

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

**Кафедра надійності і ремонту машин**

**П о я с н ю в а л ь н а   з а п и с к а**

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ РУКАВІВ  
ВИСОКОГО ТИСКУ ГІДРОСИСТЕМ**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МГМ-2-19 за  
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Богомаз Владислав Сергійович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Мельянцов Петро Тимофійович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро - 2020

# ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра надійності і ремонту машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
завідувача кафедри

**НРМ**

(назва кафедри)

**Д.Т.Н, проф.**

(вчене звання)

**Дирда В.І**

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

## ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Богомазу Владиславу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи:** «Удосконалення технічного сервісу рукавів високого тиску гідросистем»

керівник роботи Мельянцов Петро Тимофійович, к.т.н., доцент

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

затверджена наказом вищого навчального закладу від

«08» жовтня 2020 року № 2556

**2. Строк подання студентом роботи** \_\_\_\_\_

**3. Вихідні дані до роботи** Конструктивні особливості шлангів високого тиску гідросистем сільськогосподарської техніки. Аналіз існуючих способів ремонту гідравлічних рукавів. Результати попередніх досліджень впливу способів ремонту на наробіток рукавів високого тиску. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання та задачі дослідження. 2. Теоретичні дослідження впливу конструктивних елементів рукавів і деталей приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання 3. Методика проведення експериментальних досліджень. 4. Результати досліджень та їх аналіз. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна оцінка результатів досліджень. Висновки. Бібліографічний список.

## 5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень ( аркуш, А4). 2. Теоретичні дослідження ( арк., А4). 3. Методика експерименту ( арк, А4). 4. Експериментальні дослідження ( арк., А4) 5. Економічні показники ( аркуш, А4). 6. Висновки ( арк., А4)

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Мельянцов П. Т., доцент		
2	Мельянцов П. Т., доцент		
3	Мельянцов П. Т., доцент		
4	Мельянцов П. Т., доцент		
5	Кравець В. В., доцент		
6	Вініченко І. І, професор		
нормоконтроль	Мельянцов П. Т., доцент		

7. Дата видачі завдання: 02.09.2019 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 30.09.2020 р.	
2	Теоретичний	до 15.10.2020 р.	
3	Експериментальний	до 02.11.2020 р.	
4	Охорона праці	до 25.11.2020 р.	
5	Економічний	до 02.12.2020 р.	
6	Демонстраційна частина	до 08.12.2020 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ Богомаз В. С.  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ Мельянцов П. Т.  
( підпис ) (прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Богомаз В. С. «Удосконалення технічного сервісу рукавів високого тиску гідросистем» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2020 р.

Робота включає в себе шість розділів. В першому розділі проведено аналіз надійності гідравлічних рукавів високого тиску, розглянуті способи їх ремонту, досліджено вплив способів ремонту на наробіток рукавів високого тиску і висунуто задачі досліджень.

В другому розділі проведені теоретичні дослідження впливу конструктивних елементів рукавів і деталей приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання. Розглянуто передумови дослідження впливу технології ремонту на наробіток шлангів.

В третьому розділі розглядаються методика дослідження впливу різних параметрів на герметичність і міцність з'єднання рукавів з розбірною та не розбірною приєднувальною арматурами. Розроблено експериментальну установку та методику контролю герметичності гідравлічних рукавів.

В четвертому розділі представлені результати досліджень впливу конструктивних елементів рукава і деталей розбірної приєднувальної арматур на міцність і герметичність їх з'єднання. Запропонована методика розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматури

В п'ятому розділі розглянуто питання з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

В шостому розділі представлені техніко-економічні розрахунки з ефективності реалізації запропонованих заходів.

**Ключові слова:** гідравлічний рукав, гідравлічна система, з'єднувальна арматура, опресування, ремонтний розмір, герметичність, надійність, ресурс.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	7
1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	9
1.1 Коротка характеристика шлангів гідросистем сільськогосподарської техніки.....	9
1.2. Аналіз існуючих способів ремонту гідравлічних рукавів .....	12
1.3. Результати попередніх досліджень впливу способів ремонту на наробіток рукавів високого тиску .....	16
1.4 Існуючі рекомендації визначення розмірів деталей приєднувальної арматури і ступеню стиску рукава .....	18
1.5 Основна мета та задачі досліджень.....	19
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РУКАВІВ І ДЕТАЛЕЙ ПРИЄДНУВАЛЬНОЇ АРМАТУРИ НА МІЦНІСТЬ І ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ЇХ З'ЄДНАННЯ.....	21
2.1 Надійність з'єднання рукавів з приєднувальною арматурою .....	21
2.2 Теоретичні передумови дослідження впливу технології ремонту на наробіток шлангів .....	25
2.3 Аналіз умов кріплення нерозбірної кінцевої арматури рукавів високого тиску .....	31
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	36
3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень.....	36
3.2. Частні методики досліджень .....	37
3.2.1 Методика дослідження впливу різних параметрів на герметичність і міцність з'єднання рукавів з арматурами.....	37
3.2.2 Методика дослідження впливу робочої довжини приєднувальної арматури на герметичність з'єднання.....	39
3.2.3 Методика перевірки встановленої герметичності з'єднання.....	43
3.2.4 Методика дослідження вплив конфігурації й параметрів нарізання робочої поверхні муфти на міцність з'єднання .....	43

3.2.5	Методика дослідження спільного впливу параметрів на взаємозв'язок міцності й герметичності з'єднання .....	44
3.2.6	Методика дослідження зміни просторового положення рукавів та дроту оплітки рукавів .....	45
3.2.7	Методика дослідження залежності наробітку шлангів від величини втрати дротом своєї витривалості при різних способах їх ремонту .....	48
4.	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	50
4.1	Дослідження впливу конструктивних елементів рукава і деталей приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання .....	50
4.2	Методика розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматури.....	60
4.3	Вплив динамічного згину на ресурс гідравлічних рукавів високого тиску .....	62
4.4	Розроблені рекомендації .....	64
5.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ....	69
5.1	Організація охорони праці в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів сільськогосподарських машин .....	69
5.2	Аналіз умов праці та пожежної безпеки в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів .....	70
5.3	Заходи поліпшення умов праці в лабораторії .....	72
5.4	Вимоги з охорони праці для слюсаря з ремонту гідравлічних рукавів..	74
5.5	Безпека у надзвичайних ситуаціях. Евакуація населення у разі загрози виникнення або виникнення надзвичайних ситуацій .....	77
6.	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	79
	ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	87
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	90
	ДОДАТКИ.....	94

## ВСТУП

Досвід експлуатації сільськогосподарської техніки свідчить про те, що ефективність застосування й можливість більш широкого використання гідравлічного встаткування в ній, особливо в тракторах, значно знижені через недостатню надійність рукавів високого тиску (РВТ).

Найбільший тиск у гідросистемах сільськогосподарської техніки в цей час становить 17,5 МПа. Найбільший тиск, що розвивається сучасними насосами, досягає 21,0 МПа. Найближчим часом розраховують створити насоси, які розвивають тиск до 30,0 МПа [4]. Наробіток гідроагрегатів доведений до 5000 мото.-годин. Найближчим часом розраховують довести його до 6000 мото.-годин. Рукава високого тиску (РВТ) з металевими оплітками, що випускаються по ГОСТ 6266-93, уже зараз можуть забезпечити найбільший тиск 30,0 МПа і наробіток 6000 мото.-годин. Шланги ж високого тиску гідросистем тракторів, у яких використовуються такі рукава, забезпечують у цей час наробіток 1500 мото.-годин [7, 8, 9] при найбільшому тиску в системі 16,5 МПа [10].

Для досягнення необхідного ресурсу рукавів їх ремонтують. Наприклад, по Дніпропетровській області щорічний обсяг ремонту шлангів становить майже 50 тис. штук на рік. Однак, наробіток відремонтованих рукавів, незважаючи на різноманіття існуючих способів їх ремонту, залишається низьким [8]. Тому збільшення наробітку відремонтованих рукавів високого тиску, особливо гідросистем тракторів, є важливим народногосподарським завданням. Розв'язок даного завдання й став метою даної роботи. Ученими ВИСХОМ, НАТИ, Латвійської сільськогосподарської академії встановлено [5, 8, 9], що низький наробіток як нових, так і відремонтованих рукавів високого тиску гідросистем тракторів обумовлений обтиском муфт нерозбиральної приєднувальної арматури [11, 12, 13].

Обтиск муфт необхідний для забезпечення міцності і герметичності з'єднання арматури з рукавом. У той же час, обтиск муфт обумовлює зниження міцності рукава в зоні з'єднання за рахунок деформації його



оплітки. Однак обґрунтування застосування такої арматури у літературі не достатнє.

Враховуючи, що уникнути деформації оплітки рукава, а отже, і зниження його міцності при обтискуванні муфт нерозбиральної арматури неможливо, пропонується при ремонті шлангів високого тиску гідросистем тракторів використовувати розбиральну приєднувальну арматуру. При цьому розбиралося припущення про те, що в конструкції розбиральної арматури можна передбачити положення, при якому забезпечення міцності й герметичності з'єднання не спричинить зниження міцності рукава в зоні з'єднання і зниження його наробітку.

**Мета роботи.** Відновлення роботоздатності рукавів високого тиску гідросистем за рахунок ремонту їх із застосуванням приєднувальної арматури такої конструкції, яка забезпечувала б міцність і герметичність з'єднання арматури з рукавом без зменшення експлуатаційного наробітку.

**Об'єкт досліджень.** Міцність і герметичність з'єднання приєднувальної арматури з рукавом високого тиску і його міцність у зоні з'єднання, що визначає наробіток рукава.

**Предмет досліджень.** Вплив конструктивних елементів рукава і деталей приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання, а також вплив технології ремонту з використанням арматури на наробіток рукавів високого тиску гідросистем тракторів.

**Наукова новизна.** Встановлення залежностей міцності й герметичності з'єднання рукавів високого тиску із приєднувальною арматурою від їхніх конструктивних елементів, а також встановлення залежності наробітку шлангів високого тиску від способів їх ремонту.

**Практична цінність роботи.** Полягає в розробці методик розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматури і наробітку відремонтованих шлангів.

## 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Коротка характеристика шлангів гідросистем сільськогосподарської техніки

У гідравлічних системах сільськогосподарської техніки широко застосовують рукава високого тиску (РВТ) з внутрішнім діаметром 12 і 16 мм. з двома металевими оплітками дротом, що витримує на розрив навантаження 147 Н (рукава типу А ).

Найбільший статичний робочий тиск у системі ( $P_{роб}$ ) при трикратному запасі міцності для рукавів діаметром 12 мм, відповідно до ГОСТ 6286-93 не повинен перевищувати 21,0МПа, а для рукавів діаметром 16 мм – 16,5 МПа. Найбільший динамічний тиск при п'ятикратному запасі міцності не повинен перевищувати відповідно 12,5 і 10,0 МПа.

Динамічне випробування рукавів повинне проводитися під випробувальним тиском ( $P_{вип}$ ) рівним  $1,25P_{роб}$ , який змінюється за графіком, зображеним на рис. 1.1 із частотою  $f$  рівною 0,5 -1,5 ц/с. При цьому вважаються рукава, які витримали випробування, якщо вони витримали без руйнування 150 – 200 тис. циклів навантажень.

