантів та обрати той, який забезпечує найкращу стійкість до навантажень за заданих умов експлуатації.

$$F_{з\text{ ГВ}} = 3,14 \cdot 1,84 \cdot 0,5 \cdot 4,0 = 11,55 \text{ см}^2,$$

$$F_{з\text{ гай}} = 3,14 \cdot 2,0 \cdot 0,5 \cdot 4,0 = 12,56 \text{ см}^2,$$

$$\tau_{ГВ} = \frac{50}{11,55} = 4,32 \text{ кН/см}^2,$$

$$\tau_{гай} = \frac{50}{12,56} = 3,98 \text{ кН/см}^2,$$

$$4,32 \text{ кН/см}^2 \leq 13,5 \text{ кН/см}^2$$

$$3,98 \text{ кН/см}^2 \leq 26,0 \text{ кН/см}^2$$

У цьому випадку прямокутна різьба з обраними параметрами також здатна витримати навантаження в 50 кН. Однак найоптимальнішим рішенням для з'єднання деталей знімача є використання метричної різьби, що забезпечує високу надійність та зручність у виготовленні.

Наступним етапом є виконання розрахунку захоплюючих лап на розрив (у площині А-А), зріз (у площині Б-Б), а також зминання (у площині В-В) (рис. 2.8). У конструкції лапи знімача виділяються два критичні місця, де можливе руйнування: перше — в зоні контакту площини лапи з підшипником, друге — в місці кріплення лапи до траверси.

На рис. 2.8 представлено переріз лапи в зоні контакту з підшипником, її основні параметри та сили, які впливають на неї під час експлуатації.

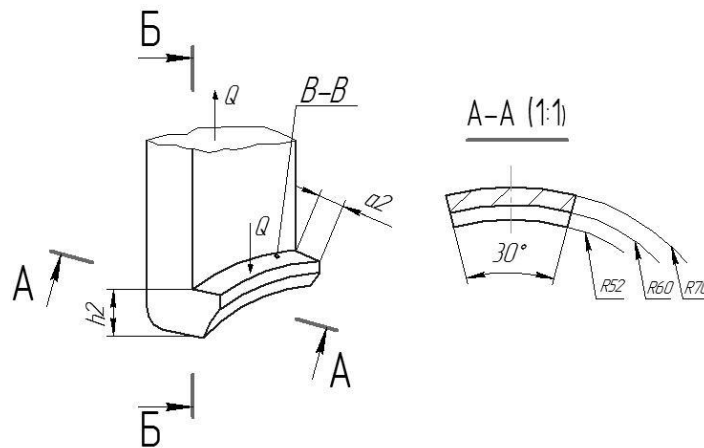


Рисунок 2.8 – Схема параметрів лапи знімача та сил, що діють на неї в ділянці захоплення.

На першому етапі слід виконати розрахунок захоплювачів на зріз у площині Б-Б, враховуючи прикладене зусилля. Такий розрахунок є критичним для оцінки здатності захоплювачів витримувати прикладені навантаження без руйнування. Розрахунок проводимо за формулою 2.12

$$\tau \leq [\tau_{зр}], \text{ кН/см}^2$$

Напруження знаходимо за формулою 2.13.

$$\tau = \frac{Q}{F}, \text{ кН/см}^2$$

де F – площа деталі, де буде проходити процес зрізу, см^2 .

$$Q = 0,5P = 25 \text{ кН}$$

Щоб визначити площу деталі, яка працює на зріз, потрібно розрахувати довжину дуги, по якій відбуватиметься зріз у захоплюючій частині лапи, а також висоту зрізу. Основним параметром є довжина дуги, яку обчислюють за радіусом лапи, $R_2=60$ мм. Висота захоплюючої частини, згідно з прийнятими даними, становить $h_2=10$ мм (рис. 2.8). Довжину дуги кола визначаємо за формулою [12,20]:

$$L_2 = \frac{\pi R_2 \alpha}{180}, \text{ мм} \quad (2.16)$$

де R_2 – радіус дуги кола, $R = 60$ мм;

α – кут лапи, $\alpha = 30^\circ$.

$$L_2 = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 30}{180} = 32,4 \text{ мм}$$

Визначаємо площу деталі, яка працює на зріз за формулою:

$$F = Lh_2 \quad (2.17)$$

$$F = 32,4 \cdot 10 = 324 \text{ мм}^2 = 3,24 \text{ см}^2$$

Таким чином напруження зрізу становить

$$\tau_{зр} = \frac{25}{3,24} = 7,57 \text{ кН/см}^2$$

Проведемо порівняння з гранично допустимим напруженням сталі 45Х

$$[\tau_{зр}] = 135 \text{ МПа} = 13,5 \text{ кН/см}^2,$$

$$7,57 \text{ кН/см}^2 \leq 13,5 \text{ кН/см}^2$$

Нерівність виконується, таким чином параметри лапи на даній ділянці є допустимими і витримують навантаження 25 кН, що припадає на одну лапу.

Проведемо розрахунок захоплюючих лап на розтяг в площині А-А при прикладеному зусиллі за формулою [12,20]:

$$\sigma_{роз} = \frac{Q}{F} \leq [\sigma_{роз}], \text{ кН/см}^2 \quad (2.18)$$

Площу деталі, яка працює на розтяг визначаємо як середнє значення довжини дуг L_1 і L_2 по яких виконана лапа за формулою:

$$F = \frac{(L_1 - L_2)/2}{180} \cdot a_3 = \frac{(\pi R_1 \alpha + \pi R_2 \alpha)/2}{180} \cdot a_3, \text{ мм}^2 \quad (2.19)$$

де a_3 – геометричний параметр товщини лапи;

$$F = \frac{(3,14 \cdot 70 \cdot 30 + 3,14 \cdot 60 \cdot 30)/2}{180} \cdot 10 = 336 \text{ мм}^2 = 3,36 \text{ см}^2$$

Звідси напруження матеріалу в перерізі А-А становить

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{25}{3,36} = 7,44 \text{ кН/см}^2,$$

$$[\sigma_{\text{роз}}] = 240 \text{ МПа} = 24 \text{ кН/см}^2,$$

$$7,44 \text{ кН/см}^2 \leq 24 \text{ кН/см}^2$$

Таким чином, лапа в перерізі А-А здатна витримати навантаження в 25 кН без виникнення руйнувань через розтягнення. Наступним етапом є перевірка контакту лапи з підшипником на можливість зминання, що відбувається в площині В-В (рис. 2.8). У цьому випадку ймовірність зминання визначається розміром плями контакту між площиною захоплюючої лапи та підшипником.

З конструктивної точки зору, радіус заокруглення лапи вибирається відповідно до діаметра найбільшого підшипника, який підлягатиме демонтажу з використанням цього знімача, і який встановлений із найбільшим зусиллям. Для даного сценарію розмір плями контакту передбачається максимальним і становить 100%.

Проведемо розрахунок захоплюючих лап на зминання в площині В-В при прикладеному зусиллі за формулою:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{Q}{F} \leq [\sigma_{\text{зм}}], \text{ кН/см}^2 \quad (2.20)$$

Визначаємо площу деталі, яка працює на зминання за формулою 2.19

$$F = \frac{(3,14 \cdot 60 \cdot 30 + 3,14 \cdot 52 \cdot 30)/2}{180} \cdot 8 = 234 \text{ мм}^2 = 2,34 \text{ см}^2$$

Звідси напруження матеріалу в перерізі В-В становить

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{25}{2,34} = 10,25 \text{ кН/см}^2,$$

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 360 \text{ МПа} = 36 \text{ кН/см}^2,$$

$$10,25 \text{ кН/см}^2 \leq 36 \text{ кН/см}^2$$

Перевірка на зминання площини показує, що лапа, забезпечуючи повний контакт із підшипником, здатна витримати навантаження в 25 кН.

Далі розглядається з'єднання лапи з траверсою, а також сили, які діятимуть у лапі під час демонтажу підшипника з вала. Необхідно визначити напруження, що виникає в матеріалі виготовлення лапи, і порівняти отримане значення з граничним, при якому можливе руйнування. Елемент лапи, що забезпечує її фіксацію на траверсі, наведений на рис. 2.9.

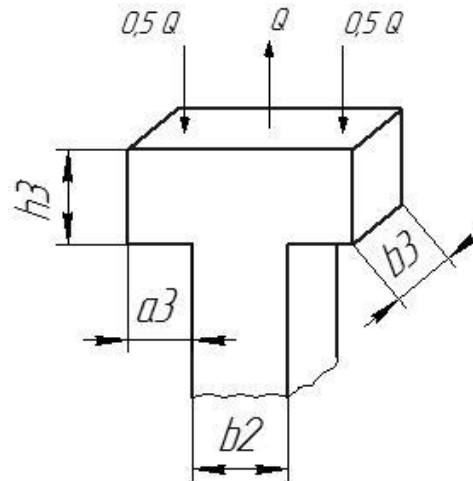


Рисунок 2.9 – Елемент фіксації лапи на траверсі

Елемент фіксації деталі (рис. 2.9) буде працювати на зріз однієї площини відносно іншої, таким чином перевіряємо напруження матеріалу на зріз за нерівністю 2.12.

$$\tau \leq [\tau_{зр}], \text{ кН/см}^2$$

Напруження τ знаходимо за формулою 5.13

$$\tau = \frac{Q}{F}, \text{ кН/см}^2$$

$$Q = 0,5 P = 12,5 \text{ кН}$$

За рядом конструктивних параметрів приймаємо значення $b_3 = 1,0 \text{ см}$, $h_3 = 1,5 \text{ см}$. Площу контакту знаходимо за формулою:

$$F = b_3 \cdot h_3, \text{ см}^2 \quad (2.21)$$

$$F = 1,0 \cdot 1,5 = 1,5 \text{ см}^2,$$

Таким чином напруження становить

$$\tau_{зр} = \frac{12,5}{1,5} = 8,3 \text{ кН/см}^2$$

Проведемо порівняння з граничним допустимим напруженням $[\tau_{зр}] = 135 \text{ МПа} = 13,5 \text{ кН/см}^2$

$$8,3 \text{ кН/см}^2 \leq 13,5 \text{ кН/см}^2$$

Отримана нерівність підтверджує, що параметри лапи в зазначеній області відповідають вимогам і здатні витримати навантаження в 25 кН на одну лапу без ризику руйнування.

За рядом параметричних даних перевіримо переріз А-А на розтяг в лапі знімача (рис. 2.10).

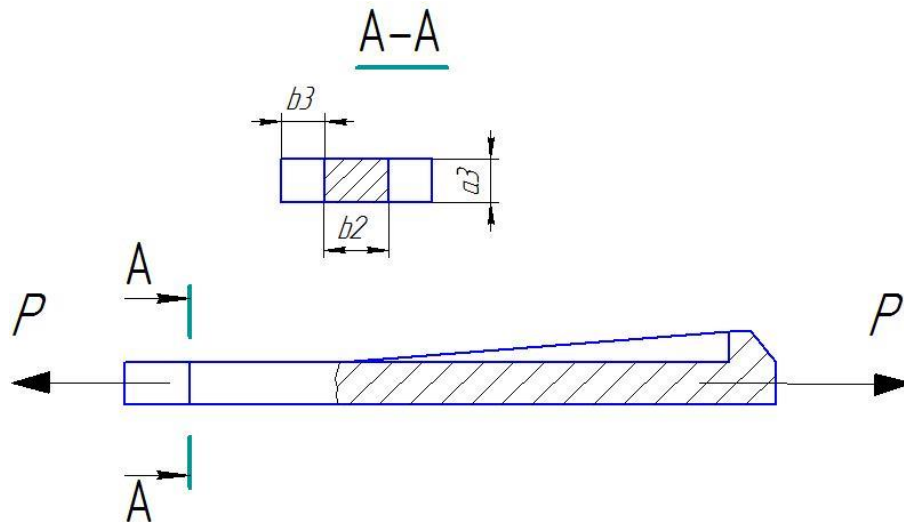


Рисунок 2.10. Переріз захоплюючої лапи знімача

Напруження розтягу визначаємо за формулою 5.18.

$$\sigma_{роз} = \frac{Q}{F} \leq [\sigma_{роз}], \text{ кН/см}^2$$

Оскільки $b_2 = 1,5 \text{ см}$, $a_3 = 1,0 \text{ см}$, то площу, що працює на розтяг знаходимо за формулою 2.21

$$F = b_2 \cdot a_3 = 1,5 \cdot 1,0 = 1,5 \text{ см}^2$$

В такому випадку напруження розтягу становить

$$\sigma_{роз} = \frac{25}{1,5} = 15,6 \text{ кН/см}^2,$$

Проведемо порівняння з граничним допустимим напруженням

$$[\sigma_{\text{роз}}] = 240 \text{ МПа} = 24 \text{ кН/см}^2,$$

$$15,6 \text{ кН/см}^2 \leq 24 \text{ кН/см}^2$$

Результати перевірки на розтяг у перерізі А-А демонструють, що руйнування даного типу є неможливим. Наступним етапом проведемо розрахунок на зминання площі контакту між лапою знімача та траверсою. Напруження на зминання розраховуємо за формулою 2.20

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{Q}{F} \leq [\sigma_{\text{зм}}], \text{ кН/см}^2$$

$$Q = 0,5 P = 12,5 \text{ кН}$$

Оскільки $b_3 = 1,0 \text{ см}$, $a_3 = 1,0 \text{ см}$, то площу, що працює на зминання знаходимо за формулою 2.21

$$F = b_3 \cdot a_3 = 1,0 \cdot 1,0 = 1,0 \text{ см}^2$$

В такому випадку напруження зминання становить

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{12,5}{1,0} = 12,5 \text{ кН/см}^2$$

Проведемо порівняння з граничним допустимим напруженням

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 360 \text{ МПа} = 36 \text{ кН/см}^2,$$

$$12,5 \text{ кН/см}^2 \leq 36 \text{ кН/см}^2$$

Отримана нерівність підтверджує, що в місцях контакту зминання не виникатиме при прикладенні зусилля 25 кН.