Гарантійний термін експлуатації рукавів, які застосовуються у тракторах - 6000 мото-годин (24 місяця експлуатації або 36 місяців з моменту виготовлення) за умови встановлення тієї ж гарантії на з'єднання їх із приєднувальною арматурою. У гідравлічних системах сільськогосподарської техніки, зазначені рукава використовують при найбільшому динамічному тиску до 10,0 МПа (у гідравлічних системах комбайнів, наприклад) і до 16,5 МПа (у гідравлічних системах тракторів). Характер зміни тиску в гідросистемах тракторів представлений на рис. 1.2 [10].

Кінці рукавів, які використовують при найбільшому динамічному тиску до 10,0 МПа, закріплюються у нерозбірній (Рис. 1.3) і в розбірній (Рис. 1.4) приєднувальній арматурі.

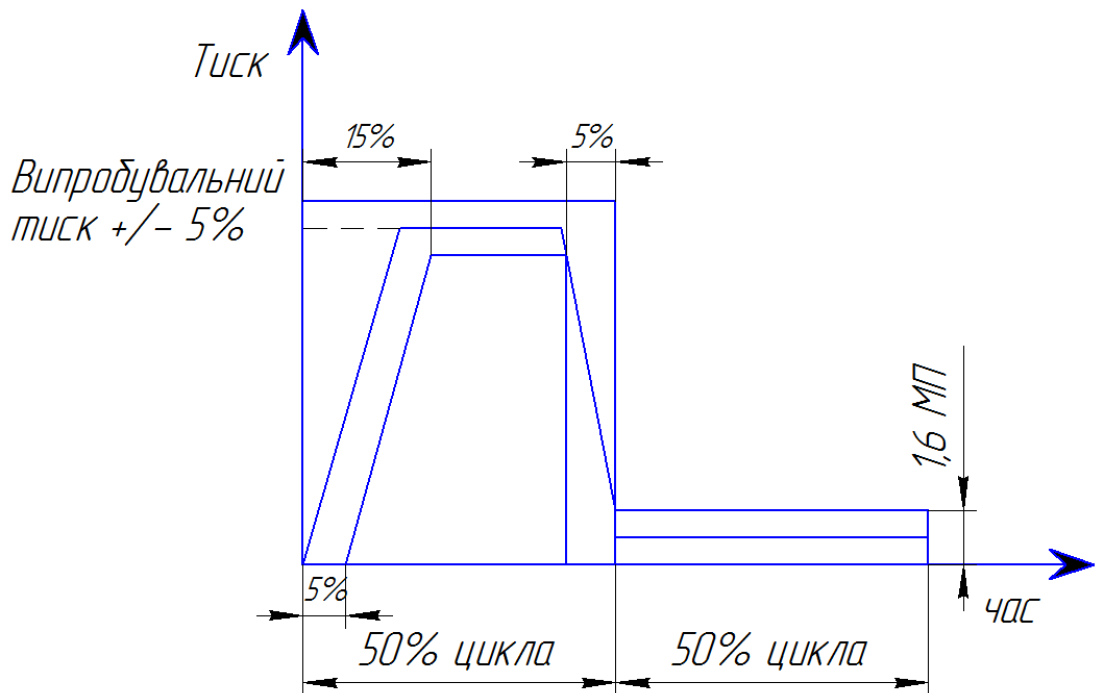


Рис. 1.1 - Характер зміни тиску при випробуванні рукавів високого тиску (РВТ) із металевими оплітками

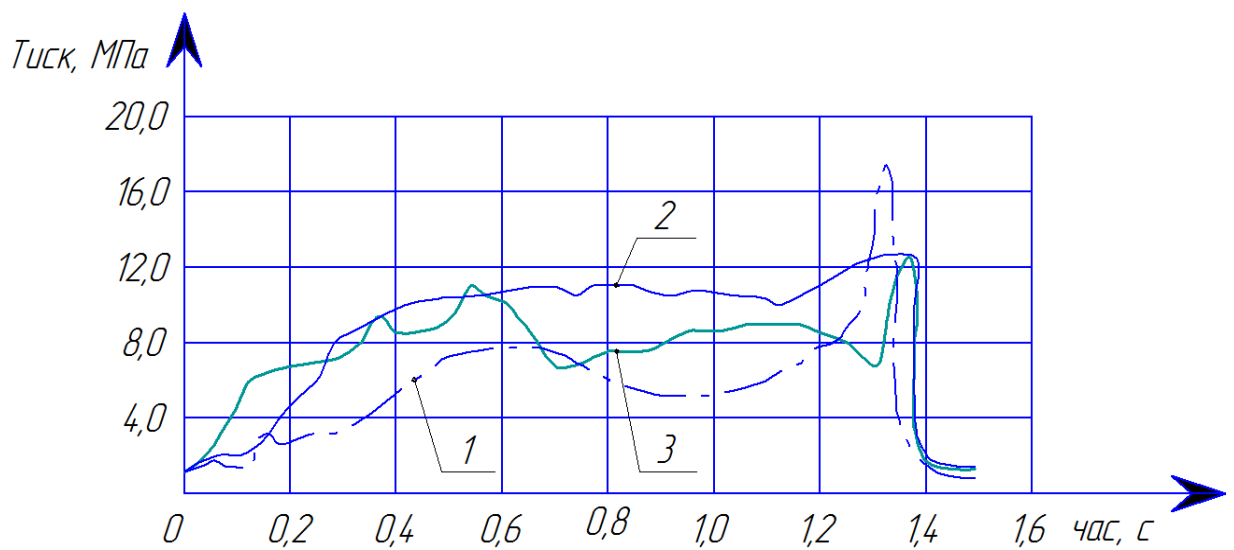


Рис. 1.2 - Осцилограми зміни тиску в гідросистемах тракторів при виглубленні плугів: 1. – Т-150; 2 – Т-150 - К; 3 – МТЗ-80

Кінці рукавів, які використовують при найбільшому динамічному тиску до 16,5 МПа, закріплюють тільки в нерозбірну (рис. 1.3) приєднувальну арматуру [11].

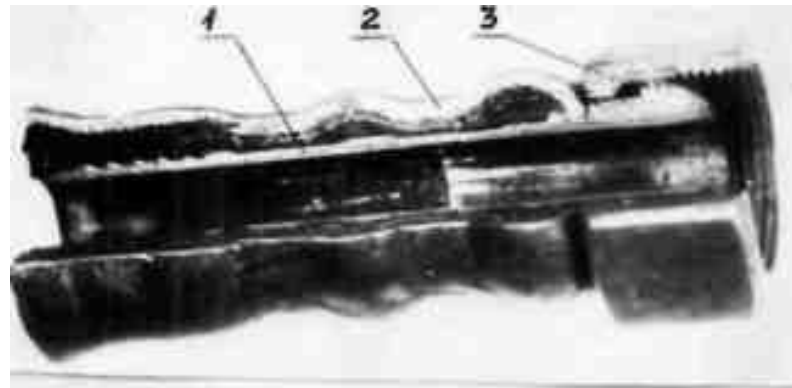


Рис. 1.3 - Нерозбірна приєднувальна арматури: 1 – ніпель, 2 – муфта, 3 – гайка накидна

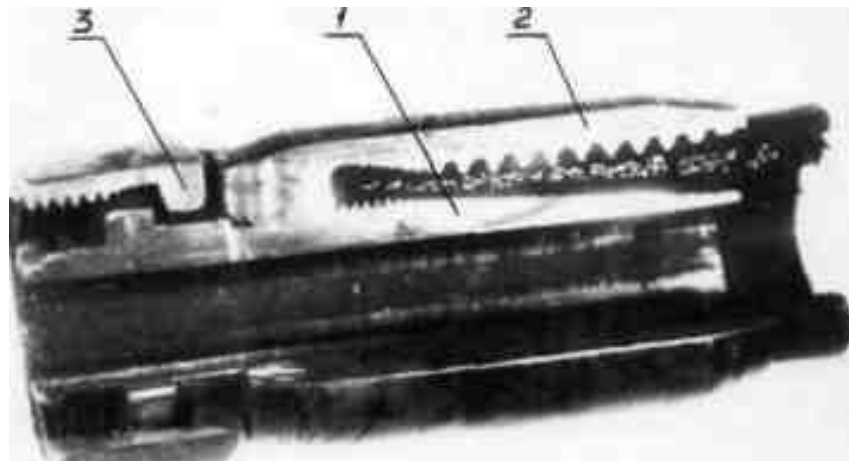


Рис. 1.4 - Розбірна приєднувальна арматури:  
1 – ніпель, 2 – муфта, 3 – гайка накидна

Затиснення стінки рукава між деталями нерозбірної приєднувальної арматури забезпечує міцність і герметичність з'єднання рукава з арматурою за рахунок обтиску муфт у спеціальних пристосуваннях. Затиснення стінки

рукава між деталями розбірної арматур відбувається за рахунок вгвинчування в муфту і у рукав ніпеля, зовнішній діаметр якого більше внутрішнього діаметра рукава.

## 1.2. Аналіз існуючих способів ремонту гідравлічних рукавів

Гідравлічні рукава, які використовуються при тиску до 10,0 МПа, а також, які використовуються при тиску до 16,5 МПа, ремонтують у спеціалізованих майстернях агропромислового комплексу і в інших галузях промисловості (рис. 1.5). Гідравлічні рукава сільськогосподарської техніки, які працюють при робочому тискові 10,0 МПа представлені як з нерозбірним, так і з розбірним з'єднанням рукавів із приєднувальною арматурою, в інших галузях промисловості - тільки розбірні з'єднання [14]. Рукава, які працюють при тискові 16,5 МПа на мобільних машинах сільськогосподарського призначення застосовуються тільки з нерозбірними з'єднаннями, в інших галузях промисловості – як нерозбірні, так і розбірні з'єднання.

У вітчизняній літературі немає рекомендацій із застосування як розбірних, так і нерозбірних рукавів. Однак, частка розбірних рукавів, які застосовуються в інших галузях промисловості, більше, ніж у сільському господарстві. Причому, розбірні шланги застосовують і в гірській промисловості [14], що характеризується важкими умовами їх експлуатації.

Способи ремонту нерозбірних рукавів сільськогосподарської техніки і в інших галузях промисловості фактично однакові за винятком стяжки хомутами [19] і обмотки дротом [22] рукавів, які використовуються при тиску до 10,0 МПа в сільськогосподарських машинах. Ремонт нерозбірних шлангів обтиском на пресі [11], в 4-х кулачковому токарному патроні [13] або обкатуванням на токарному верстаті оснований: на виготовленні нових деталей арматури (по даним Васильківського «Агротехсервіса», на якому централізовано ремонтувалися рукава – 100 % муфт і 80 % ніпелів) і фактично ідентичній технології виготовлення нових шлангів.

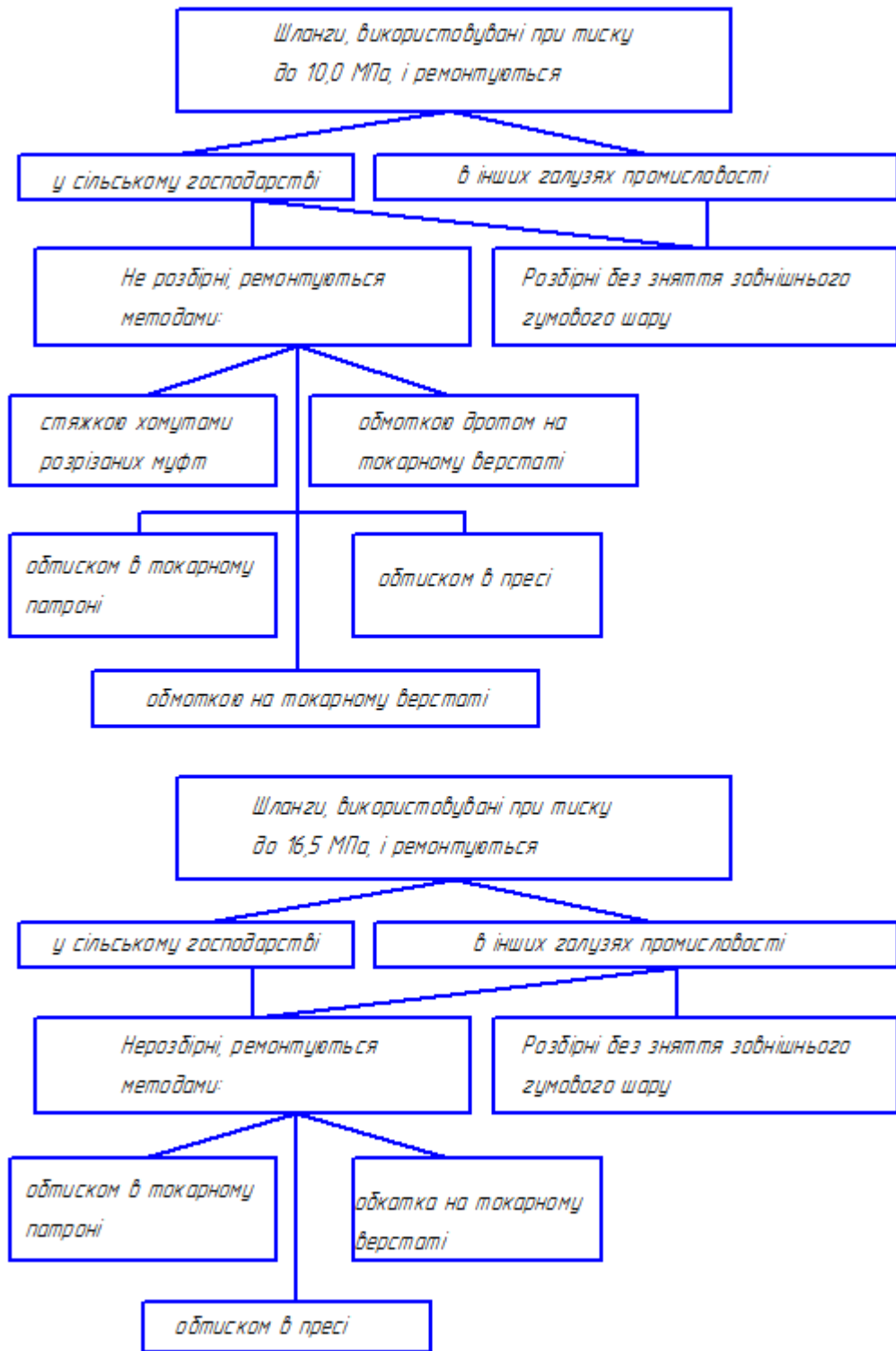


Рис. 1.5 - Способи ремонту рукавів високого тиску у різних галузях народного господарства

Ремонт проводять таким способом: на заточувальному або іншому верстаті вулканитовим кругом відрізають дефектну частину рукава разом із

приєднувальною арматурою; з вилученої арматури, у випадку її придатності, висмикують спеціальним пристроєм ніпель із накидною гайкою; знову виготовляють, необхідні деталі арматури; підготовляють рукав під заробку, зрізуючи зовнішній гумовий шар на певну довжину; встановлюють на рукав муфту й вставляють ніпель із накидною гайкою; обжимають муфту в спеціальному пристосуванні (рис. 1.6) на пресі, в 4-хкулачковому токарному патроні, обкатуванням у спеціальному пристосуванні із притискними роликками на токарному верстаті.

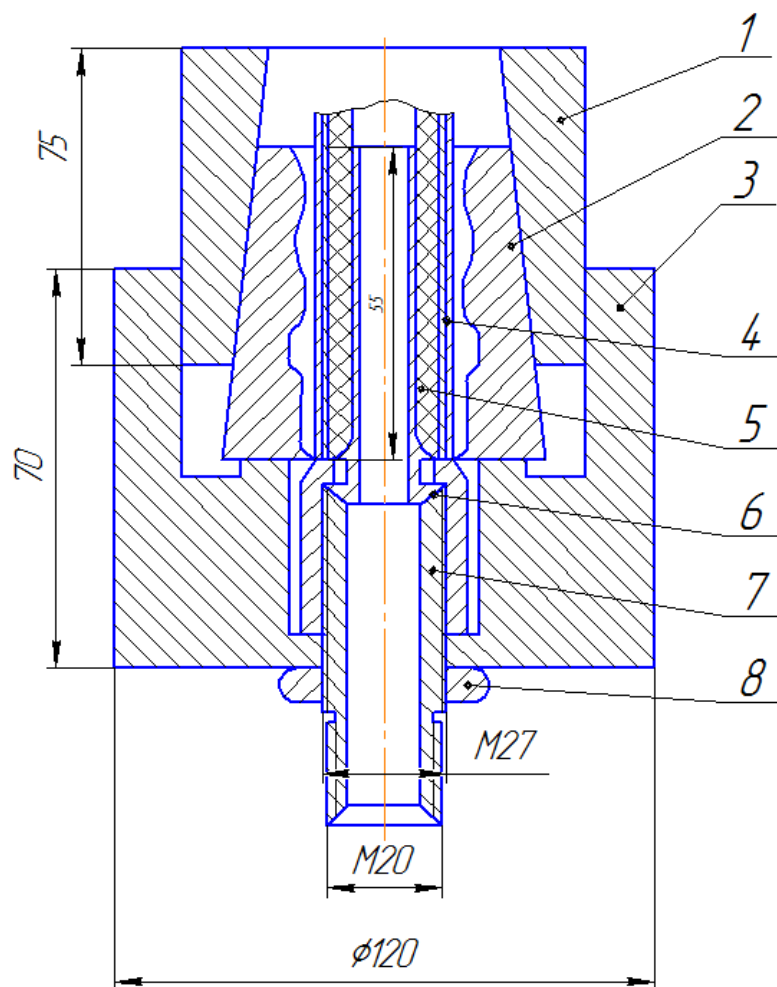


Рис. 1.6 - Пристосування для обтиснення муфт під пресом: 1 – конусна втулка, 2 – вкладиш, 3 – направляюча, 4 – трубка, 5 – шланг, 6 – штуцер з гайкою, 7 – перехідний штуцер, 8 – гайка

Дані способи ремонту мають ряд істотних недоліків: необхідність у спеціальному обладнанні, пристосуваннях, пристроях, що не дозволяє

проводити ремонт рукавів в умовах їх експлуатації; необхідність у виготовленні нових деталей арматури; низький наробіток відремонтованих шлангів (менше 1500 мото-год.) за умови їх правильної експлуатації [8].

Останній недолік проявляється більш сильніше при ремонті обмоткою дротом [22] і стяжкою хомутами [19].

Можна припустити, що саме через перераховані вище недоліки в інших галузях промисловості перевагу віддають розбірним шлангам [14], що мають деякі переваги перед нерозбірними.

Технологія ремонту розбірних шлангів наступна: відрізають, пошкоджену частину рукава із приєднувальною арматурою. У польових умовах - ножівкою по металу; за допомогою гайкових ключів вигвинчують ніпель із накидною гайкою і згвинчують муфту; для рукавів, які використовуються при тиску до 16,5 МПа і вище, рукав підготовляють під заробку, зрізуючи зовнішній гумовий шар на певну довжину [14]. Для шлангів, які використовуються при тиску до 10,0 МПа, зовнішній гумовий шар рукава не знімають [17]; за допомогою гайкових ключів нагвинчують муфту на справну частину рукава і угвинчують у муфту і у рукав ніпель із накидною гайкою. Названі деталі використовують повторно.

Перевага технології ремонту розбірних шлангів полягає в наступному: не потрібно виготовлення нових деталей; ремонт може бути здійснений в умовах експлуатації, тому що при цьому не потрібне спеціальне обладнання, пристосування та пристрої.

Інформації по наробіткові розбірних шлангів у вітчизняній літературі немає. У літературних джерелах недостатньо також відомостей про закордонну практику ремонту РВТ, хоча в якості нових РВТ за кордоном в основному використовують розбірні шланги [22]. Їм також надається перевага в закордонній літературі [17]; підкреслюється їхня перевага перед нерозбірними, хоча рекомендацій з їхнього застосування немає і у закордонній літературі.

Можна припустити, що саме через відсутність таких рекомендацій і у нас в країні, і за кордоном знаходять застосування різні конструкції розбірної



арматури: у сільському господарстві, наприклад – конструкція, зображена на рис. 1.4 [24], у гірській промисловості – зображена на (рис. 1.7 а, б) [14] та ін.

### 1.3. Результати попередніх досліджень впливу способів ремонту на наробіток рукавів високого тиску

Дослідження нерозбірних рукавів високого тиску (РВТ) гідросистем тракторів, проведені в роботі [22], показали, що їх низький наробіток (менше 1500 мото-год.) обумовлений недостатньою надійністю з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурою і зменшенням міцності рукавів у зоні запресування їх у цю арматуру (82-86 % руйнувань рукавів припадає на цю зону). Розглядаючи напружений стан дроту оплітки рукавів, автори не зв'язали зменшення міцності рукавів у зоні запресування з технологією з'єднання. Не врахували додаткових напружень, що виникають у дроті внаслідок деформації оплітки при обтиску муфт.

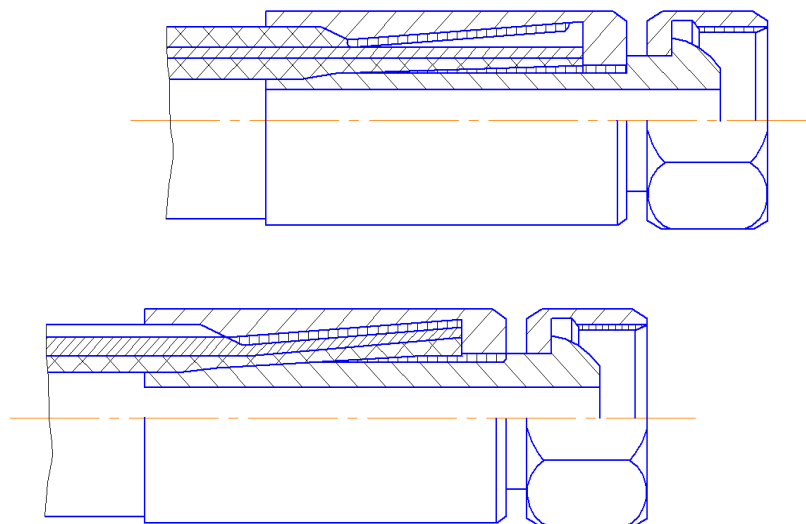


Рис. 1.7. - Розбірна конструкція приєднувальної арматури, яка використовується при ремонті РВТ у гірській промисловості: а – із циліндричною робочою частиною ніпеля; б – з конусною робочою частиною

Дослідження проведені в роботі [8], показали, що недостатня надійність з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурою і

зменшення міцності рукавів обумовлені самою технологією з'єднання, а саме, обтиском муфт. Нерегламентований обтиск муфт приводить до руйнування внутрішнього гумового шару рукава і до порушення герметичності з'єднання. Крім того, обтиск муфт завжди приводить до деформації оплітки рукава, яка є його несучим елементом, і до зменшення міцності рукава в зоні завальцування, хоча міцність самого з'єднання при цьому забезпечується висока.