Після виконання ряду розрахунків необхідно провести аналіз важеля обертання силового гвинта, зокрема розрахувати згинаючий момент, що виникає в процесі роботи, та визначити напруження в матеріалі важеля. Важливо порівняти отримані значення з граничним напруженням матеріалу, щоб запобігти руйнуванню.

Спершу визначимо конструктивні параметри важеля. Нехай його діаметр дорівнює $d=1,7 \text{ см}$, а довжина $l=20 \text{ см}$. Оскільки сила, що діє на важіль, прикладається людиною, враховуємо норми техніки безпеки та охорони праці, де максимально допустиме навантаження становить 40 кг [14].

Враховуючи зазначені параметри, будемо епюру згинаючих моментів, які виникають у важелі (рис. 2.11).

Визначаємо поперечну силу Q формулою:

$$Q = -q = -40 \text{ кг} \quad (2.22)$$

Розрахувавши поперечну силу, яка прикладається до важеля в місці прикладення зусилля, розрахуємо згинаючий момент, що діє в цій точці. Для цього використовуємо формулу:

$$M_{зг} = Q \cdot l, \text{ кг} \cdot \text{см} \quad (2.23)$$

$$M_{зг} = -40 \cdot 20 = -800 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

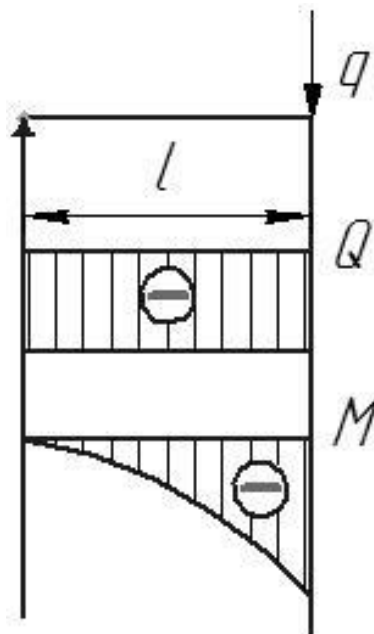


Рисунок 2.11 – Епюра згинаючих моментів, що виникають у важелі

Знаючи момент згинання визначаємо момент опору за формулою

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \text{ см}^3 \quad (2.24)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 1,7^3}{32} = 0,48 \text{ см}^3,$$

Тепер знайдемо, яке напруження виникатиме в точці прикладання зусилля. Напруження згину знаходимо за формулою 5.10

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W}, \text{ кН/см}^2$$

$$\sigma_{зг} = \frac{800}{0,48} = 1666,6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} = 16,66 \text{ кН/см}^2$$

Отримані результати порівняємо з допустимим напруженням при згинанні сталі 45Х.

$$\sigma_{зг} \leq [\sigma_{зг}], \text{ кН/см}^2$$

При такій умові буде зберігатись цілісність деталі.

$$[\sigma_{зг}] = 290 \text{ МПа} = 29,0 \text{ кН/см}^2$$

$$16,66 \text{ кН/см}^2 \leq 29,0 \text{ кН/см}^2$$

Результати проведеного розрахункового аналізу кожного елемента механізму свідчать про те, що всі деталі взаємопов'язані між собою. Усі компоненти разом формують єдиний цілісний механізм, ефективність роботи якого залежить від кожного окремого елемента.

2.4 Удосконалення технології розбирання та складання пресових з'єднань під час ремонту сільськогосподарської техніки

Розбирання та складання пресових з'єднань є важливим етапом у процесі ремонту сільськогосподарської техніки. Цей процес вимагає застосування ефективних технологій та спеціалізованого обладнання, що дозволяє зменшити трудомісткість робіт, мінімізувати ризик пошкодження деталей і забезпечити високу якість виконання ремонтних операцій.

Проблеми розбирання та складання пресових з'єднань

1. Високий рівень натягу в з'єднаннях. Пресові з'єднання характеризуються значним натягом між деталями, що створює труднощі під час їх розбирання. Недостатня ефективність обладнання може призвести до пошкодження деталей.

2. Різноманітність геометрії та розмірів деталей. У сільськогосподарській техніці використовуються з'єднання різних типів, що вимагає універсальності обладнання або його адаптації до конкретних умов.

3. Високий рівень зношування деталей. У процесі експлуатації деталей відбувається зношування, що збільшує ймовірність їх пошкодження

під час демонтажу.

4. Низька ефективність застарілого обладнання. Використання ручних або малопотужних механічних знімачів значно підвищує трудомісткість та знижує якість виконання робіт.

Напрями удосконалення технології

1. Розробка сучасного обладнання. Використання механізованих та гідравлічних знімачів значно підвищує ефективність робіт. Наприклад, знімачі з гідравлічним приводом забезпечують високе зусилля знімання та точність, знижуючи ризик пошкодження деталей.

2. Інтеграція автоматизованих систем. Використання автоматизованого обладнання дозволяє виконувати роботи із заданими параметрами, що забезпечує повторюваність і якість операцій.

3. Модернізація конструкції з'єднань. Застосування ремонтних комплектів із поліпшеними технічними характеристиками дозволяє не лише відновлювати працездатність техніки, але й підвищувати її надійність та довговічність.

4. Оптимізація технологічних процесів. Впровадження алгоритмів розбирання та складання з урахуванням характеристик конкретного з'єднання дозволяє зменшити час ремонту і забезпечити безпечну експлуатацію техніки після ремонту.

Приклади обладнання

1. Механічні знімачі серії Easy Pull. Обладнані пружинними самовстановлювальними захоплювачами, здатними працювати з гідропідсилювачем. Забезпечують зусилля від 60 до 120 кН.

2. Гідравлічні знімачі ТММА 75Н. Встановлені запобіжні клапани захищають обладнання від перевантаження.

3. Багатофункціональні знімачі. Підходять для роботи як із внутрішніми, так і з зовнішніми деталями, забезпечуючи гнучкість і універсальність.

Результати удосконалення

- Зменшення трудомісткості та часу виконання ремонтних операцій.
- Зниження ризику пошкодження деталей у процесі розбирання та складання.
- Підвищення якості виконання робіт і подовження строку служби відновленої техніки.
- Зменшення витрат на ремонт за рахунок зниження відсотка браку.

Таким чином, удосконалення технології розбирання та складання пресових з'єднань є важливим етапом у підвищенні ефективності ремонту сільськогосподарської техніки, що дозволяє забезпечити її довговічність та надійність в експлуатації.

Висновки до розділу 2

1. На основі вимог міцності необхідно визначити геометричні параметри підшипника, що дозволить обґрунтувати як кількість лап, так і їх конструктивну форму, яка забезпечить ефективний контакт з кільцем підшипника.

2. Для забезпечення успішного демонтажу підшипників необхідно дотримуватися умов надійного закріплення лап на кільці підшипника, що виключає ймовірність їх зісковзування. Ця умова є універсальною для демонтажу будь-яких деталей, що монтуються з натягом.

3. Залежно від специфіки технічного завдання, можна вносити зміни до геометричних параметрів і механічних характеристик елементів знімача, коригуючи матеріал його виготовлення та застосовуючи відповідну зміцнювальну обробку.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Результати та висновки будь-яких теоретичних досліджень, що мають відношення до реальних виробничих процесів, потребують обов'язкової експериментальної та практичної перевірки. Це єдиний шлях для їх успішного впровадження у виробничу практику. Розробка експериментальної установки слугує початковим етапом у створенні працездатних зразків виробничого обладнання. Результатом проведених теоретичних досліджень стали математичні моделі деталей знімача, відповідність яких необхідно підтвердити шляхом проведення експериментальних досліджень.

3.2 Обладнання для визначення зусилля демонтажу

Основною метою проведених експериментальних досліджень було визначення зусиль, необхідних для демонтажу підшипників, а також перевірка правильності розрахунків геометричних параметрів деталей знімачів.

Для цього було розроблено спеціальне обладнання, яке забезпечує можливість визначення зусилля демонтажу під час розбирання та складання підшипникових вузлів. Схему обладнання представлено на рис. 3.1, а його фотографію – на рис. 3.2. Комплекс включає гідравлічний прес 1 моделі ОР-14575, який дозволяє створювати зусилля до 100 кН, шток 2, оснащений тензометричним давачем, аналого-цифровий перетворювач (АЦП) 3, тензометричний підсилювач 4, гідронасос 5, персональний комп'ютер 6 і манометр 7 [18].

Для підвищення точності вимірювань серійний шток преса було замінено на шток 2, оснащений тензодавачем для реєстрації зусиль під час демонтажу. АЦП 3 забезпечує фіксацію до 10 значень за секунду. Один аналого-цифровий перетворювач використовується для реєстрації зусилля

демонтажу, а інший – для з'єднання з температурним давачем, що дозволяє проводити експерименти із нагріванням окремих елементів спряжень.

Сигнали, отримані від тензодавача, підсилюються за допомогою тензометричного підсилювача ТП-001 4, який у свою чергу оснащений АЦП ДТ-182 (рис. 3.3). Цей пристрій дозволяє зіставляти отримані дані, виявляти можливі несправності у системі та проводити додаткове калібрування електронної схеми за допомогою резисторів [18].

Під час експериментів зусилля демонтажу вимірювали за допомогою давачів, розташованих у штоку преса. У процесі демонтажу аналоговий сигнал, сформований тензодавачем, надходив через підсилювач до комп'ютера. Після перетворення аналогового сигналу в цифровий, дані фіксувалися в пам'яті комп'ютера та записувалися на цифровий носій для подальшої обробки й аналізу.

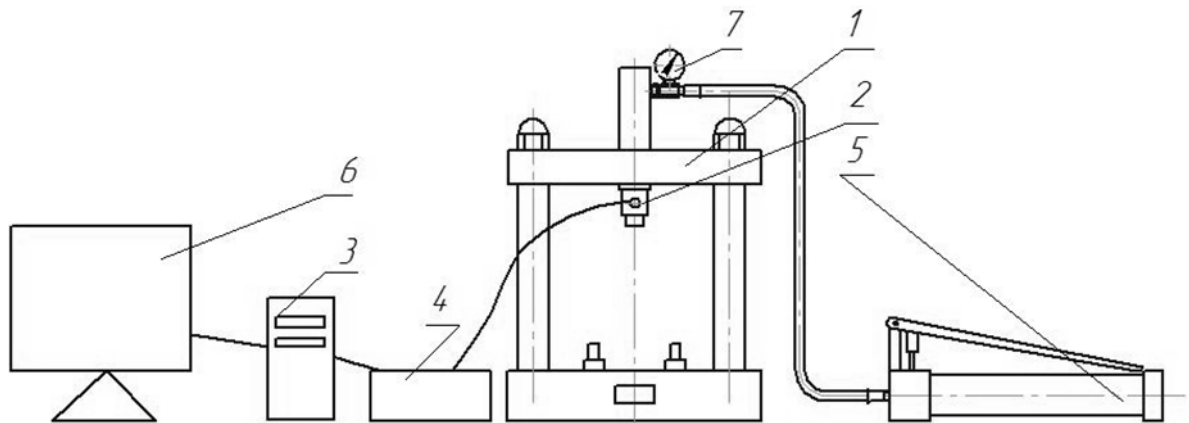


Рисунок 3.1 – Схема вимірювального обладнання для визначення зусилля демонтажу підшипників: 1 – гідропрес марки ОР- 14575; 2 – шток; 3 – АЦП; 4 – підсилювач; 5 – гідронасос; 6 – персональний комп'ютер; 7 – манометр.

У ході експериментальних досліджень для визначення зусилля демонтажу підшипників у штоку преса було використано три канали, які забезпечували надходження та реєстрацію даних від трьох встановлених у ньому давачів.

Кожен з каналів відповідав за окремий аспект вимірювання, що дозволяло підвищити точність отриманих результатів і забезпечити надійну реєстрацію зусилля. Перший канал фіксував основне зусилля демонтажу, другий канал контролював зміни температури в зоні контакту, а третій забезпечував додаткову перевірку точності вимірювання шляхом дублювання даних.

Сигнали, отримані від трьох датчиків, передавалися до тензометричного підсилювача, який забезпечував їх обробку та подальше перетворення в цифровий формат за допомогою аналого-цифрового перетворювача. Потім ці дані записувалися на комп'ютер для подальшого аналізу.

Використання трьох каналів дало змогу забезпечити більш повну картину процесу демонтажу підшипників, мінімізувати похибки вимірювання та врахувати всі можливі фактори, що впливають на зусилля демонтажу, такі як нерівномірність натягу чи вплив температурних змін.

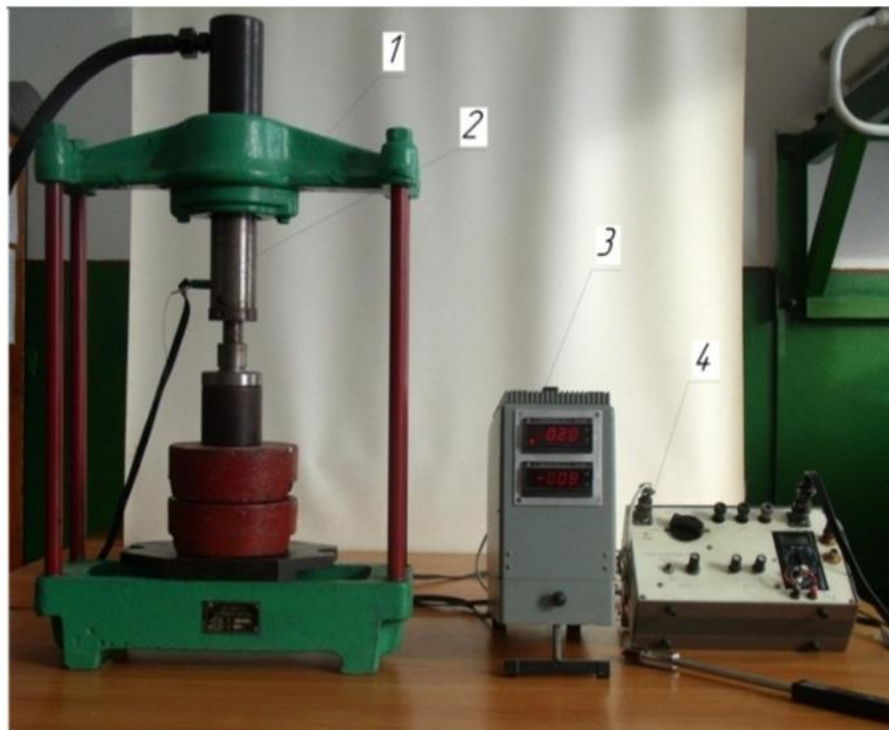


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд обладнання для визначення зусилля під час розбирання і складання підшипникових вузлів: 1 – гідропрес; 2 – шток; 3 – АЦП; 4 – підсилювач.



Рисунок 3.3 – АЦП та підсилювач цифрового сигналу: 5 – АЦП тензопідсилювача

На рисунку 3.4 наведено електричну схему тензопідсилювача, яка використовується для підключення тензодавачів, встановлених на штоку гідрознімача, до аналого-цифрового перетворювача (АЦП), що з'єднаний із персональним комп'ютером [18].

Ця схема забезпечує підсилення слабких сигналів, отриманих від тензодавачів, для їхньої подальшої обробки.

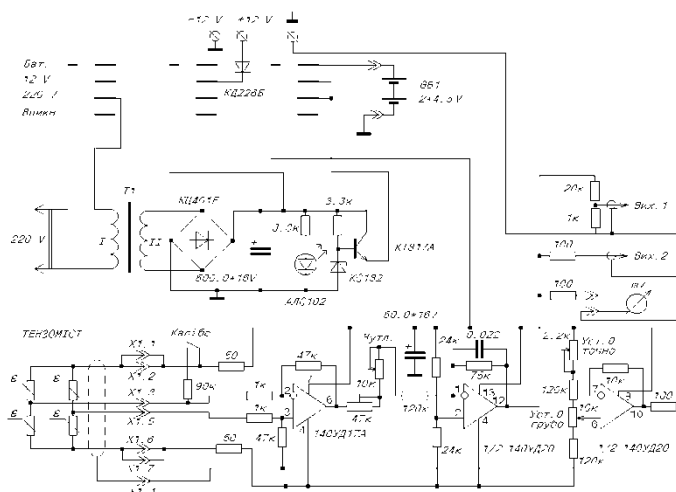


Рисунок 3.4 – Схема електрична принципова тензопідсилювача ТП-001

Вимірювач зусилля демонтажу (рис. 3.5) являє собою пристрій, призначений для визначення зусиль, які прикладаються до вала під час демонтажу підшипників. Основними складовими вимірювача є:

1. Пружний шток (1):

- Виконаний зі сталі марки 40Х, що забезпечує необхідну міцність та пружність.
- Пройшов термообробку до твердості НВ 400, що підвищує його зносостійкість і довговічність.
- Служить для передачі зусиль від гідропреса до вала, на якому встановлено підшипник.

2. Тензодавачі (2):

- Використовуються давачі типу КФ5П1–20–100А–12, які відомі своєю високою точністю та чутливістю.
- Наклеєні на внутрішню поверхню штока за допомогою ціанакрилатного клею, що забезпечує надійне з'єднання навіть за значних навантажень.
- Конфігурація наклеювання виконана у вигляді повного мосту, що дозволяє підвищити точність вимірювання за рахунок компенсації температурних та інших похибок.

3. Тензопідсилювач:

- Підключений до тензодавачів згідно з електричною схемою, наведеною на рис. 3.4.
- Забезпечує підсилення сигналу від тензодавачів для його подальшої обробки.

Функціонування: Під час роботи вимірювача зусилля, прикладене до штока, передається на тензодавачі, які реєструють виникаючі деформації. Ці дані підсилюються тензопідсилювачем і передаються до аналого-цифрового перетворювача для подальшого аналізу.

Така конструкція забезпечує високу точність вимірювань і дозволяє отримувати достовірні дані для оцінки характеристик процесу демонтажу.

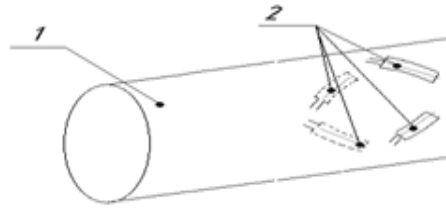


Рисунок 3.5 – Вимірювач зусилля демонтажу: 1 – шток; 2 – тензодавачі;

Сигнал, отриманий із повного тензомоста, передавався на вхідний роз'єм через екранований кабель. Коло калібрування виконувало функцію внесення відомого розбалансу в тензоміст для встановлення коефіцієнта підсилення. Основне підсилення сигналу здійснювалося за допомогою прецизійного диференціального підсилювача, побудованого на базі операційного підсилювача ОП140УД17А.

На виході підсилювача було підключено коло регулювання підсилення. Каскад, виконаний на першому ОП типу ІС140УД20, призначався для зниження вихідного опору пристрою та створення обмеження смуги частот. Другий каскад на ІС140УД20 використовувався для формування штучної середньої точки та регулювання нульового зміщення ("0"). Вихідні сигнали передавалися через: 1. Подільник 1:20 — на вихід 1; 2. Обмежувальні резистори — на вихід 2 та цифровий прилад [39].

Блок живлення пристрою забезпечував стабільну напругу живлення 7,8 В при роботі від мережі та зовнішню напругу ± 12 В при живленні від батареї. Час автономної роботи від внутрішньої батареї становив близько 10 годин.

Калібрування виконувалося за допомогою тензопідсилювача та гідравлічного преса ОР-14575. У процесі калібрування на штоку створювалося мінімальне зусилля демонтажу, після чого на тензопідсилювачі виставляли нульове значення шляхом використання тарувальних налаштувань [39].

Для зменшення кількості взірців, необхідних у дослідженнях із комплектними підшипниками, застосовувалася спеціальна конусна оправка (рис. 3.6). Вона забезпечувала точність та стабільність досліджень, мінімізуючи втрати комплектуючих.

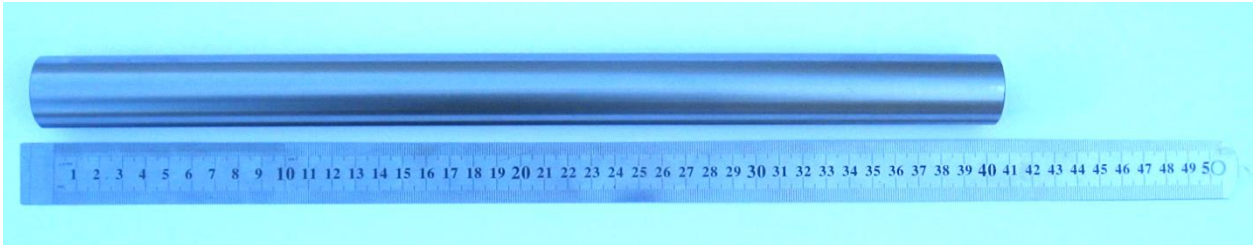


Рисунок 3.6 – Конусна оправка (фото)

Конусна оправка була виготовлена з високоякісної легованої сталі марки 9ХГС відповідно до технічних вимог, наведених в ескізі на рис. 3.7. Для підвищення експлуатаційних характеристик, оправка пройшла термічне зміцнення, що забезпечило її довговічність і стійкість до механічних навантажень.

Для перевірки точності виготовлення геометричних параметрів конусної оправки використовували мікрометр виробництва компанії MICROTESH із діапазоном вимірювання 25-50 мм та точністю 0,0001 мм (рис. 3.8). Цей високоточний інструмент забезпечував максимальну достовірність отриманих вимірювань, що було необхідно для подальшого коректного проведення експериментальних досліджень [18].

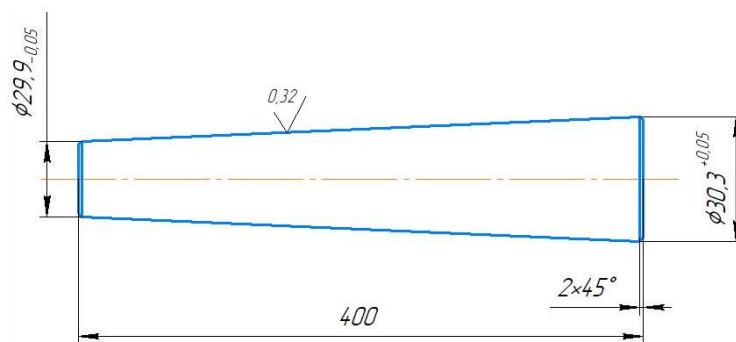


Рисунок 3.7 – Схема конусної оправки



Рисунок 3.8 – Схема перевірки розмірів конусної оправки.

Конусність оправки обчислюється як відношення різниці найбільшого і найменшого діаметра конуса до його довжини. Формула для визначення конусності записується так:

$$k = \frac{D-d}{l}; \quad (3.1)$$

$$k = \frac{30,3227 - 29,8954}{400} = 0,0011.$$

3.3 Методика визначення гранично допустимого натягу внутрішнього кільця підшипника

Для уникнення впливу заклинювання зовнішнього кільця підшипника на значення натягу проводили дослідження виключно з внутрішніми кільцями після їх попереднього розбирання. На рис. 3.13 представлено підготовлені кільця підшипників, які використовувалися у проведених експериментах.

Цей підхід дозволяє уникнути можливого перекосу чи тертя, які можуть виникати через деформації або заклинювання зовнішнього кільця підшипника під час демонтажу. Використання лише внутрішніх кілець забезпечує точність у визначенні значення натягу та зусилля, необхідного для

монтажу та демонтажу, що є критично важливим для достовірності експерименту.



Рисунок 3.9 – Взірці внутрішніх кілець для дослідження граничного натягу

На рис. 3.10 представлено загальний вигляд конусної оправки із встановленим внутрішнім кільцем підшипника та закріпленим упором. Оправка виготовлена з високоякісної сталі, забезпечуючи необхідну точність та стійкість до деформацій під час експериментів. Внутрішнє кільце підшипника посаджено на оправку з метою дослідження переміщення в умовах змінного натягу.