Друге положення збільшується при стягуванні напівмуфт хомутами [19, 21], при якому деформація оплітки має місце не тільки в діаметральному напрямку але й уздовж розрізу муфт.

При обмотці дротом [22] відсутній замок між ніпелем і дротовою муфтою. Внаслідок цього міцність з'єднання забезпечується низька, із-за незначного ступеня стискання стінки рукава, яку забезпечує обмотка.

Інформації по дослідженню впливу способів ремонту на наробіток розбірних шлангів у літературних джерелах не достатньо. Однак, по наявних у закордонній літературі відомостях [22] технологія складання розбірних шлангів не повинна викликати деформації оплітки й зменшення міцності рукавів у зоні з'єднання. Затискання рукава в розбірній приєднувальній арматурі відбувається за рахунок вгвинчування в муфту і у рукав ніпеля, зовнішній діаметр якого більше внутрішнього діаметра рукава. При цьому оплітка, повинна притискатися до муфти не деформуючись, для чого внутрішній діаметр муфти повинен бути рівним зовнішньому діаметру зовнішньої оплітки рукава. Враховуючи це, можна назвати недоліки розбірної арматури, яка застосовується в нашій країні.

Ремонт гідравлічних рукавів з розбірною приєднувальною арматурою без зняття зовнішнього гумового шару рукава [21] (рис. 1.4) не забезпечує високої міцності з'єднання через відсутність контакту між муфтою та опліткою.

Ремонт шлангів з розбірною арматурою, що має зворотній конус на внутрішній поверхні муфти [14] (рис. 1.7), не дає зазначених вище переваг. При циліндричній поверхні ніпеля не забезпечується необхідне затиснення

стілки рукава по всій довжині муфти. При – конічній – має місце значна деформація оплітки із-за притиснення її до внутрішньої поверхні муфти.

#### 1.4 Існуючі рекомендації визначення розмірів деталей приєднувальної арматури і ступеню стиску рукава

У роботі вчених Кіровоградського заводу резино-технічних виробів показано, що для забезпечення міцності з'єднання рукава з нерозбірною приєднувальною арматурою, ступінь стиску стінки рукава  $\varepsilon_p$  повинна бути більше виразу:

$$\varepsilon_p > \frac{K_c \cdot P \cdot d_0}{\mu \cdot E_p \cdot L}, \quad (1.1)$$

де  $K_c$  - константа, обумовлена по цій же формулі при критичному тиску, коли починається сповзання арматури з рукава;

$P$  - внутрішнє тиск у шлангу, МПа;

$d$  - внутрішній діаметр рукава, мм;

$\mu$  - коефіцієнт тертя гуми по металу;

$E_p$  - модуль пружності гуми, МПа;

$L$  - робоча довжина-ніпеля або довжина затиснення рукава, мм.

Запропонована нерівність не знайшла практичного застосування, тому що вона не враховує цілий ряд факторів, необхідних для забезпечення надійного з'єднання рукава з арматурою: забезпечення герметичності з'єднання, тоді як відомо [5], що надійність його характеризується міцністю і герметичністю; характер робочих поверхонь деталей арматури, тоді як відомо [24], що коефіцієнт тертя залежить від характеру поверхонь тертя; характер взаємодії внутрішньої поверхні муфти з опліткою рукава; коливання в межах допуску діаметральних розмірів рукава, зокрема, внутрішнього діаметра -  $d_0$  [6].

В роботі [25] автори рекомендують у якості розрахункової, залежність

герметичності з'єднання рукава з нерозбірною арматурою:

$$L = h_0 \sqrt{\frac{P \cdot e \cdot K_{t^0} \cdot N_\varepsilon}{\varepsilon \cdot K_E \cdot E_{pp}} - 1}, \quad (1.2)$$

де  $h_0$ - товщина гумового шару до обтискання, мм;

$e$  - основа натурального логарифма;

$K$ - коефіцієнт, що характеризує швидкість зміни напруги в гумі в процесі старіння при даній температурі,  $c^{-1}$ ;

$N_\varepsilon$ - наробіток у часі до розгерметизації, с;

$\varepsilon$  - ступінь стискання внутрішнього гумового шару,  $(\varepsilon \frac{h_0 - h_t}{h_0})$ ;

$K_E$  - коефіцієнт, рівний:

$$K_E = \frac{E_{pt^0}}{E_{pp} (1 + K_{\phi p})}, \quad (1.3)$$

$K$  - рівноважний модуль пружності гуми, який визначається по зразку діаметром 8 мм і висотою 10 мм і рівний 9,85 МПа;

$h_t$ - товщина гуми після обтиснення, мм;

$E_{pt^0}$ - модуль пружності гуми при температурі + 100°C, МПа.;

$K_{\phi p}$  - коефіцієнт форми гуми.

Рекомендована залежність також не знайшла практичного застосування по тим же причинам, що і нерівність 1.1, з тою тільки різницею, що вона не враховує міцності з'єднання.

Рекомендацій з визначення ступеня стискання рукава й розмірів деталей розбірної приєднувальної арматур у літературі немає.

## 1.5 Основна мета та задачі досліджень

Таким чином проведений аналіз робіт з експлуатаційної надійності рукавів високого тиску сільськогосподарської техніки дозволив зробити

наступні виводи:

- у сільському господарстві найбільше поширення одержали способи ремонту РВТ із використанням нерозбірної приєднувальної арматур, які вимагають виготовлення нових деталей арматури і не дозволяють проводити ремонт в умовах експлуатації;
- в інших галузях промисловості більше поширення одержали способи ремонту РВТ із використанням розбірної приєднувальної арматур, що дає можливість проводити ремонт шлангів в умовах експлуатації з повторним використанням деталей арматури.

В зв'язку з цим **метою роботи** -є відновлення роботоздатності рукавів високого тиску гідросистем за рахунок ремонту їх із застосуванням приєднувальної арматури такої конструкції, яка забезпечувала б міцність і герметичність з'єднання арматури з рукавом без зменшення експлуатаційного наробітку.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- дослідити вплив конструктивних елементів рукавів і деталей розбірної приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання;
- дослідити вплив технології ремонту із застосуванням розбірної приєднувальної арматури на наробіток шлангів високого тиску гідросистем тракторів;
- розробити методики розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматур і наробітку відремонтованих шлангів;
- розробити рекомендації з удосконалювання технології ремонту РВТ сільськогосподарської техніки

## 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РУКАВІВ І ДЕТАЛЕЙ ПРИЄДНУВАЛЬНОЇ АРМАТУРИ НА МІЦНІСТЬ І ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ЇХ З'ЄДНАННЯ

### 2.1 Надійність з'єднання рукавів з приєднувальною арматурою

Розглядаючи надійність з'єднання рукавів з розбірною приєднувальною арматурою (рис. 2.1), ми виходили із припущення про те, що герметичність з'єднання повинна перебувати в якійсь функціональній залежності від довжини ущільнювальної поверхні, обумовленою робочою довжиною деталей арматури, величини контактної тиску на поверхні контакту «ніпель – гума внутрішнього шару рукава» і від характеру поверхні цього контакту, обумовленого конфігурацією й параметрами нарізки робочої поверхні ніпеля. При цьому припускали, що найбільша герметичність з'єднання, з урахуванням міркувань підрозділу 1.3, буде забезпечена при циліндричній внутрішній поверхні муфти.

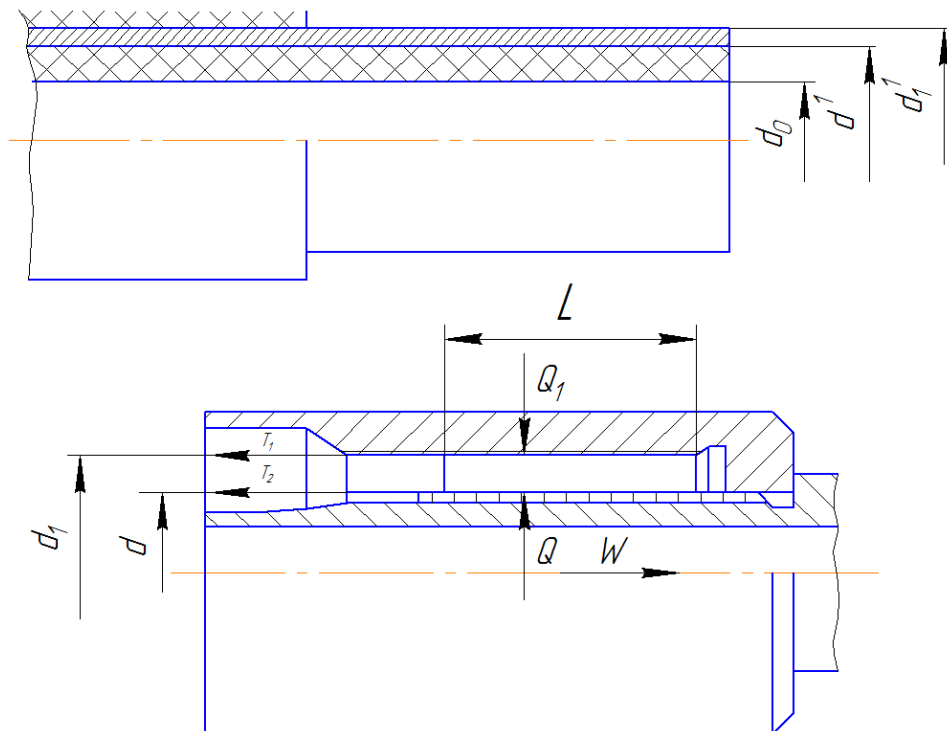


Рис. 2.1 - Конструкція розбірної приєднувальної арматури гідравлічного рукава

$$P_z = \varphi_z(L, q, K_{\phi_n}), \quad (2.1)$$

де  $L$  – робоча довжина деталей арматури;

$K_{\phi_n}$  – коефіцієнт, який характеризує вплив на герметичність з'єднання конфігурації і параметрів нарізаної робочої поверхні ніпеля;

$q$  – величина контактної тиску на поверхні «ніпель-резина».

В свою чергу ( $q$ ) визначиться, як:

$$q = Q/F, \quad (2.2)$$

де  $Q$  – сила стискання стінки рукава або його внутрішнього резинового шару зі сторони ніпеля;

$F$  – площа поверхні контакту «ніпель-резина».

Водночас із [24] відомо, що сила стискання залежить від площі контакту, модуля пружності і кратності стискання резини. Тоді:

$$P_z = \varphi_z(L, E, \lambda_p, K_{\phi_n}), \quad (2.3)$$

де  $E$  – модуль пружності резини;

$\lambda_p$  – кратність стискання резини в розбірній арматурі.