На рис. 3.11 показано схему конусної оправки з кільцем підшипника та закріпленим упором, який фіксується за допомогою спеціального хомута. Цей упор забезпечує можливість точного вимірювання переміщення внутрішнього кільця по конусній оправці. Такий підхід дозволяє контролювати процес посадки та демонтажу кільця на оправці, що дає змогу отримувати достовірні дані для подальших аналітичних досліджень.

Ця схема була використана для визначення параметрів переміщення внутрішнього кільця під впливом навантажень, що сприяє покращенню розуміння процесів демонтажу підшипників із різними типами натягів.



Рисунок 3.10 – Загальний вигляд конусної оправки з внутрішнім кільцем підшипника і закріпленим упором

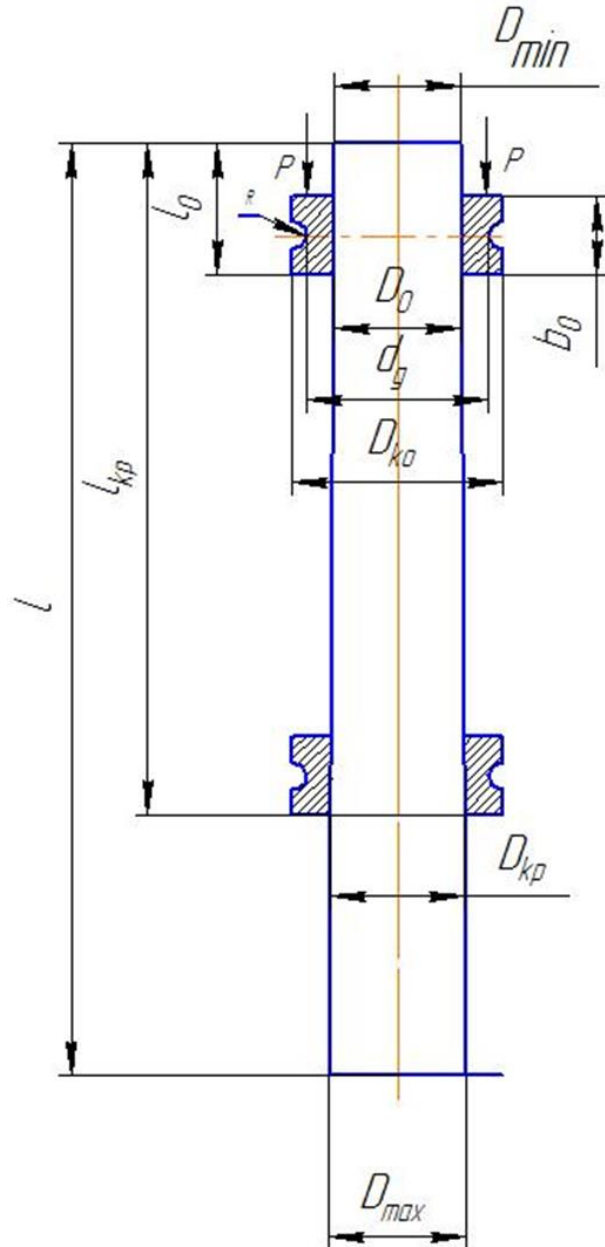


Рисунок 3.11 – Схема для визначення геометричних параметрів деформації кільця підшипника залежно від значення натягу та зусилля для його переміщення по конусній поверхні оправки

Визначення значення натягу і зусилля монтажу в момент початку заклинювання підшипника під час його переміщення по конусній оправці проводили так як показано на рис. 3.12 [39].

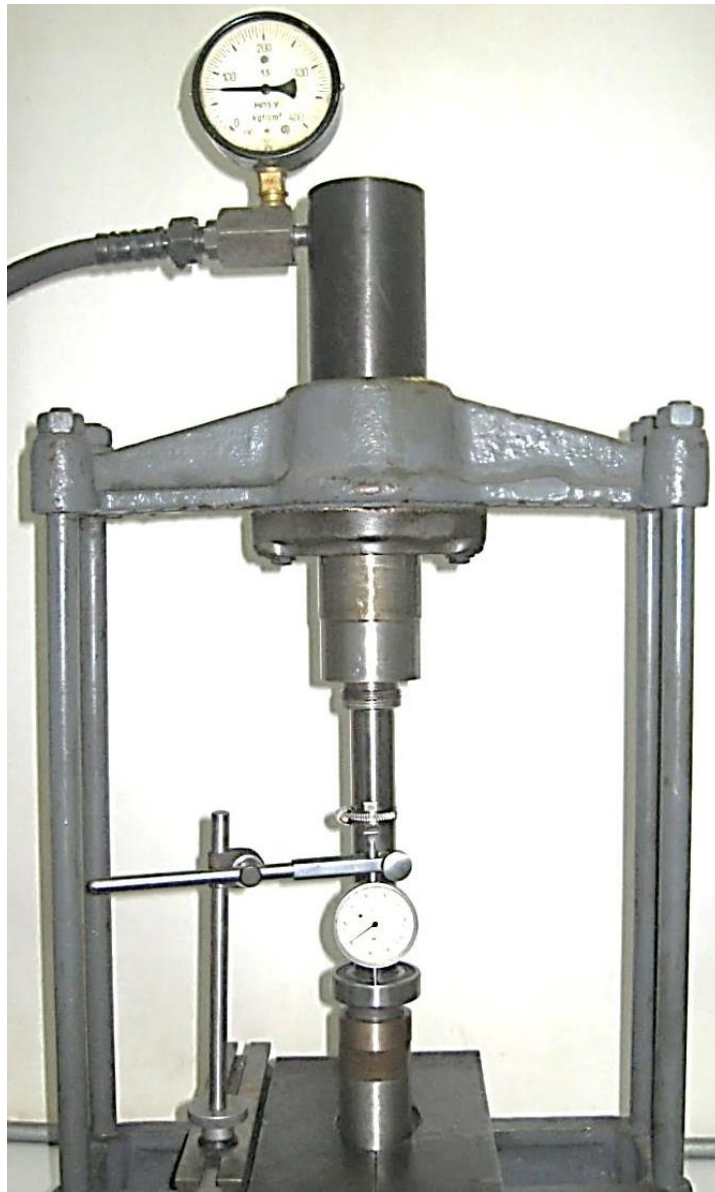


Рисунок 3.12 – Визначення значення натягу і зусилля монтажу в момент початку заклинювання підшипника під час його переміщення по конусній оправці

На рис. 3.13 показано схему визначення значення натягу, зусилля монтажу і геометричних параметрів кільця підшипника під час його переміщення по конусній оправці.

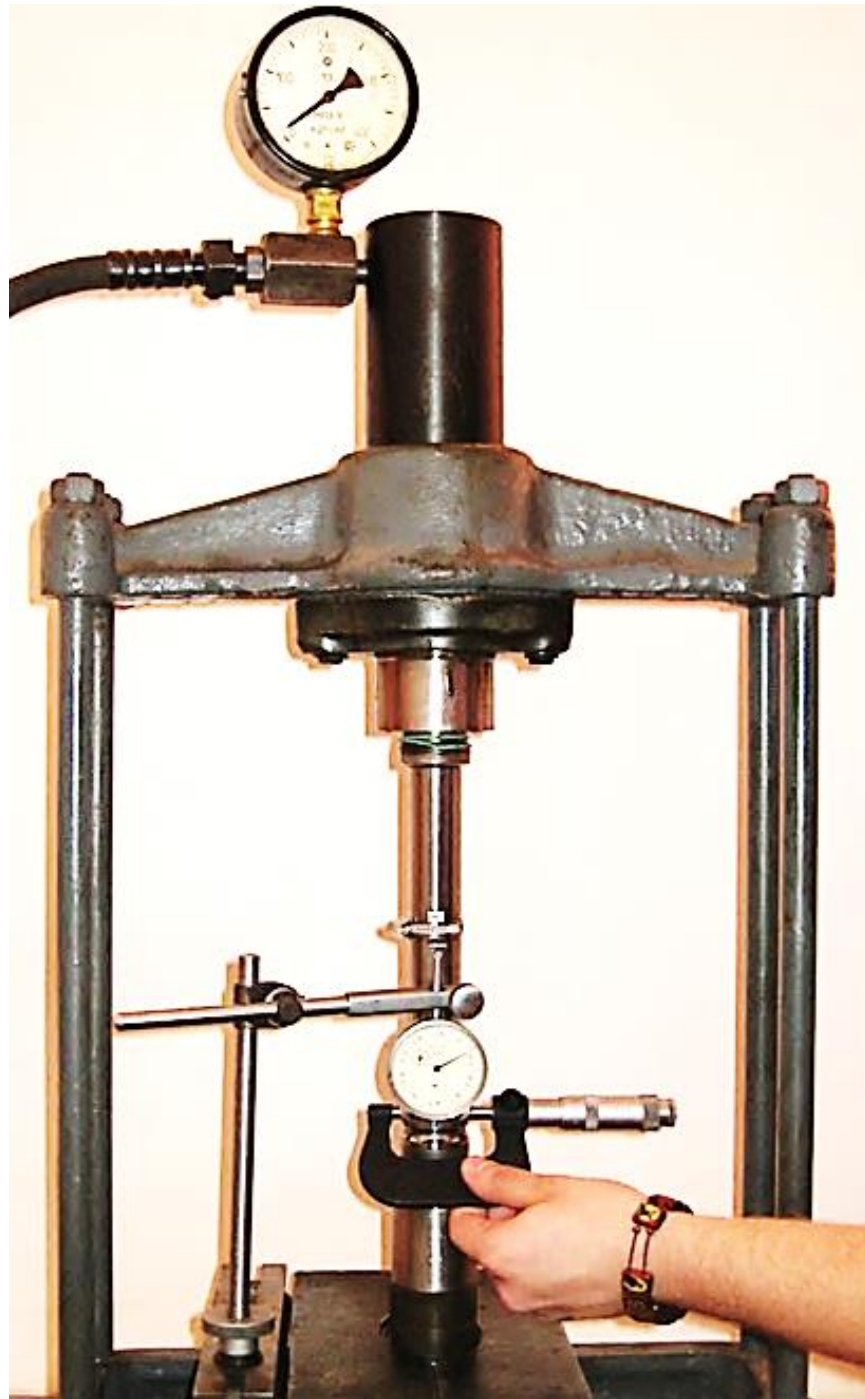


Рисунок 3.13 – Схема визначення значення натягу, зусилля монтажу і геометричних параметрів кільця підшипника під час його переміщення по конусній оправці

На рис. 3.14 показано зруйноване кільце внаслідок досягнення натягу граничного значення.

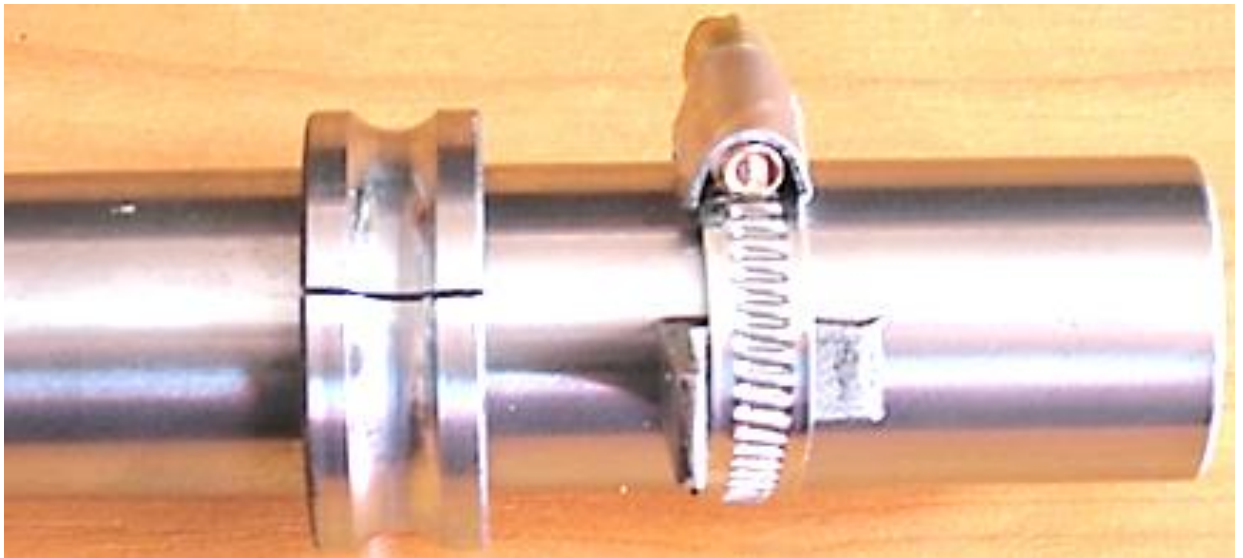


Рисунок 3.14 – Зруйноване кільце після досягнення граничного натягу

Порядок проведення експериментальних досліджень:

1. Підготовка підшипників:

- Відібрані для досліджень підшипники пронумерували для ідентифікації.

- Використовуючи конусну оправку відповідно до схеми (рис. 3.9), визначали фактичний розмір внутрішнього кільця кожного підшипника.

2. Розбирання підшипників:

- Після первинних вимірювань підшипники розбирали в такій послідовності:

1. Висвердлювали заклепки сепараторів.

2. Знімали півкільця сепараторів.

3. Виймали кульки підшипників.

4. Роз'єднували внутрішні та зовнішні кільця.

- Внутрішні кільця маркували згідно зі схемою, представленою на рис. 3.13.

3. Монтаж кільця на конусну оправку:

- Позначені кільця встановлювали на конусну оправку (рис. 3.10).

- Оправку разом із кільцями встановлювали на прес для проведення

випробувань (рис. 3.12, 3.13).

4. Проведення експериментів:

- У процесі досліджень реєстрували такі параметри:
 - Тиск у гідроциліндрі преса.
 - Значення переміщення внутрішнього кільця по конусній оправці.
 - Зміни геометричних параметрів кільця підшипника.
- Зусилля поступово збільшували до моменту руйнування кільця.

5. Визначення граничного зусилля демонтажу:

- Момент руйнування кільця фіксували як граничне можливе зусилля демонтажу підшипника з вала.

- Результати дозволяли визначити, наскільки зусилля демонтажу перевищує нормативно розраховане зусилля монтажу.

Результати досліджень

- Зусилля руйнування кільця вказує на його міцність та стійкість до деформацій під час демонтажу.

- Порівняння граничного зусилля демонтажу з нормативними значеннями монтажу підшипників дозволяє виявити потенційні ризики та вдосконалити технологічний процес демонтажу.

Ці дослідження підтвердили можливість забезпечення безпечного та ефективного процесу демонтажу з урахуванням граничних навантажень, що виникають у підшипникових вузлах.

Висновки до розділу 3

1. Виготовлене обладнання: Завдяки розробленій експериментальній установці вдалося зафіксувати зміну зусилля демонтажу підшипників у реальному часі. Це дало можливість проводити точний аналіз процесів розбирання підшипникових вузлів та оцінювати максимальні зусилля, які необхідні для демонтажу.

2. Залежність допустимого натягу від механічних властивостей матеріалів: У ході проведених досліджень встановлено, що допустимий натяг

внутрішнього кільця підшипника значною мірою залежить від механічних характеристик матеріалу, з якого виготовлено підшипник. Ці характеристики можуть варіюватися залежно від виробника підшипників. Зокрема, для підшипників типу №6205 допустимий натяг перебуває в межах від 24,98 мм до 25,03 мм. Це значення враховує конструктивні особливості та властивості матеріалів, які впливають на процес монтажу та демонтажу.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати обґрунтування часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами

Для оцінки ефективності розробленого обладнання було проведено дослідження процесу демонтажу підшипників різних вузлів, зокрема № 6203А та № 6206. Один із прикладів застосування — демонтаж зазначених підшипників із вала водяної помпи двигуна Д-65, де встановлені обидва підшипники.

Дослідження проводились також для демонтажу аналогічних підшипників із подібних вузлів із застосуванням п'яти різних конструкцій знімачів, зображених на рис. 4.1.

Результати експериментів показали, що використання розробленого знімача забезпечило найменший час демонтажу та повністю виключило випадки зіскакування лап із захопленого кільця підшипника. Усі випробування підтвердили стабільну роботу запропонованого знімача, при цьому час виконання операцій був мінімальним, а захоплювачі лап працювали надійно.

Дані, отримані під час виробничих випробувань, були оброблені за методами математичної статистики [2,3,5]. У результаті аналізу обґрунтовано розподіли часу демонтажу підшипників для двох випадків:

1. Час демонтажу підшипника № 6203А (t_{6203A});
2. Час демонтажу підшипника № 6306 (t_{6306}).

Згідно з вимогами ДСТУ, для перевірки відповідності емпіричних і теоретичних розподілів, використовуючи критерій χ^2 -Пірсона, встановлено, що емпіричний розподіл ($t_{6203A-1}$) відповідає трипараметричному закону Вейбулла.

На основі цього була побудована диференціальна функція розподілу ($t_{6203A-1}$) (рис. 4.2).

$$f(t_{6203A-1}) = 0,182 \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{0,203} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{1,203} \right]. \quad (4.1)$$



а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.1 – Знімачі різної конструкції: а) знімач з траверсою – 1; б) універсальний знімач без фіксації підвищеної міцності – 2; в) знімач без фіксації – 3; г) знімач з само фіксуючою втулкою – 4; д) знімач, розробленої нами конструкції – 5.

Головні статистичні характеристики розподілу $t_{6203A-1}$ такі: математичне сподівання $-M[t_{6203A-1}] = 23,210$ с.; коефіцієнт варіації $-v[t_{6203A-1}] = 0,843$. Довірчий інтервал t_{203A-1} становить 13...17 с. Інші статистичні характеристики наведено в табл. Г.1 (дод. Г).

Опрацювання результатів виробничих випробувань щодо встановлення часу (t_{6306-1}) демонтажу підшипника знімачем – 1, дало змогу на підставі методів математичної статистики та критерію χ^2 –Пірсона обґрунтувати моделі їх ризику (рис. 4.3). Диференціальна функція цього розподілу така:

$$f(t_{6306-1}) = 0,148 \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{1,69} \right]. \quad (4.2)$$

Головні статистичні характеристики розподілу t_{6306-1} : $M[t_{6306-1}] = 28,170$ с; $v[t_{6306-1}] = 0,604$. Довірчий інтервал (t_{6306-1}) лежить у межах 17...20 с. Інші статистичні характеристики наведено в дод. Г (табл. Г.2).

Обґрунтування розподілу показників (t_{6203A}) і (t_{6306}) здійснено для п'яти знімачів. Диференціальні функції розподілів наведено в табл. 4.1 і на рис. 4.4.

Інші статистичні характеристики цих розподілів наведено в дод. Р (табл. Г.3 – Г.10).

Таким чином, обґрунтовані тривалості демонтажу підшипників дають змогу здійснити об'єктивне відображення затраченого часу на демонтаж підшипника.

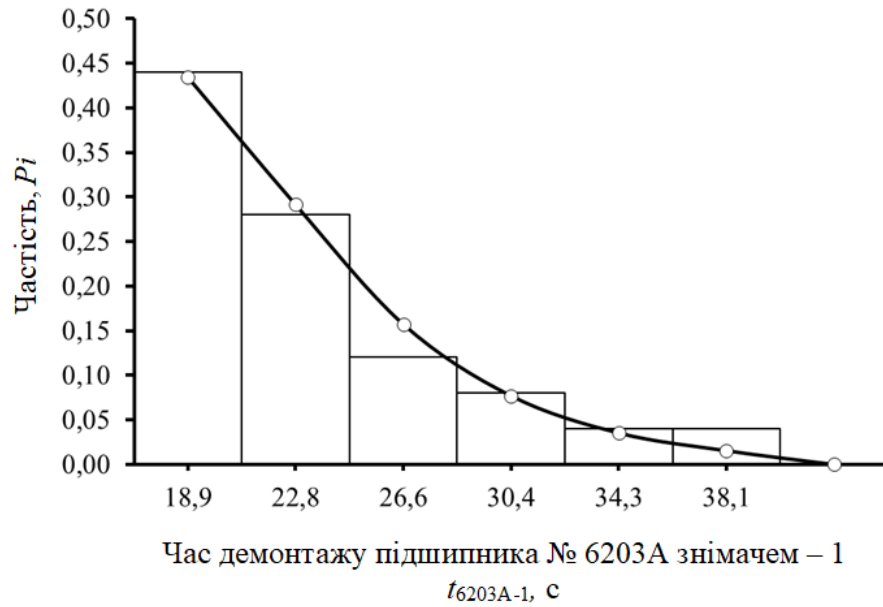


Рис. 4.2 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу ($t_{6203A-1}$) демонтажу підшипника (Вейбулла).

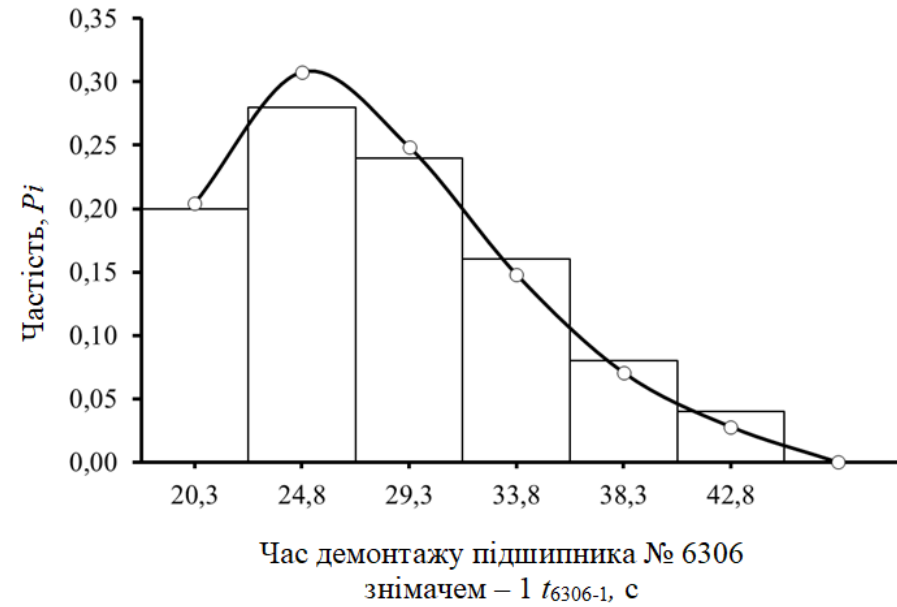


Рис. 4.3 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу (t_{6306-1}) демонтажу підшипника (Вейбулла).

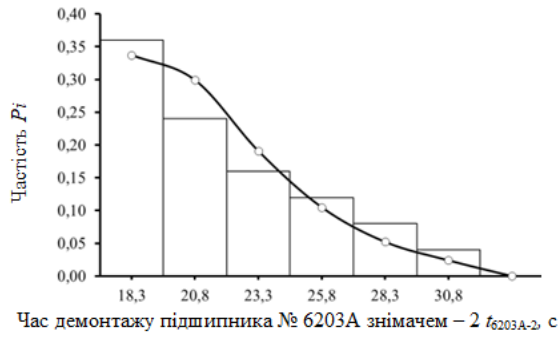
Застосування розробленого знімача дозволяє у процесі багаторазового використання отримати скінченну множину інтегрованих функціональних показників часу. На основі цих даних можливо кількісно оцінити витрати часу на демонтаж підшипників.

Таким чином, результати проведених досліджень підтвердили, що тривалість виконання операцій із використанням запропонованого знімача є мінімальною, а також повністю усувається ризик зіскакування захоплювачів лап.

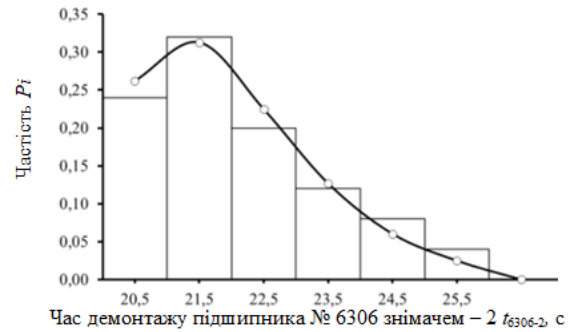
Таблиця 4.1 – Диференціальні функції розподілу та оцінки статистичних характеристик часу демонтажу підшипників.