Остання визначається за виразом:

$$\lambda_p = d' - d / d' - d_0, \quad (2.4)$$

де  $d'$  – діаметр накладення першої обплітки рукава;

$d$  – зовнішній діаметр робочої поверхні ніпеля;

$d_0$  – внутрішній діаметр рукава.

Отже міцність з'єднання буде забезпечена тоді, коли сила, яка прагне зірвати арматуру з рукава буде врівноважена силами тертя на поверхні контакту «муфта – оплітка» та «ніпель – резина»:

$$W = T_1 + T_2, \quad (2.5)$$

де  $W$  – сила, яка прагне зірвати арматуру з рукава,

$$W = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot P_c}{4},$$

$T_1$  – сила тертя на поверхні контакту «муфта – оплітка»,

$$T_1 = \mu_1 \cdot Q_1,$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя між муфтою і обпліткою;

$Q_1$  – сила стискання стінки рукава зі сторони муфти,

$$Q_1 = K_q \cdot Q,$$

де  $K_q$  – коефіцієнт, який характеризує зменшення сили стискання стінки рукава зі сторони муфти.

$T_2$  – сила тертя на поверхні контакту «ніпель – резина»,

$$T_2 = \mu_2 \cdot Q$$

де  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя між ніпелем та резиною.

Тоді вираз (2.5) можна записати у вигляді

$$\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot P_c}{4} = \mu_1 \cdot K_q \cdot Q + \mu_2 \cdot Q = Q(\mu_1 \cdot K_q + \mu_2) = \mu_c \cdot Q, \quad (2.6)$$

де  $\mu_c$  – коефіцієнт зриву, ( $\mu_c = \mu_1 \cdot K_q + \mu_2$ )

В зв'язку з тим, що сила стискання залежить від модуля пружності і кратності стискання резини, можна відмітити, що:

$$P_c = \varphi_c(L, E, \lambda_p, \mu_c, d_0), \quad (2.7)$$



Із виразів (2.3) і (2.7) випливає, що між міцністю та герметичністю з'єднання існує функціональна залежність, яка показує, що при визначених умовах забезпечення міцності відбудеться забезпечення і герметичності з'єднання або навпаки.

Вище наведена функціональна залежність являється справедливою і при забезпеченні міцності та герметичності з'єднання рукава з нерозбірною приєднувальною арматурою лише з тією різницею, що кратність ( $\lambda_n$ ) визначиться, як:

$$\lambda_n = \frac{d_2' - d_0}{d_2' - \sqrt{(d_2')^2 + d_0^2 - (d')^2}}, \quad (2.8)$$

де  $d_2'$  - діаметр накладення першої обплітки рукава після обтискання (Рис.2.2).

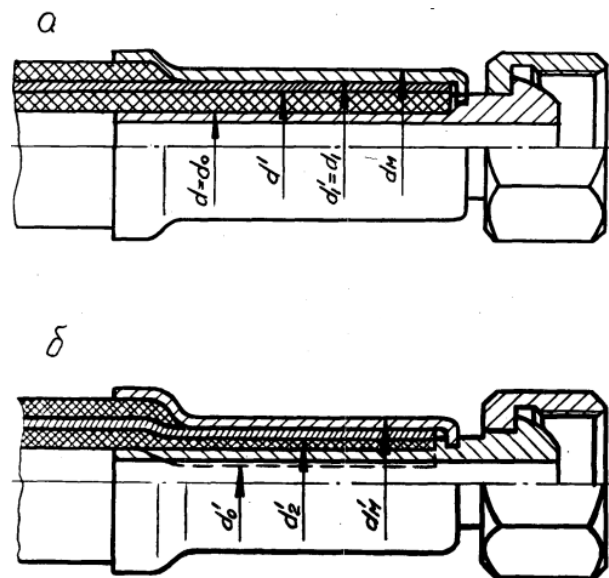


Рис. 2.2. - Основні розміри рукава і деталей нерозбірної приєднувальної арматури: а – до обжиму; б – після обжиму.

Вираз (2.8) являється достовірним при  $d = d_0$  та  $d_1' = d_1$  і отриманий на основі наступних допущень.

Будемо вважати, що ніпель не встановлений в рукав. Тоді, виходячи із рівності об'ємів внутрішнього резинового шару до обжиму і після можна записати:

$$(d')^2 - d_0^2 = (d_2')^2 - (d_0')^2, \quad (2.9)$$

Звідси

$$d_0' = \sqrt{(d_2')^2 + d_0^2 - (d_0')^2}, \quad (2.10)$$

Тоді кратність стискання з врахуванням встановленого ніпеля складе:

$$\lambda_n = \frac{d_2' - d_0}{d_2' - d_0'} = \frac{d_2' - d_0}{d_2' - \sqrt{(d_2')^2 + d_0^2 - (d_0')^2}}, \quad (2.11)$$

Таким чином проведені теоретичні дослідження дають можливість зробити наступні висновки

При проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити залежність міцності і герметичності з'єднання від робочої довжини, конфігурації та нарізки робочих поверхонь деталей арматури, величини внутрішнього діаметру рукава, властивостей і кратності стискання резини його внутрішнього шару;

Встановити безпосередньо взаємозв'язок між міцністю та герметичністю з'єднання.

## 2.2 Теоретичні передумови дослідження впливу технології ремонту на наробіток шлангів

Відомо, що основним несучим елементом рукава є дріт, витривалість якого і визначає його наробіток. Відомо також, що при навантаженні рукава змінним тиском, руйнування дроту носить втомлений характер, а її витривалість характеризується кривими Веллера.

Виходячи із цих положень, рекомендується для оцінки наробітку відремонтованих шлангів використовувати відому діаграму граничних

напруг у застосуванні до дроту оплітки. При цьому діаграма будується, виходячи з наступних міркувань(рис. 2.3).

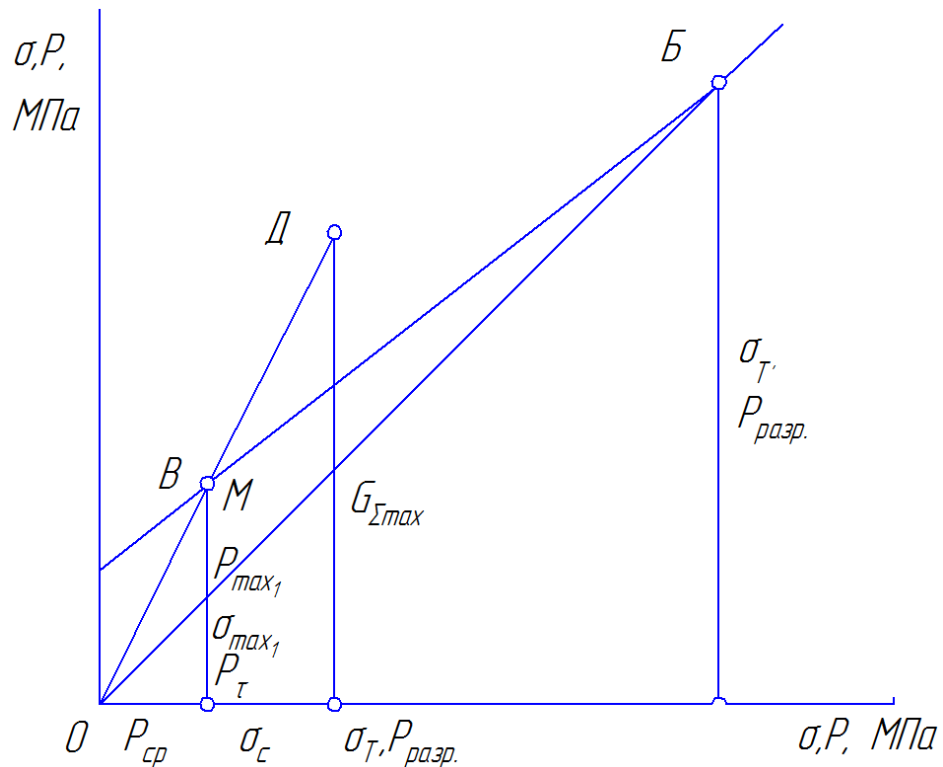


Рис. 2.3. - Діаграма граничних напруг

З початку координат проводиться пряма під кутом  $45^{\circ}$  до осей координат, на якій будується у певному масштабі крапка Б с координатами по осі абсцис і по осі ординат рівними границі текучості матеріалу дроту -  $\sigma_{\tau}$ . При цьому величину границі текучості приймали рівною 0,85 від тимчасового опору матеріалу дроту на розрив -  $\sigma_{\tau}$  тобто  $\sigma_{\tau} = 0,85 \sigma_{\tau}$ .

Точка Б, яка характеризує в певному масштабі найбільшу напругу в дроті оплітки рукава і відповідає границі текучості її матеріалу, повинна характеризувати у відповідному масштабі найбільший розривний тиск -  $P_{\text{роз}}$ . у рукаві, при якому у дроті оплітки виникає така напруга. А раз так, ми могли побудувати у відповідному масштабі і точку В, яка характеризує величину найбільшого динамічного тиску в рукаві -  $P_{\text{max}}$  при якому у дроті оплітки

рукава виникає напруга  $\sigma_{max}$ , при якій нові дріт і рукава повинні витримувати  $1 \times 10^7$  циклів певних навантажень без руйнування.

Для будь-якого конкретного рукава, із ГОСТ відомо тиск руйнування його -  $P_{руй.}$  і найбільший динамічний тиск -  $P_{max}$  при якому новий рукав, повинен витримувати  $1 \times 10^7$  циклів навантажень. Беручи до уваги, що в відповідності із ГОСТ найменший динамічний тиск -  $P_{min}$  рівний 0, можна визначити величину середнього тиску -  $P_{ср.}$

$$P_c = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = \frac{P_{max}}{2}, \quad (2.12)$$

На осі абсцис знаходили в тому ж масштабі, що й  $P_{роз.}$  (точка Б), точку з координатою рівної  $P_{ср.}$ . На перпендикулярі, проведеному через цю точку до осі абсцис, відклали в такому ж масштабі нагору від цієї точки величину  $P_{max}$  і одержували точку В.

Пряма ВБ визначає величини найбільших напруг у дроті оплітки -  $\sigma_{max}$  при яких рукав у прямому й вигнутому стані повинен витримувати без руйнування  $1 \times 10^7$  циклів навантажень різного характеру.

Далі, припускали, що ці найбільші напруги повинні складатися для прямого рукава:

$$\sigma_{max} = \sqrt{(\sigma_{нат} + \sigma_{зг.} + \sigma_{роз.})^2} + 3\tau_d^2, \quad (2.13)$$

Для вигнутого рукава

$$\sigma_{max} = \sqrt{(\sigma_{нат} + \sigma_{зг.} + \sigma_{роз.})^2} + 3(\tau_d + \tau_u)^2, \quad (2.14)$$

Найменше відповідно -

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{нат}} + \sigma_{\text{зг}} \text{ і } \sigma \sqrt{(\sigma_{\text{нат}} + \sigma_{\text{зг}})^2 + 3\tau_d^2} \quad (2.15)$$

Тому що  $P_{\min} = 0$ .