Знімач	№ підшипника	Диференціальна функція розподілу	Оцінки статистичних характеристик	
			$\bar{M}[t], c$	$\bar{V}[t]$
1	2	3	4	5
1	6203A	$f(t_{6203A-1}) = 0,182 \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{0,203} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{1,203} \right];$	23,210	0,843
	6306	$f(t_{6306-1}) = 0,148 \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{1,69} \right];$	28,170	0,604
2	6203A	$f(t_{6203A-2}) = 0,253 \left(\frac{t_{6203A-2} - 17}{5,276} \right)^{0,334} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-2} - 17}{5,276} \right)^{1,334} \right];$	21,850	0,759
	6306	$f(t_{6306-2}) = 0,658 \left(\frac{t_{6306-2} - 20}{2,334} \right)^{0,537} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-2} - 20}{2,334} \right)^{1,537} \right];$	22,100	0,660
3	6203A	$f(t_{6203A-3}) = 0,276 \left(\frac{t_{6203A-3} - 17}{4,424} \right)^{0,223} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-3} - 17}{4,424} \right)^{1,223} \right];$	21,150	0,829
	6306	$f(t_{6306-3}) = 0,182 \left(\frac{t_{6306-3} - 16}{9,286} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-3} - 16}{9,286} \right)^{1,69} \right];$	24,287	0,604

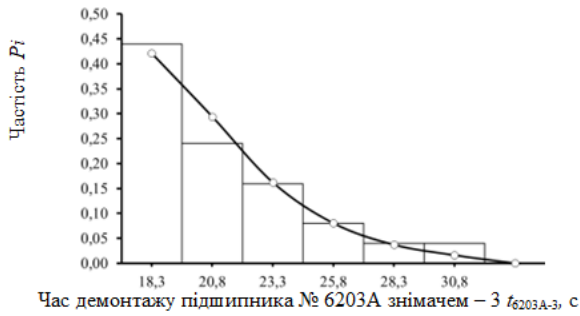
1	2	3	4	5
4	6203A	$f(t_{6203A-4}) = 0,304 \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{0,537} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{1,537} \right];$	21,550	0,660
	6306	$f(t_{6306-4}) = 0,286 \left(\frac{t_{6306-4} - 18}{5,909} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-4} - 18}{5,909} \right)^{1,69} \right];$	23,273	0,604
5	6203A	$f(t_{6203A-5}) = 0,452 \cdot \exp \left[- \frac{(t_{6203A-5} - 15,28)^2}{1,559} \right];$	15,280	0,387
	6306	$f(t_{6306-5}) = 0,59 \cdot \exp \left[- \frac{(t_{6306-5} - 18,51)^2}{0,925} \right];$	18,510	0,450



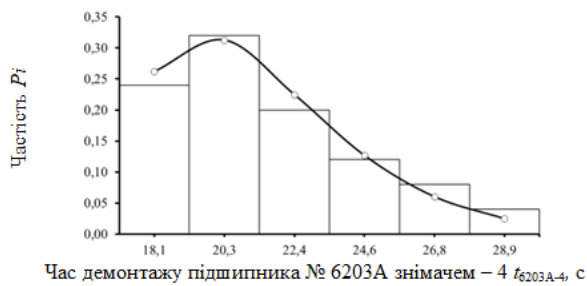
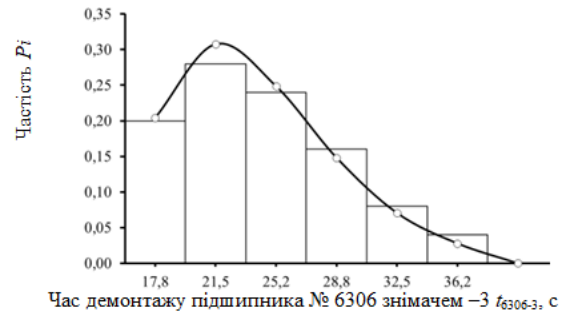
1



2



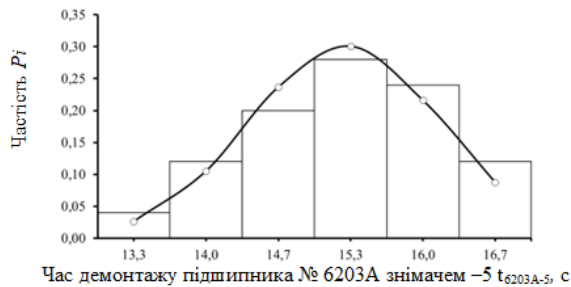
3



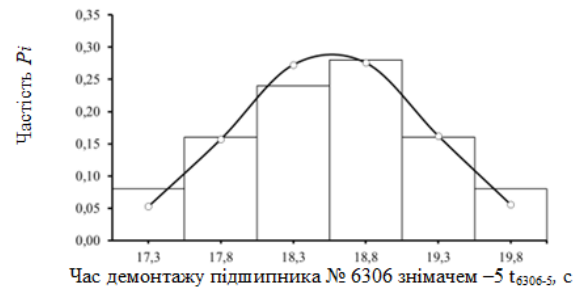
5



6



7



8

Рисунок 4.4 – Гістограми та теоретичні криві розподілу часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306: 1–6 – Вейбулла; 7, 8 – Нормальний.

Висновки до розділу 4

На основі виконаних експериментальних досліджень можна зробити висновок, що у загальноприйнятих теоріях розрахунку спряжень з натягом не враховуються механічні властивості матеріалів деталей, які визначають рівень деформації вала, на який встановлюється підшипник. Зокрема, важливе значення має матеріал, з якого виготовлений вал, а також особливості його механічної обробки. Вказані аспекти, ймовірно, є причиною відмінностей між теоретично розрахованими зусиллями і результатами експериментальних досліджень. Тому під час розробки підшипникових вузлів доцільно проводити експериментальні дослідження процесу встановлення підшипника на вал, щоб визначити, як змінюються геометричні параметри як вала, так і самого підшипника.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Положення охорони праці на ремонтних підприємствах

Охорона праці досліджує трудовий процес з позиції забезпечення життя та здоров'я працівників. Основні принципи державної політики в галузі охорони праці ґрунтуються на забезпеченні координації діяльності державних органів, установ, організацій та громадських об'єднань, що вирішують різні проблеми охорони праці, гігієни та безпеки праці, а також співробітництва і проведення консультацій між власниками та працівниками, між усіма соціальними групами при прийнятті рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях.

Шкідливі виробничі чинники – це такі, дія яких на працівника за певних умов призводить до захворювання чи зниження працездатності. Залежно від рівня й часу впливу такі чинники можуть стати небезпечними. Це шум, вібрація машин та устаткування, недостатня освітленість, запиленість і загазованість виробничого середовища, надмірне нервово-психічне та нервово-емоційне навантаження що в більшості випадків присутньої в ремонтних майстернях автотракторних бригад, центрах технічного обслуговування та ремонту, станції технічного обслуговування. Дія шкідливих виробничих чинників на людину призводить до такого негативного явища, як професійне захворювання. Для уникнення впливу таких чинників треба починати з конструювання машин і обладнання керуючись загально встановленими нормами та правилами.

Основними вимогами безпеки, що ставляться до конструкцій машин та механізмів, є безпека для здоров'я та життя людей, надійність та зручність експлуатації. [14,16,22].

Безпека виробничого оснащення забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, елементів конструкції, конструктивних схем;

- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного управління;
- використанням у конструкції засобів для захисту працівників;
- дотриманням ергономічних правил;
- включенням вимог безпеки праці в технічну документацію з технічного обслуговування та ремонту, монтажу, експлуатації, транспортування та зберігання устаткування;
- використанням у конструкціях обладнання відповідних матеріалів.

Інструменти, машини, апарати, та інше обладнання, яке застосовується на підприємствах по ремонту устаткування, різні за конструкцією, принципом дії, типом і розмірами. Але існують певні загальні вимоги, дотримання яких дозволяє забезпечити безпеку його використання (ДСТ 12.3.003-74 «ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки».)

Вимоги до основних елементів конструкцій:

1. Матеріали, які застосовуються в конструкції обладнання, не повинні бути шкідливими і небезпечними.
2. Інструменти та обладнання повинні бути облаштовані необхідними технічними засобами безпеки.
3. Рухомі частини обладнання, що становлять небезпеку, повинні бути огорожені чи устатковані засобами захисту. Винятком є елементи огороження, котрих не допускається їхнім функціональним призначенням. У цьому випадку варто передбачати спеціальні заходи захисту.
4. Обладнання не повинно бути джерелом виділення в робочу зону виробничих приміщень шкідливих речовин вище гранично допустимих рівнів (концентрацій), великих кількостей теплоти і вологи.
5. Конструкція оснащення повинна забезпечувати виключення або зниження до регламентованих значень рівнів ультразвуку, шуму, інфразвуку та вібрацій.

6. Частини устаткування, з якими може контактувати людина, не повинні мати гострих країв, кутів, нерівних, легкозаймистих поверхонь.

7. Вхідні в конструкцію обладнання робочі місця та їх елементи повинні забезпечувати зручність і безпеку роботи. За необхідності пересування працівника під час обслуговування обладнання, воно має бути обладнане безпечними проходами, сходами, майданчиками, переходами, поручнями та ін.

8. Конструкція устаткування повинна забезпечувати захист людини від ураження електричним струмом;

Органи керування обладнанням повинні відповідати таким основним вимогам:

- мати форму, розміри і поверхню, зручні і безпечні для роботи;
- бути розташованими в робочій зоні;
- розміщуватися з урахуванням необхідних для їхнього переміщення зусиль, що не перевищують встановлених стандартами. Відповідати послідовності та частоті використання;
- виключати можливість мимовільного і самовільного вмикання і вимикання обладнання.

Окрім вище сказаного слід зазначити, що робота в майстернях по ремонту є вельми небезпечною. Часто інструмент, який здавався повністю справним, не витримує більшого навантаження та руйнується піддаючи руки робітника травмуванню.

5.2. Моделювання процесів виникнення аварій і травм

Для моделювання виникнення аварій і травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів застосуємо метод логічного моделювання процесів формування виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.

Побудуємо логіко-імітаційну модель травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів (рисунок 5.1).

Під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів найнебезпечнішим явищем є ураження електричним струмом. Приймаючи подію «ураження» як головну і зв'язуючи цю подію шляхом логічного аналізу з наступною подією, що обумовлює її виникнення за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших, приходимо до кінцевих подій, з яких і починає формуватися головна подія: «ураження». За своєю формою така модель нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву «дерево відмов і помилок». Кінцеві події називають базовими.

Як правило, побудова моделі починається з головної події - ураження електричним струмом, а наступні розміщують зверху вниз, аж до базових подій (рис. 5.1.). Кожен блок рисунка позначений відповідним номером, що означає подію (у загальному вигляді) або окремий етап побудови моделі:

- відмова (травма) системи - головна подія;
- послідовність подій, що призводять до відмови системи;
- послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших;
- прямокутник - подія, що виникає як результат дії символа-оператора;
- базові події зображають у вигляді кружечків із написами в середині, вони є межею аналізу побудованої моделі ("дерева помилок");
- ромб - нерозкрита подія (подія, яка вимагає проведення відповідних досліджень).

Головною подією є ураження електричним струмом під номером 13, вона виникає внаслідок події номер 11 - пробивання на корпус і внаслідок нерозкритої події номер 12 - до установки в цей момент торкався робітник.

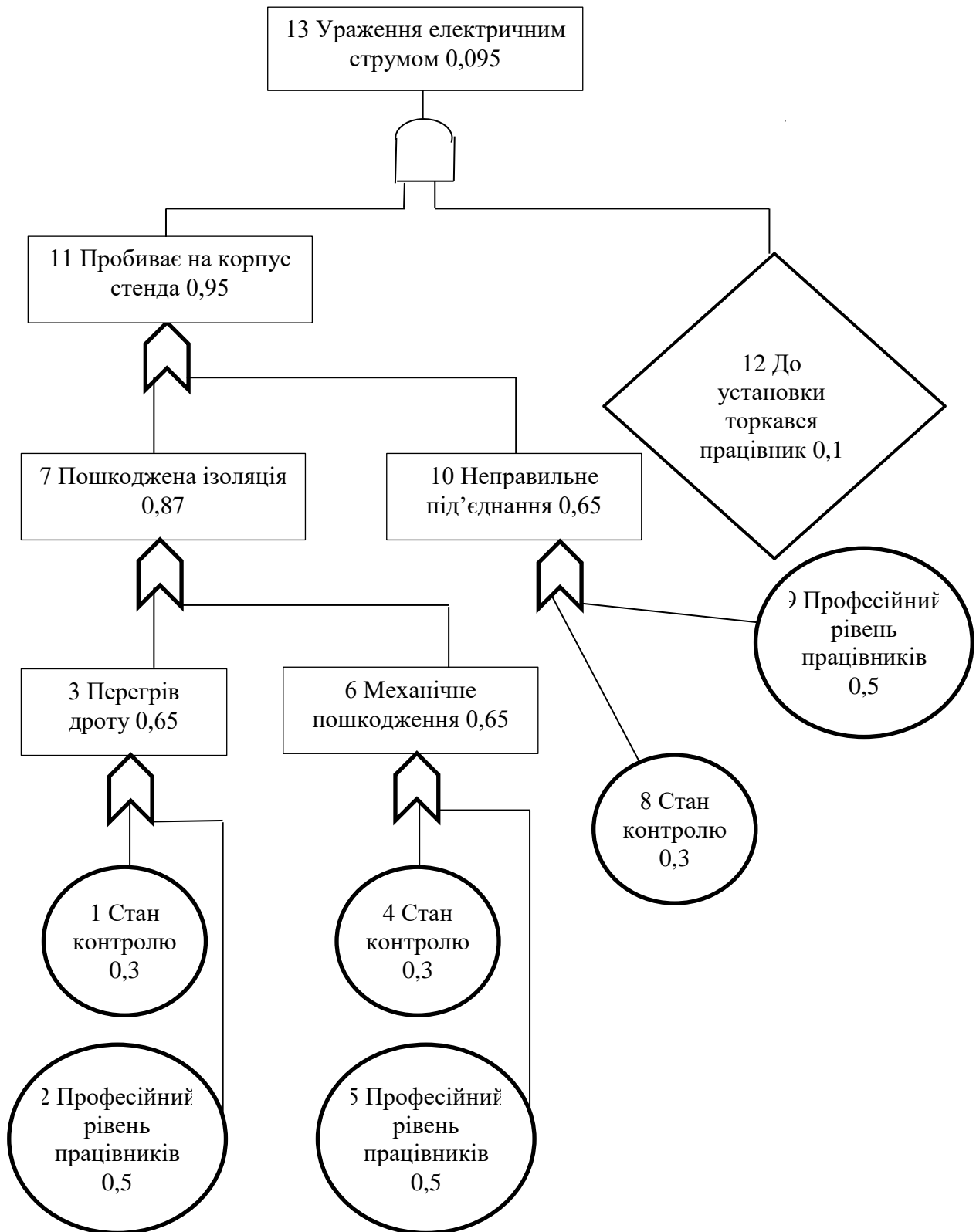


Рисунок 5.1 – Логіко – імітаційна модель процесу виникнення травми у працюючого під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів: 1,2,3...,12,13 – номери подій; 0,3; 0,5... -

ймовірності подій. Контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 2 – «професійний рівень» - це неправильний розрахунок діаметру дроту під час конструювання установки. Базова подія 4 – «стан контролю» для події 6 – «механічне пошкодження» це контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 5 - для події 6 це буде професійність проведених робіт в зоні силового кабелю і можливість його пошкодити. Базова подія 8 – «стан контролю» для події 10 – «неправильне під'єднання» це контроль за станом установки (ЩТО), базова подія 9 «професійний рівень» для події 10 - не проведення правильного включення установки працівником.

Подія 11 пробивання на корпус установки виникає через подію номер 7 - пошкоджена ізоляція, або подію номер 10 - неправильне під'єднання установки до мережі. Подія номер 7 - пошкоджена ізоляція виникає внаслідок події номер 3 - перегрів дроту, або події номер 6 - механічне пошкодження. Подія номер 10 - неправильне під'єднання до мережі виникає внаслідок базової події номер 8 - стан контролю, або базової події номер 9 - професійний рівень робітників. Подія номер 3 - перегрів дроту виникає внаслідок базової події номер 1 - стан контролю, або базової події номер 2 - професійний рівень робітників. Подія номер 6 - механічне пошкодження виникає внаслідок події номер 4 - стан контролю, або базової події номер 5 - професійний рівень працівників 15.

5.3. Оцінка рівня безпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня безпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня безпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій або травм залежно від досліджуваного явища [14,16,22].

Для оцінки рівня небезпеки установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів можна застосувати метод обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в закордонній інженерній практиці.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія «стан контролю з охорони праці». Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо приймемо, що такий рівень контролю становить 30 %, то ймовірність відповідно дорівнює 0,3. При відсутності контролю ймовірність «не здійснення контролю» становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то ймовірність дорівнює 0.

Для базових подій 1; 4; 8 «стан контролю» ймовірність приймаємо 0,3, для базових подій 2; 5; 9 «професійний рівень» ймовірність приймаємо 0,5.

На цьому можна вважати, що дана модель (рис. 5.1.) підготовлена до математичної обробки. Для виконання математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логіко-імітаційної моделі застосовують формули.

Для проведення обчислень ймовірності травми використовуємо логіко-імітаційну модель процесу її формування.

1. Ймовірність події P_3 :

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2, \quad (5.1)$$

Умовно приймаємо, що ймовірність базових подій $P_1 = 0,3$, а $P_2 = 0,5$.

Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій проводяться відповідно до положень Булевої алгебри.

Подібно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера.

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,65; \quad (5.2)$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 = 0,87; \quad (5.3)$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0,65; \quad (5.4)$$

$$P_{11} = P_7 + P_{10} - P_7 \cdot P_{10} = 0,95; \quad (6.5)$$

$$P_{13} = P_{11} \cdot P_{12} = 0,095. \quad (5.6)$$

Таким чином, на робочому місці під час роботи установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,5 травми. Звичайно це значення заокруглюємо до цілого числа так як кожна травма це є одне ціле і відповідно отримаємо 10 травм з базових подій охорони праці на 100 робочих місць.

На даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин. Але складовими причинами іншої травми також можуть бути такі недоліки, як не ефективний контроль чи низький професійний рівень знань працюючих. Тоді треба побудувати значно складнішу модель і відповідно під час обчислення цієї моделі з врахуванням всіх факторів отримаємо результат.

5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Для запобігання виникненню пожеж кожен працівник зобов'язаний суворо дотримуватись встановлених правил щодо їх попередження як у побуті, так і на підприємствах та в інших місцях.

На об'єктах народного господарства, встановлюється протипожежний режим і розробляються інструкції як для всього об'єкта, так і для окремих цехів, дільниць, бригад. Потрібно знати, що для гасіння вогню не завжди можна користуватися водою. Не можна направляти водяний струмінь на електропровід, що горить, або на електрообладнання, бо людину може вразити струм, оскільки вода є провідником. Ефективним засобом гасіння загорянь є вогнегасник.

У задимлене приміщення слід заходити обов'язково удвох. Йти, тримаючись за стіни, щоб не втратити орієнтир. Працювати в ізольованих або фільтрувальних протигазах, але з гопкалітовим патроном. Двері в палаюче приміщення відкривати обережно і користуватися ними як прикриттям. Людей із задимленого, палаючого приміщення вивести назовні, попередньо накинувши їм на голову вологу тканину або одяг.

В разі виникнення виробничої аварії начальник цивільної оборони об'єкта терміново організовує оповіщення керівництва і всіх працівників підприємства про небезпеку. Якщо трапилося витікання СДОР, то оповіщається також населення, яке мешкає поблизу об'єкта і в напрямі об'єкта і в напрямі можливого поширення отруйних газів. Населення повинно слухати повідомлення штабу ЦО і діяти за його вказівкою. Організовується розвідка, котра встановлює місце аварії, вид СДОР, ступінь зараження території та повітря, стан людей у зоні зараження, кордони зон забруднення, напрям і швидкість вітру в приземному шарі, напрям поширення зараженого повітря. Уражених після надання їм допомоги доставляють у незаражений район, а в разі необхідності — до лікувального закладу.

Дії населення під час радіоактивного забруднення місцевості. Радіоактивне зараженою може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали. Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху – швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 годин після вибуху рівень радіації на місцевості зменшується у 10 разів, через добу – приблизно у 40 разів, через 49 годин – у 100 разів. У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або

протигази. Взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної споруди.

Із службових приміщень і житлових будинків треба виходити швидко, не заважаючи іншим. Виведення населення у безпечні місця проводиться організовано, з урахуванням обстановки.

Під час землетрусу не можна залишатися поблизу об'єктів, що мають легкозаймисті і сильнодіючі отруйні речовини, на мостах і шляхопроводах. Якщо сильні підземні поштовхи застали вас на вулиці, слід якнайдалі відійти від будинків. Не можна триматися за високі стовпи і паркани, ховатись на нижніх поверхах та в підвальних приміщеннях будинків. Усі транспортні засоби зупиняються. Пасажири залишають їх і відходять на безпечну відстань. Особливу організованість варто проявити, виходячи з вокзалів, театрів, магазинів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Під час виконання дипломної роботи одержано такі кінцеві висновки та практичні результати:

1. Геометричні параметри підшипників, що використовуються у сільськогосподарській техніці, змінюються в досить широкому діапазоні. На сьогодні випускається багато знімачів, як спеціальних, так і універсальних, які можна переналагоджувати під певний розмір підшипників.

2. Для забезпечення успішного демонтажу підшипників необхідно дотримуватися умов надійного закріплення лап на кільці підшипника, що виключає ймовірність їх зісковзування. Ця умова є універсальною для демонтажу будь-яких деталей, що монтуються з натягом. Залежно від специфіки технічного завдання, можна вносити зміни до геометричних параметрів і механічних характеристик елементів знімача, коригуючи матеріал його виготовлення та застосовуючи відповідну зміцнювальну обробку.

3. Виходячи з умов міцності визначено геометричні параметри знімача підшипників. На підставі цього можна обґрунтувати кількість лап і геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем. Використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дає змогу зменшити параметри знімача на 28 %.

4. Виконані дослідження щодо часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306 серійними та запроектованим нами знімачами засвідчило, що в разі застосування серійних зразків можливим є виникнення випадків зіскакування лап з кільця підшипника. А це, відповідно, спричинює збільшення часу на його демонтаж. Розроблений нами знімач дав змогу отримати найменший час демонтажу підшипників, що було досягнуто за рахунок надійної фіксації лап на захопленій деталі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Барський В. М. Забезпечення технологічності і параметрів експлуатації з'єднань з натягом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків, 1997. 23 с.
2. Білуха М. Т. Методологія наукових досліджень: Підручник. Київ: АБУ, 2002. 480 с.
3. Васильків І. М. Основи теорії ймовірностей і математичної статистики : навч. посібник. Львів : ЛНУ імені Івана Франка, 2020. 184 с.
4. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. Харків: НТУ «ХП», 2009. 248 с.
5. Гайдучок В. М., Затхей Б. І., Лінник М. К. Теорія і технологія наукових досліджень. Навчальний посібник. Львів : Афіша, 2005. 232 с.
6. Грабар І.Г. Основи налійності машин: Навчальний посібник. Житомир: ЖІТІ, 1998. 298 с.
7. Гранкін С. Г., Малахов В. С., Черновол М. І., Черкун В. Ю. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 1998. 208 с.
8. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1996. 75 с.
9. Єременко В. С., Куц Ю. В., Мокійчук В. М., Самойліченко О. В. Статистичний аналіз даних вимірювань: навч. посіб. Київ: НАУ, 2013. 320 с.
10. Знімач з керованими захоплювачами: пат. України на корисну модель № 111533, В27/00, В23Р 19/02. № u201605582; заяв. 23.05.16; опубл. 10.11.16, Бюл. № 21.
11. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Підручник. Київ: Либідь, 2003. 424 с.

12. Кутовий Л. В., Зінченко Т. П., Овчаренко В. А. Конспект лекцій з дисципліни «Опір матеріалів» (для студентів всіх механічних спеціальностей денної і заочної форм навчання). Краматорськ: ДДМА, 2007. Ч. 1. 196 с.

13. Лауш П. В. Ремонт сільськогосподарської техніки (курсове і дипломне проектування): Навч. посібник / П. В. Лауш, Н. П. Лауш, Т. П. Лесюк. Кіровоград : ПОЛІМЕД-Сервіс, 2005. 266 с.

14. Лехман С.Д. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 220 с.

15. Основи наукових досліджень. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт №2 і №3 для студентів факультету механізації сільського господарства. Львів. 1998. 38с.

16. Охорона праці. Методичні рекомендації до виконання розділу з охорони праці у дипломних проектах. Львівський національний аграрний університет, 2012 р.

17. Ремонт машин і обладнання : підруч. / Сідашенко О. І. та ін.; за ред. О. І. Сідашенка, О. А. Науменка. Київ : Аграр Медіа Груп, 2014. 632 с.

18. Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кільця підшипника з валами на зміну радіального зазору в підшипнику. Актуальні проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття: матеріали I Всеукр. конф. студентів, магістрів, аспірантів і докторантів (м. Луганськ, 22 трав. 2008 р.). Луганськ, 2008. Ч. 1. С. 233–235.

19. Рис В. І. Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя (м. Тернопіль, 13-14 трав. 2009 р.). Тернопіль, 2009. С. 87–88.

20. Рис В. Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника. 14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у

Львові: матеріали симп. (м. Львів, 23-24 трав. 2019 р.). Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2019. С. 90.

21. Спосіб відновлення підшипників кочення: пат. України на корисну модель № 46250, В23Р 9/00. № u200907166; заяв. 09.07.09; опубл. 10.12.09, Бюл. № 23.

22. Стеблюк М.І. Цивільна оборона. Київ: Урожай. 1994. 360 с.

23. Теорія ймовірностей, математична статистика та імовірнісні процеси: навч. посіб. / Ю. М. Слюсарчук, Й. Я. Хром'як, Л. Л. Джавала, В. М. Цимбал ; М-во освіти і науки України, Нац. ун-т «Львів. політехніка». Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2015. 364 с. : іл. Бібліогр.: с. 351

24. Технологія машинобудування (дипломне проектування): Навчальний посібник/ І. О. Григурко, М. Ф. Брендюля, С. М. Доценко. Львів : Новий світ, 2007. 768 с.