Тут  $\sigma_{\text{НАТ}}$  і  $\sigma_{\text{ЗГ}}$  - напруги, що виникають у дроті в процесі обплітання ним заготовки рукава при його виготовленні від попереднього натягу й вигину при огинанні заготовки;

$\sigma_{\text{РОЗ}}$  - розтягувальні напруги, що виникають у дроті при навантаженні рукава тиском;

$\tau_d$  і  $\tau_u$  - тангенціальні напруги, що виникають у дроті внаслідок зміни просторового положення оплітки при навантаженні рукава тиском і при вигині рукава.

Наявність напруг  $\tau_d$  пояснюється наступним. Відомо, що в реальних рукавах проволока оплітки не розміщується під рівноважним кутом до утворюючої рукава і при навантаженні рукава внутрішнім тиском прагне зайняти рівноважне положення. Внаслідок цього, рукав при навантаженні тиском розтягується або скорочується по довжині і відповідно - зменшується або збільшується в діаметрі.

При цьому в дроті оплітки, по тілу рукава виникають напруги  $\tau_d$ , аналогічні напругам у витках пружин при їхній деформації.

Напруги  $\sigma_{\text{НАТ}}$ ,  $\sigma_{\text{ЗГ}}$  і  $\tau_u$  можуть бути визначені по відомих залежностях опору матеріалів без додаткових досліджень.  $\tau_d$  – за умови встановлення характеру зміни просторового положення проволоки оплітки при навантаженні рукава динамічним тиском  $\sigma_{\text{РОЗ}}$  - по відомій залежності [26] за умови встановлення характеру деформації проволоки оплітки при навантаженні рукава статичним тиском.

У (РВТ) навіть при навантаженнях  $P_{\text{max}}$  у дроті оплітки рукавів у зоні з'єднання їх з арматурою виникають напруги  $\sigma_{\Sigma \text{max}}$  (точка Д будується аналогічно точці В) більші, ніж  $\sigma_{\text{max}}$  по тілу рукавів, внаслідок чого шланги

витримують значно меншу кількість циклів навантаження до руйнування в порівнянні із самими рукавами [5, 9], тобто, мають менший наробіток.

Слід припустити, що при з'єднанні рукава з арматурою в дроті в зоні з'єднання виникають додаткові напруги -  $\sigma_{до}$  про це свідчить збільшення випадків розриву рукавів у цій зоні в порівнянні з тілом рукава [8]. При цьому:

$$\begin{aligned}\sigma_{\Sigma \max} &= \sigma_{\max} + \sigma_{до} \\ \sigma_{\Sigma \min} &= \sigma_{\min} + \sigma_{до},\end{aligned}\tag{2.16}$$

Далі припускали, що величина додаткових напруг, які виникають у дроті оплітки рукава в зоні з'єднання його з арматурою, залежить від способу з'єднання при ремонті шлангів.

При ремонті шлангів із застосуванням розбірної приєднувальної арматури сама оплітка при з'єднанні практично не деформується. Дріт оплітки тільки защемляється між деталями арматур, тому що в реальних рукавах дріт оплітки не розташовується під рівноважним кутом і при навантаженні рукава внутрішнім тиском прагне зайняти рівноважне положення, у проволочі оплітки рукава в з'єднанні виникають додатково тільки напруги вигину -  $\sigma_{з.арм.}$  затисненої в арматурах проволочки, тобто:

$$\sigma_{до}^p = \sigma_{з.арм.},\tag{2.17}$$

Причому, при  $P_{\min} = 0$ ,  $\sigma_{до}^p = 0$ .

При ремонті шлангів із застосуванням нерозбірної арматур завжди має місце деформація оплітки при обтиску муфт [5], що проявляється в зменшенні діаметра накладення оплітки і кута нахилу проволочки до утворюючої рукава. Внаслідок цього, у дроті оплітки у зоні з'єднання рукава з нерозбірною арматурою, крім напруг вигину від зацімлення -  $\sigma_{з.арм.}$  виникають ще додаткові напруги вигину від зміни діаметра накладення

оплітки -  $\sigma_{з.нал}$  і від зміни кута нахилу дроту до утворюючої рукава -  $\sigma_{з.кут.}$ , тобто:

$$\sigma_{do}^H = \sigma_{з.арм.} + \sigma_{з.нал} + \sigma_{з.кут.}, \quad (2.18)$$

Причому, при  $P_{\min} = 0$ ,  $\sigma_{do}^H = \sigma_{з.нал} + \sigma_{з.кут.}$ .

Напруги  $\sigma_{з.арм.}$ ,  $\sigma_{з.нал}$  і  $\sigma_{з.кут.}$  можна визначити по відомих залежностях опору матеріалів при відомому характері зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукава тиском.

Тому що, при експлуатації шлангів радіус вигину рукава не повинен бути меншим рекомендованої величини, розглядати напружений стан дроту оплітки тільки в зоні з'єднання рукава в арматурі, як найнебезпечніше, що підтверджується літературними даними [5,8].

І, нарешті, ми припустили, що наробіток РВТ, у дроті яких мають місце напруги  $\sigma_{\Sigma \max}$ , повинна визначатися відношенням  $\sigma_r$  до  $\sigma_{\Sigma \max}$ , тобто:

$$N = \varphi \left( \frac{\sigma_r}{\sigma_{\Sigma \max}} \right) \text{ або } N = \varphi(K_{\sigma-1}), \quad (2.19)$$

де  $\sigma_r$  - величина найбільшої напруги в дроті, при даній характеристиці циклу зміни тиску, при якому шланг витримує  $1 \times 10^7$  циклів навантажень. Визначали ординатою точки перетинання прямих ВБ і ОД;

$K_{\sigma-1}$  - коефіцієнт втрати дротом своєї витривалості.

Таким чином, для того, щоб установити вплив технології ремонту на наробіток шлангів необхідно, по-перше, установити характер зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукава тиском, і, по-друге, установити залежність наробітку РВТ від величини втрати дротом своєї витривалості.

### 2.3 Аналіз умов кріплення нерозбірної кінцевої арматури рукавів високого тиску

Складання рукавів високого тиску здійснюється шляхом установки у внутрішню порожнину шланга ніпеля і його обтиску зовні муфтою. При складанні повинна забезпечуватися герметичність з'єднання «рукав - ніпель» і його достатня міцність, що запобігає роз'єднання деталей при максимальному робочому тиску в рукаві. Тому обтиснення рукава зовнішньої муфтою має відбуватися рівномірно, і з зусиллям, що виключає пошкодження внутрішнього шару рукава і обплетення усилення.

Визначимо силу обтиску муфти гідравлічних рукавів високого тиску, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації, на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури, де мають місце продавлені ділянки, що вказує на проведення опресовування арматури із зусиллям, яке відповідає граничному контактному напруженню матеріалу муфти.

Допустиме контактне напруження матеріалу муфти можна визначити відповідно до методики [27], де умовно приймаємо, що контакт відбувається між циліндричною поверхнею (дротом) і площиною (поверхнею муфти).

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\text{від}} \sqrt[3]{\frac{F_{\text{я}} \cdot E}{l_{\text{к}} \cdot R_{\text{др}}}}, \quad (2.20)$$

де  $\alpha_{\text{від}}$  - коефіцієнт, що залежить від відхилення радіусів кривизни поверхонь;

$F_{\text{я}}$  - сила, що прикладається при опресуванні,  $H$  ;

$E$  - модуль пружності матеріалу втулки,  $H/мм^2$  ;

$R_{\text{др}}$  - радіус перерізу дроту посилення,  $мм$  .

$l_{\text{к}}$  - контактна довжина поверхонь,  $мм$  .

Із виразу (1) визначимо силу, що діє на ділянці одного осередку потоку обплетення усилення:



$$F_{я} = \left( \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{сiд}}} \right)^3 \cdot \frac{k \cdot l_{\text{др}} \cdot R_{\text{др}}}{E}, \quad (2.21)$$

де  $k$  - кількість дротів в потоці обплетення;

$l_{\text{др}}$  - довжина дроту в осередку, мм.

Тоді тиск на цю ділянку визначиться із виразу:

$$q_{я} = \frac{F_{я}}{A_o}, \quad (2.22)$$

де  $A_o$  - площа осередку обплетення, мм<sup>2</sup>.

$$A_o = d_{\text{др}} \cdot l_{\text{др}} \cdot k, \quad (2.23)$$

де  $d_{\text{др}}$  - діаметр дроту, мм.

Враховуючи те, що зовнішній шар гуми ділянки рукава, який закріплений у втулку видалений, а проміжний і внутрішні шари гуми зруйновані (що підтверджують фрагменти слідів продавлювання металу), визначимо силу нормального тиску на контактній поверхні деформатора, що діє на поверхню втулки за виразом:

$$N_{\partial} = q_{я} \cdot A_{\partial}, \quad (2.24)$$

де  $A_{\partial}$  - контактна площа поверхні деформатора, мм<sup>2</sup>.

Тоді загальна сила обтиску муфти буде дорівнює:

$$N_m = N_{\partial} \cdot n_{\partial}, \quad (2.25)$$

де  $n_{\partial}$  - кількість деформаторів.

При допустимому контактному напруженні матеріалу втулки  $\sigma_{\max} = 160 \text{ МПа}$ , модулі пружності матеріалу  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ , коефіцієнті відхилення радіусів кривизни  $\alpha_{\text{від}} = 0,418$  [27], кількості дротів у потоці обплетення  $k = 7$ , довжині осередку дроту  $l_{\text{др}} = 8 \text{ мм}$ , і радіусу перетину дроту  $R_{\text{др}} = 0,15 \text{ мм}$  отримаємо силу, яка діє на ділянці одного осередку потоку обплетення усилення -  $F_{\text{я}} \approx 2243 \text{ Н}$ . Тоді тиск на ділянку осередку обплетення при  $d_{\text{др}} = 0,30 \text{ мм}$  буде дорівнювати  $q_{\text{я}} = 133,5 \text{ Н/мм}^2$ .

Сила нормального тиску на одному деформаторі при геометричних параметрах його контактної поверхні  $7 \times 10 \text{ мм}$ , складе -  $N_{\text{д}} \approx 9347 \text{ Н}$ , а загальна сила обтиску муфти при кількості деформаторів  $n_{\text{д}} = 8$ , буде дорівнювати -  $N_{\text{м}} = 74777 \text{ Н}$ .

Визначимо необхідну силу обтиску муфти гідравлічних рукавів високого тиску за критерієм руйнівного тиску рукава з внутрішнім діаметром 12 мм і двома оплітками усилення.

Міцність з'єднання арматури з рукавом буде забезпечена тоді, коли сила, яка прагне зірвати арматуру  $F_{\text{зр}}$ , урівноважиться з силами тертя на поверхнях контакту рукава з ніпелем  $F_{\text{н}}$  і з втулкою  $F_{\text{вт}}$ .

Сила  $F_{\text{зр}}$ , яка зриває рукав з арматури при критичному тиску (тиск руйнування рукава ( $P_{\text{руйн}}$ )), визначиться за виразом:

$$F_{\text{зр}} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot P_{\text{руйн}}, \quad (2.26)$$

де  $d_o$  - внутрішній діаметр рукава, мм.