25. Технологія ремонту машин та обладнання. Курс лекцій. / Сідашенко О.І. та інші. Навч. посібник. Харків: ХНТУСГ, 2017. 361 с.

26. Ткач Є. І., Сторожук В. П. Загальна теорія статистики: підручник [для студ. вищ. навч. закл.]. Київ: Центр учбової літератури, 2009. 442 с.

27. Форнальчик Є.Ю., Качмар Р.Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів: навч.посібник. 2-ге вид., змін та допов. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. 324 с.

28. Форнальчик Є.Ю., Оліскевич М.С., Мاستикаш О.Л., Пельо Р.А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник. / За загальною ред. Є.Ю. Форнальчик. Львів : Афіша, 2004. 492 с.

29. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я, Рис В. І., Блауцяк О. І. Технологічні аспекти процесів розбирання та складання машин під час їх ремонту. Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (м. Львів, 15 верес. 2003 р.). Львів, 2003. С. 439–445.

30. Чухрай В. Є., Рис В. І. Вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. Крамаровські читання: VIII Міжнар. наук.-техн. онлайн-конф. з нагоди 114-ї річниці від дня народження д-ра техн. наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987). Київ, 2021. С. 79–82.

31. Чухрай В. Є., Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осевого зазору в підшипнику. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2007. № 11. С. 184–190.

32. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей встановлених з натягом на вал. Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог наукових розробок / під ред. В. В. Снітинського, Г. В. Черевка. Львів: ЛНАУ, 2008. Вип. 8. С. 146–147.

33. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей, встановлених з натягом на вал. Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського, Г. В. Черевка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008 Вип. 8., С. 146–147.

34. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач з керованими захоплювачами. Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського, В.І Лопушняка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. Вип. 18. 39 с.

35. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2003. № 7. С. 236–246.

36. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2003. №7. С. 236–246.

37. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. Підвищення надійності машин і обладнання: тези доп. XII Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених (м. Кропивницький, 18-20 квіт. 2018 р.). Кропивницький. 2018. С. 122–125.

38. Чухрай В. Є., Рис В. І., Ніщенко І. О. Визначення впливу геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2005. № 9. С. 364–371.

39. Чухрай В., Рис В. Аналіз обладнання для розбирання підшипникових вузлів. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2004. № 8. С. 348–357.

40. Шарибура А.О., Левчук О.В., Рис В.І., Барабаш Р.І. Оцінення випадкових процесів зміни технічного стану АТЗ. Методичні рекомендації до виконання практичної роботи здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти з дисципліни «ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АВТОМОБІЛІВ». Дубляни, 2023. 20 с.

41. Chukhrai V., Rys V. Pullers with operated pinchers. MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19, No.1. P. 25–29.

42. Rys V. Substantiation of parameters of the bearer remover. ТЕКА Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 17, No. 4. P. 45–50.

43. Stribeck P. Kugellager fur beliebige Belastungen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure VDI Zeitschrift. Berlin, 1901. Vol. 45, No. 3. P. 73–79, 118–125.

ДОДАТКИ

**Результати математичного опрацювання даних основних виробничих спостережень
та комп'ютерних експериментів**

Таблиця А.1

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №1**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	20,8	18,9	11	0,440	8,323	8,110	0,113290	0,434
2	20,8	24,7	22,8	7	0,280	6,370	0,059	0,075983	0,291
3	24,7	28,5	26,6	3	0,120	3,190	1,366	0,041013	0,157
4	28,5	32,3	30,4	2	0,080	2,433	4,155	0,020074	0,077
5	32,3	36,2	34,3	1	0,040	1,370	4,875	0,009211	0,035
6	36,2	40,0	38,1	1	0,040	1,523	8,849	0,004025	0,015
				25	1	23,210	27,414		1,010

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	$Ус$	23,210	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	27,414	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	5,236	Хі-квадрат розрахункове	X^2	1,230
Коефіцієнт варіації	v	0,843	Хі-квадрат табличное	$(X^*)^2$	4,605
Параметр мірила	a	6,590	Коефіцієнт	Kb	0,942
Параметр форми	b	1,203	Коефіцієнт	Cb	0,794
			Коефіцієнт	b/a	0,183

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №1**

№	Униз	Уверх	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	f(y)	Теоретична частість
1	18,0	22,5	20,3	5	0,200	4,050	12,545	0,045387	0,204
2	22,5	27,0	24,8	7	0,280	6,930	3,275	0,068386	0,308
3	27,0	31,5	29,3	6	0,240	7,020	0,280	0,055254	0,249
4	31,5	36,0	33,8	4	0,160	5,400	4,982	0,032943	0,148
5	36,0	40,5	38,3	2	0,080	3,060	8,129	0,015703	0,071
6	40,5	45,0	42,8	1	0,040	1,710	8,503	0,006206	0,028
				25	1	28,170	37,714		1,007

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У _с	28,170	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	37,714	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	6,141	Хі-квадрат розрахункове	X ²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличнее	(X*) ²	4,605
Параметр мірила	a	11,396	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,148

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №2**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,5	18,3	9	0,360	6,570	4,666	0,134985	0,337
2	19,5	22,0	20,8	6	0,240	4,980	0,290	0,119689	0,299
3	22,0	24,5	23,3	4	0,160	3,720	0,314	0,076410	0,191
4	24,5	27,0	25,8	3	0,120	3,090	1,825	0,042016	0,105
5	27,0	29,5	28,3	2	0,080	2,260	3,277	0,020893	0,052
6	29,5	32,0	30,8	1	0,040	1,230	3,168	0,009611	0,024
				25	1	21,850	13,540		1,009

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	$Ус$	21,850	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	13,540	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,680	Хі-квадрат розрахункове	X^2	1,144
Коефіцієнт варіації	v	0,759	Хі-квадрат табличнее	$(X^*)^2$	4,605
Параметр мірила	a	5,276	Коефіцієнт	Kb	0,920
Параметр форми	b	1,334	Коефіцієнт	Cb	0,697
			Коефіцієнт	b/a	0,253

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості монтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №2**

№	Униз	Уверх	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	f(y)	Теоретична частість
1	20,0	21,0	20,5	6	0,240	4,920	0,614	0,262154	0,262
2	21,0	22,0	21,5	8	0,320	6,880	0,115	0,312899	0,313
3	22,0	23,0	22,5	5	0,200	4,500	0,032	0,224895	0,225
4	23,0	24,0	23,5	3	0,120	2,820	0,235	0,126910	0,127
5	24,0	25,0	24,5	2	0,080	1,960	0,461	0,060297	0,060
6	25,0	26,0	25,5	1	0,040	1,020	0,462	0,024921	0,025
				25	1	22,100	1,920		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У _с	22,100	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	1,920	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	1,386	Хі-квадрат розрахункове	X ²	0,518
Коефіцієнт варіації	v	0,660	Хі-квадрат табличнее	(X*) ²	4,605
Параметр мірила	a	2,334	Коефіцієнт	Kb	0,900
Параметр форми	b	1,537	Коефіцієнт	Cb	0,594
			Коефіцієнт	b/a	0,659

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №3**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,5	18,3	11	0,440	8,030	3,700	0,168521	0,421
2	19,5	22,0	20,8	6	0,240	4,980	0,038	0,117694	0,294
3	22,0	24,5	23,3	4	0,160	3,720	0,706	0,064914	0,162
4	24,5	27,0	25,8	2	0,080	2,060	1,693	0,032180	0,080
5	27,0	29,5	28,3	1	0,040	1,130	2,016	0,014864	0,037
6	29,5	32,0	30,8	1	0,040	1,230	3,686	0,006507	0,016
				25	1	21,150	11,840		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	Ус	21,150	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	11,840	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,441	Хі-квадрат розрахункове	Х²	1,143
Коефіцієнт варіації	v	0,829	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	4,424	Коефіцієнт	Kb	0,938
Параметр форми	b	1,223	Коефіцієнт	Cb	0,778
			Коефіцієнт	b/a	0,276

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №3**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	16,0	19,7	17,8	5	0,200	3,567	8,329	0,055702	0,204
2	19,7	23,3	21,5	7	0,280	6,020	2,174	0,083929	0,308
3	23,3	27,0	25,2	6	0,240	6,040	0,186	0,067811	0,249
4	27,0	30,7	28,8	4	0,160	4,613	3,308	0,040429	0,148
5	30,7	34,3	32,5	2	0,080	2,600	5,397	0,019272	0,071
6	34,3	38,0	36,2	1	0,040	1,447	5,645	0,007617	0,028
				25	1	24,287	25,039		1,007

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	Ус	24,287	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	25,039	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	5,004	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	9,286	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,182

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №4**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус) ² *Рі	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,2	18,1	6	0,240	4,340	2,884	0,120994	0,262
2	19,2	21,3	20,3	8	0,320	6,480	0,541	0,144415	0,313
3	21,3	23,5	22,4	5	0,200	4,483	0,150	0,103798	0,225
4	23,5	25,7	24,6	3	0,120	2,950	1,104	0,058574	0,127
5	25,7	27,8	26,8	2	0,080	2,140	2,163	0,027830	0,060
6	27,8	30,0	28,9	1	0,040	1,157	2,171	0,011502	0,025
				25	1	21,550	9,013		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	Ус	21,550	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	9,013	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,002	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,518
Коефіцієнт варіації	v	0,660	Хі-квадрат табличное	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,057	Коефіцієнт	Kb	0,900
Параметр форми	b	1,537	Коефіцієнт	Cb	0,594
			Коефіцієнт	b/a	0,304

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №4**

№	Униз	Уверх	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	f(y)	Теоретична частість
1	18,0	20,3	19,2	5	0,200	3,833	3,373	0,087532	0,204
2	20,3	22,7	21,5	7	0,280	6,020	0,881	0,131888	0,308
3	22,7	25,0	23,8	6	0,240	5,720	0,075	0,106560	0,249
4	25,0	27,3	26,2	4	0,160	4,187	1,339	0,063532	0,148
5	27,3	29,7	28,5	2	0,080	2,280	2,185	0,030285	0,071
6	29,7	32,0	30,8	1	0,040	1,233	2,286	0,011970	0,028
				25	1	23,273	10,140		1,007

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У_с	23,273	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	10,140	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,184	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличное	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,909	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,286

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
розробленим нами знімачем №5**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус) ² *Рі	f(y)	Теоретична частість
1	13,0	13,7	13,3	1	0,040	0,533	0,152	0,039749	0,026
2	13,7	14,3	14,0	3	0,120	1,680	0,197	0,158002	0,105
3	14,3	15,0	14,7	5	0,200	2,933	0,075	0,355089	0,237
4	15,0	15,7	15,3	7	0,280	4,293	0,001	0,451184	0,301
5	15,7	16,3	16,0	6	0,240	3,840	0,124	0,324124	0,216
6	16,3	17,0	16,7	3	0,120	2,000	0,231	0,131647	0,088
				25	1	15,280	0,779		0,973

Закон розподілу - **Нормальний**

Математичне сподівання	Ус	15,280	Число ступенів вільності	r	3	
Дисперсія	D	0,779	Рівень значимості	α	0,100	
Серед.-квадр. відхилення	σ	0,883	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,764	
Коефіцієнт варіації	v	0,387	Хі-квадрат табличное	(Х*)²	6,251	
Параметр мірила	a	2,562	Коефіцієнт	Kb	0,890	
Параметр форми	b	2,823	Коефіцієнт	Cb	0,345	
				Коефіцієнт	b/a	1,102

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
розробленим нами знімачем №5**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	17,5	17,3	2	0,080	1,380	0,127	0,105429	0,053
2	17,5	18,0	17,8	4	0,160	2,840	0,092	0,314243	0,157
3	18,0	18,5	18,3	6	0,240	4,380	0,016	0,545463	0,273
4	18,5	19,0	18,8	7	0,280	5,250	0,016	0,551394	0,276
5	19,0	19,5	19,3	4	0,160	3,080	0,088	0,324604	0,162
6	19,5	20,0	19,8	2	0,080	1,580	0,123	0,111286	0,056
				25	1	18,510	0,462		0,976

Закон розподілу - **Нормальний**

Математичне сподівання	Ус	18,510	Число ступенів вільності	r	3
Дисперсія	D	0,462	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	0,680	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,722
Коефіцієнт варіації	v	0,450	Хі-квадрат табличне	(X*)²	6,251
Параметр мірила	a	1,704	Коефіцієнт	Kb	0,886
Параметр форми	b	2,368	Коефіцієнт	Cb	0,399
			Коефіцієнт	b/a	1,390