Сили тертя відповідно ( $F_{\text{н}}$ ) і ( $F_{\text{вт}}$ ) на контактних поверхнях дорівнюватимуть:

$$F_{\text{н}} = N'_{\text{м}} \cdot f_{\text{рс}}, \quad (2.28)$$

$$F_{\text{от}} = N'_m \cdot f_{\text{cc}}, \quad (2.29)$$

де  $N'_m$  - сила нормального тиску при стисненні арматури;

$f_{\text{pc}}$  - коефіцієнт тертя гуми по сталі;

$f_{\text{cc}}$  - коефіцієнт тертя сталі по сталі.

Загальну силу обтиску втулки можна знайти з виразу:

$$N'_m = \frac{F_{\text{зр}}}{f_1 + f_2}, \quad (2.30)$$

При руйнівному навантаженню рукава з внутрішнім діаметром 12 мм  $P_{\text{руйн}} = 75 \text{ МПа}$  [28] і коефіцієнтах тертя  $f_{\text{pc}} = 0,35$ ,  $f_{\text{cc}} = 0,15$  [29] загальна сила обтиску втулки буде дорівнювати -  $N'_m = 18850 \text{ Н}$ , а сила зриву -  $F_{\text{зр}} = 8482 \text{ Н}$ .

З розрахунків видно, що для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила обтиску муфти ( $N'_m = 18850 \text{ Н}$ ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів високого тиску ( $N_m = 74777 \text{ Н}$ ), що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.

Отже результати проведених досліджень підтвердили робочу гіпотезу, що опресування кінцевої арматури існуючими методами проводиться з підвищеним рівнем стиснення внутрішнього гумового шару рукава, що значно скорочує експлуатаційний ресурс гідравлічних рукавів.

Досягти необхідної якості з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурою, яка забезпечить експлуатаційну довговічність гідравлічних рукавів в відповідності до технічних вимог, можливо не тільки обґрунтуванням оптимальної сили опресування з'єднання, а також і

Являється очевидним, що якість складання кінцевої арматури гідравлічних рукавів буде обумовлюватися не тільки оптимальною

величиною зусилля опресування, а також і технологічними параметрами, які повинні забезпечити рівномірне стиснення внутрішнього гумового шару рукава на всіх ділянках обтиску муфти, розміщення поясів обтиску з зонами перекриття та ін. Впровадження даних умов, при ремонті гідравлічних рукавів, потребує додаткових детальних досліджень не тільки самого процесу опресування, а також і конструкції обтискного пристрою.

### Висновок по розділу

1. При проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити залежність міцності і герметичності з'єднання від робочої довжини, конфігурації та нарізки робочих поверхонь деталей арматури, величини внутрішнього діаметру рукава, властивостей і кратності стискання резини його внутрішнього шару. Встановити безпосередньо взаємозв'язок між міцністю та герметичністю з'єднання.

2. Для того, щоб установити вплив технології ремонту на наробіток шлангів необхідно, по-перше, установити характер зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукава тиском, і, по-друге, установити залежність наробітку РВТ від величини втрати дротом своєї витривалості.

3. Для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила обтиску муфти ( $N'_m = 18850H$ ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів, що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.

### 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень

В основу розв'язку поставлених завдань закладений експериментально-порівняльний метод. Експериментальний метод використовувався при дослідженнях і розробці методик розрахунків і рекомендацій, порівняльний - при перевірці розроблених методик і рекомендацій у виробничих умовах.

Експериментальний метод передбачав наступну схему проведення робіт:

- Дослідження впливу на герметичність з'єднання:
  - а) робочої довжини деталей арматури при різній кратності стиску внутрішнього гумового шару рукава;
  - б) кратності стиску внутрішнього гумового шару рукава;
  - в) конфігурації й параметрів нарізки робочої поверхні ніпеля;
  - г) модуля пружності гуми внутрішнього шару рукава.
- Перевірку встановленої залежності герметичності з'єднання від перерахованих параметрів на рукавах різного діаметра.
- Дослідження впливу конфігурації і параметрів нарізки робочої поверхні муфти на міцність з'єднання.
- Дослідження спільного впливу конфігурації й параметрів нарізки робочої поверхні муфти, кратності стиску внутрішнього гумового шару й величини внутрішнього діаметра рукава на взаємозв'язок міцності й герметичності з'єднання.

Розробку методики розрахунків ремонтних розмірів деталей при сполученні арматур.

Дослідження зміни просторового положення дроту оплітки:

- а) при навантаженні рукава внутрішнім статичним тиском;
- б) при навантаженні рукава внутрішнім динамічним тиском.

Дослідження залежності наробітку РВТ від величини втрати дротом своєї витривалості при різних способах ремонту шлангів і перевірку розробленої методики розрахунків, ремонтних розмірів деталей приєднувальної, арматури.

Розробку рекомендацій:

- а) по застосуванню рукавів у РВТ гідросистем тракторів;
- б) по застосуванню розбірної приєднувальної арматур при ремонті шлангів;
- в) по застосуванню нерозбірної приєднувальної арматур при ремонті шлангів.

Розробку методики визначення наробітку відремонтованих шлангів.

Порівняльний метод передбачав установку на трактори РВТ відремонтованих і нових, зібраних по існуючій і по вдосконаленій технологіях із застосуванням нерозбірної приєднувальної арматур і зібраних з розбірною арматурами, з метою визначення й порівняння дійсної й розрахункової наробітків шлангів при різних способах їх ремонту й складання.

## 3.2. Частні методики досліджень

### 3.2.1 Методика дослідження впливу різних параметрів на герметичність і міцність з'єднання рукавів з арматурами

В якості експериментальної установки використовувався стенд КИ-4815М, який призначений для проведення обкатки, регулювання і контрольованого випробування основних агрегатів гідравлічних систем трактора: гідравлічних насосів, гідророзподільників, гідроциліндрів [18, 25]. Загальний вигляд стенду представлений на рис. 3.1., а в табл.3.1 наводиться технічна характеристика його контрольно-вимірювальних приладів.



Рисунок 3.1. – Стенд КИ-4815М для проведення експериментальних досліджень: 1-ручка дроселя; 2-лічильник обертів; 3- ручка включення лічильника рідини; 4-манометр магістралі очистки рідини; 5-термометр; 6-лічильники рідини; 7- гідронасос; 8- гідророзподільник.

Табл. 3.1 - Технічна характеристика контрольно-вимірювальних приладів стенду КИ-4815М

№ п/п	Найменування приладу	Клас точності	Межа вимірювання	Призначення приладу
1	Манометр <i>МОШ 1–160</i> (ДСТУ 86 25-07)	0,15 МПа	0...25 МПа	Вимірювання тиску навантаження
2	Манометр <i>МОШ 1–100</i> (ДСТУ 86 25-07)	0,25 МПа	0...1,6 МПа	Контроль режиму роботи фільтра очистки рідини
3	Лічильник рідини <i>ШЖУ – 40С – 6</i> (ДСТУ 12671-01)	0,5 м <sup>3</sup> / год	По витраті 1,8...18 м <sup>3</sup> / год	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
4	Лічильник рідини <i>ШЖУ – 25М – 16</i> (ДСТУ 12671-01)	0,5 м <sup>3</sup> / год	По витраті 1,8...18 м <sup>3</sup> / год	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
5	Електронний лічильник обертів <i>ЕСО – 5</i>	±1 оберт	0...99 999	Відлік обертів валу під час визначення подачі насосу
6	Манометричний термометр <i>ТПП2 – В</i>	4°С	0...125°С	Контроль температури робочої рідини

На стенді встановлені спеціальні пристосування, які дають можливість провести фізичне моделювання гідравлічної системи роздільно-агрегатної системи трактора, а також визначати технічний стан гідравлічних рукавів окремо.

У гідравлічних рукавів перевірялась зовнішня герметичність в місцях з'єднань кінцевої арматури з рукавом при різних значеннях тиску.

### 3.2.2 Методика дослідження впливу робочої довжини приєднувальної арматури на герметичність з'єднання

Дослідження впливу робочої довжини деталей арматури, кратності стиску внутрішнього гумового шару рукава, конфігурації і параметрів нарізання робочої поверхні ніпеля й модуля пружності, гуми внутрішнього шару рукава на герметичність з'єднання рукава з розбірною приєднувальною арматурами проводили на рукавах типу А с двома металевими оплітками внутрішнім діаметром 16 мм шлангів, що надходили з господарств на ремонт. При цьому підбирали шланги, що відмовили або через порушення герметичності з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурами, або через зрив арматур з рукава, і з однаковою датою випуску використовуваних у них рукавів (шланги першого ремонту).

У відібраних рукавів відрізали вулканитовим кругом кінці рукавів, завальцовані в арматурі, і дефектні ділянки рукавів. При цьому відрізали дефектну ділянку або забиті кінці рукавів з не менш чим 100 мм запасом цілої частини рукава. Саме в межах такої довжини зони з'єднання найбільше часто мають місце пошкодження у рукавів [8].

Вплив робочої довжини деталей арматури на герметичність з'єднання досліджували шляхом випробування рукавів, завальцованих у розбірну приєднувальну арматуру з різною робочою довжиною деталей і постійними іншими елементами.

При цьому робочу довжину деталей арматури  $L$  вибирали рівною 15, 25, 35, 45 мм, виходячи з наступних міркувань. Більша робоча довжина



деталей арматури не має практичного змісту через занадто велику повну довжину арматур. Менший інтервал розмірів не дав би чітко розмежованих показань тисків розгерметизації з'єднань.

Робоча поверхня ніпеля була виконана з нарізкою метричної, як найпоширенішої, різьблення з передбачуваним зовнішнім діаметром 18 мм і кроком-1,5 мм зі зрізаним профілем до діаметра  $d = 16,9$  і  $17,6$  мм, що забезпечило кратність стискання внутрішнього гумового шару рукава  $\lambda_p = 0,875$  і  $0,625$  відповідно при  $d = 16,5$  мм і  $d = 19,5$  мм.

Розміри неробочої частини ніпеля були прийняті відповідно до рекомендацій [14].

Робоча поверхня муфти, відповідно до тих же рекомендацій, була виконана з нарізанням упорного різьблення із кроком 5,0 мм і шириною виступу 2,5 мм, але із циліндричною внутрішньою поверхнею, діаметр якої  $d$ , був прийнятий рівним зовнішньому діаметру зовнішньої оплітки  $d'$  і рівним 24,0 мм.

Вплив кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава на герметичність з'єднання досліджували таким же шляхом, як і вплив робочої довжини деталей арматури. При цьому, зовнішній діаметр ніпеля -  $d$ , а отже, і кратність стискання внутрішнього гумового шару рукава -  $\lambda_p$  при  $d_0 = 16,5$  мм і  $d' = 19,5$  мм, вибирали відповідно рівними:  $d = 16,9$  -  $\lambda_p = 0,875$ ;  $d = 17,2$  -  $\lambda_p = 0,765$ ;  $d = 17,4$  -  $\lambda_p = 0,6875$ ;  $d = 17,6$  -  $\lambda_p = 0,625$ ;  $d = 18,0$  -  $\lambda_p = 0,50$ .

Інші конструктивні елементи залишали постійними, рівними:  $L = 15$  мм,  $d$ , і  $d'$  - 24,0 мм. Конфігурацію й параметри нарізання робочих поверхонь деталей арматури вибирали такими ж, як і при дослідженні впливу робочої довжини деталей арматури на герметичність з'єднання.

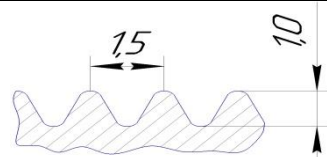
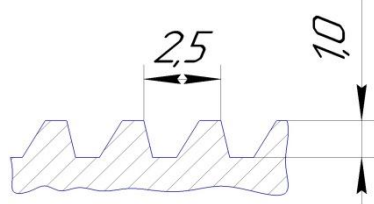
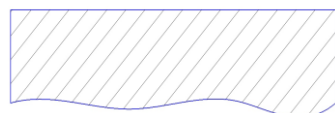
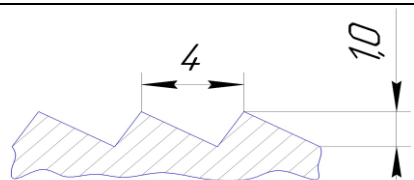
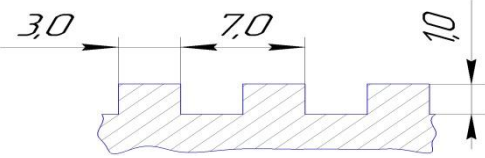
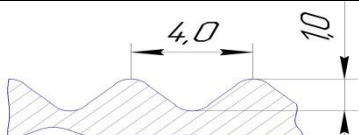
Вплив конфігурації й параметрів нарізання робочої поверхні ніпеля на герметичність з'єднання досліджували при постійних  $L = 20$  мм;  $d = 17,4$  мм і  $\lambda_p = 0,6875$ ;  $d, d' = 24,0$  мм. (при тих же конструктивних елементах рукава  $d_0$ ,  $d'$ ,  $d'$ ), при нарізанні робочої поверхні муфти упорною різьбою із кроком 5,0

мм і шириною виступу 2,5 мм, але з різною формою робочої поверхні ніпеля (табл. 3.1).

При проведенні дослідів, зазначених у підпунктах «а», «б» і «в», після кожного випробування внутрішній гумовий шар рукава з місця з'єднання витягали й фотографували.

Вплив модуля пружності гуми внутрішнього шару рукава на герметичність з'єднання його з арматурою досліджували на рукавах діаметром 16 мм із двома металевими оплітками дротом, що витримує на розрив 147 Н, але з різною гумою внутрішнього шару: НО-68-2М; 4326-1 і ИРП-1005.

Таблиця 3.1 - Конфігурація й параметри нарізання робочої поверхні ніпеля

Позначення	Конфігурація і параметри нарізання ніпеля
I	
II	
III	
IV	
V	
VI	

При цьому випробовували з'єднання рукавів із зазначеними гумами

внутрішнього шару з однаковими за формою й по розмірах деталями приєднувальної арматур:  $L = 20\text{мм}$ ;  $\lambda_p = 0,715$ ; для всіх рукавів при різному зовнішньому діаметрі ніпелів залежно від відповідних розмірів рукавів;  $d_i = d'_i$ ; с нарізанням робочої поверхні ніпелів метричною, муфт - упорною різьбами із кроком, відповідно, 1,5 і 5,0 мм.

Модулі пружності гум внутрішнього шару рукавів визначали за методикою ГОСТ 9982-76 [27] при 25-50 % стискання (найбільш можливий ступінь стискання гуми в арматурах ) на зразках, виготовлених одночасно з виготовленням рукавів.

Тому що в роботах багатьох авторів [5,8] календарний час до першої відмови РВТ сільськогосподарської техніки становить 6-15 місяців, визначення модуля пружності гум, а також дослідження його впливу на герметичність з'єднання проводили після 10-ти місяців їх зберігання.

Розрахунки модулів пружності проводили по наступних формулах:

- фактичний ступінь стиску

$$\varepsilon_0 = \frac{h_o - h_{об}}{h_o}, \quad (3.1)$$

де  $h_{об}$  - висота обмежника, мм. ( при 25 % стискання  $h_{об} = 7,5$  при 50 % - 5,0 мм).

- навантаження на зразок (Н):

$$Q_o = K \cdot I, \quad (3.2)$$

де  $I$  - показання індикатору;

$K$ , - коефіцієнт, рівний при 25% стисканні - 0,1021; при 50 % - 0,416.

- умовний модуль пружності (Па):

$$E_n = \frac{Q_o}{F_{o1} \cdot \varepsilon_o} = \frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot d_{зр}^2 \cdot \varepsilon_o}, \quad (3.3)$$

- дійсний модуль пружності (Па):

$$E = \frac{Q_o}{F_o \cdot \varepsilon_o} \quad (3.4)$$

де  $F_d$  - дійсна площа перетину, м<sup>2</sup>. Виходячи з умови постійного об'єму зразка при стисканні

$$F_o = \frac{F_{o1}}{1 - \varepsilon_o}, \text{ а } E = E_y \cdot (1 - \varepsilon_o) \quad (3.5)$$

### 3.2.3 Методика перевірки встановленої герметичності з'єднання

Перевірку встановленої залежності герметичності від робочої довжини деталей арматури, кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава, конфігурації і параметрів нарізання робочої поверхні ніпеля, модуля пружності гуми внутрішнього шару рукава проводили на рукавах діаметром 12, 16, 20, 25, 32 і 38 мм шляхом випробування з'єднань цих рукавів з арматурами, деталі якої були виконані з наступними розмірами:  $L = 20\text{мм}$ ;  $d$  - для кожного рукава з розрахунку  $\lambda_p = 0,715$  при відповідних  $d_o$  і  $d'$ ;  $d$ , - для кожного рукава з розрахунку  $d_i = d'_i$ ; конфігурація й параметри робочої поверхні ніпеля – різьблення метричне із кроком 1,5 мм ( із зовнішнім діаметром  $d$ , муфти - різьблення упорне із кроком 5,0 мм і шириною виступу 2,5 мм (із внутрішнім діаметром  $d_i = d'_i$ ).

### 3.2.4 Методика дослідження вплив конфігурації й параметрів нарізання робочої поверхні муфти на міцність з'єднання

Дослідження проводилися з метою одержання однозначних результатів по виду відмови, на рукавах діаметром 38 мм при постійних  $L=20$  мм,  $\lambda_p = 0,715$  і нарізанні робочої поверхні ніпеля метричною різьбою із кроком 1,5 мм. Конфігурацію і параметри нарізання робочої поверхні муфти при випробуваннях вибирали відповідно до рис. 3.2 і 3.3. Зміну параметрів різьби здійснювали за схемою:

а) при постійній ширині виступу  $l_{\text{в}} = 2,5$  мм крок нарізання вибирали рівним 5,0; 7,5; 10,0 і 12,5 мм;

б) при постійному кроці нарізання  $t_{\text{нар}} = 12,5$  мм ширину виступу ухвалювали рівної 2,5; 5,0; 7,5 і 10,0 мм.

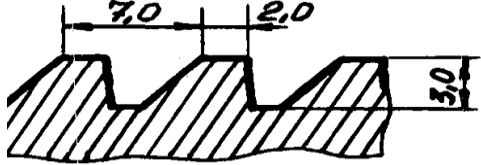
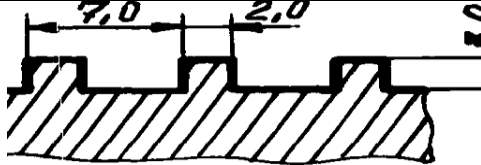
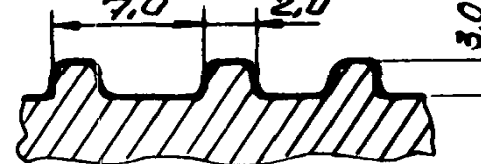
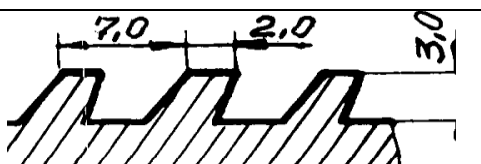
Позначення	Конфігурація й параметри нарізання муфти
I	
II	
III	
IV	

Рис. 3.2. - Досліджувані конфігурації нарізання робочої поверхні муфти

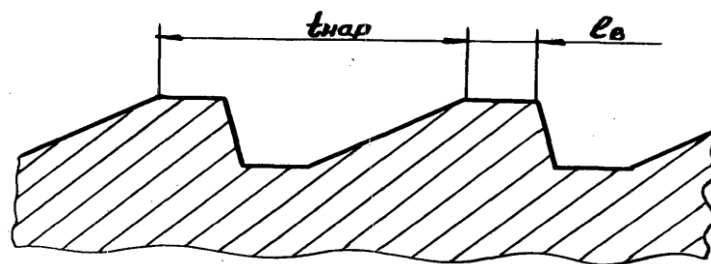


Рис. 3.3. - Конфігурація нарізання робочої поверхні муфти, прийнята для дослідження впливу параметрів нарізання на міцність з'єднання:  $t_{\text{нар}}$  – крок нарізання;  $l_{\text{в}}$  - ширина виступу

3.2.5 Методика дослідження спільного впливу параметрів на взаємозв'язок міцності й герметичності з'єднання

Дослідження спільного впливу параметрів нарізання робочої поверхні муфти, кратності стиску внутрішнього гумового шару й величини внутрішнього діаметра рукава на взаємозв'язок міцності й герметичності з'єднання проводили на рукавах діаметром 16, 20, 25 і 38 мм шляхом випробування з'єднань цих рукавів з арматурою, деталі якої були виконані з наступними розмірами:

а)  $L = 20\text{мм}$ ;  $d$  - для кожного рукава з розрахунку  $\lambda_p = 0,625$  при відповідних  $d_o$  і  $d'$ ;  $d_i$  - для кожного рукава з розрахунку  $d_i = d'_i$ ; конфігурація й параметри робочої поверхні ніпеля - різьблення метричне із кроком 1,5 мм (із зовнішнім діаметром  $d$ ), муфти – різьблення упорне із кроком 5,0 мм і шириною виступу 2,5 мм (із внутрішнім діаметром  $d_i = d'_i$ );

б) аналогічними, зазначеним у пункті 3.2.3, крім параметрів нарізання робочої поверхні муфти, які в цьому випадку були прийняті: крок нарізання – 7,5 і 10,0 мм; ширина виступу – 2,5 мм;

в) аналогічними зазначеним у підпункті «а», крім зовнішнього діаметра ніпеля -  $d$  величина якого в цьому випадку була прийнята для кожного рукава з розрахунку  $\lambda_p = 0,875$ .

### 3.2.6 Методика дослідження зміни просторового положення рукавів та дроту оплітки рукавів

Дослідження зміни просторового положення рукавів та дроту оплітки рукавів і залежності наробітку шлангів від величини втрати дротом своєї витривалості при різних способах їх ремонту проводили шляхом випробування шлангів статичним і динамічним тиском відповідно за ГОСТ 6286-93.

Для досягнення даної мети розроблюється приставка до стенду КИ-4815М та методика проведення експериментальних досліджень рукавів високого тиску, який забезпечує циклічну зміну навантаження для різних

геометричних положень рукавів. Гідравлічна схема приставки наводиться на рис. 1.

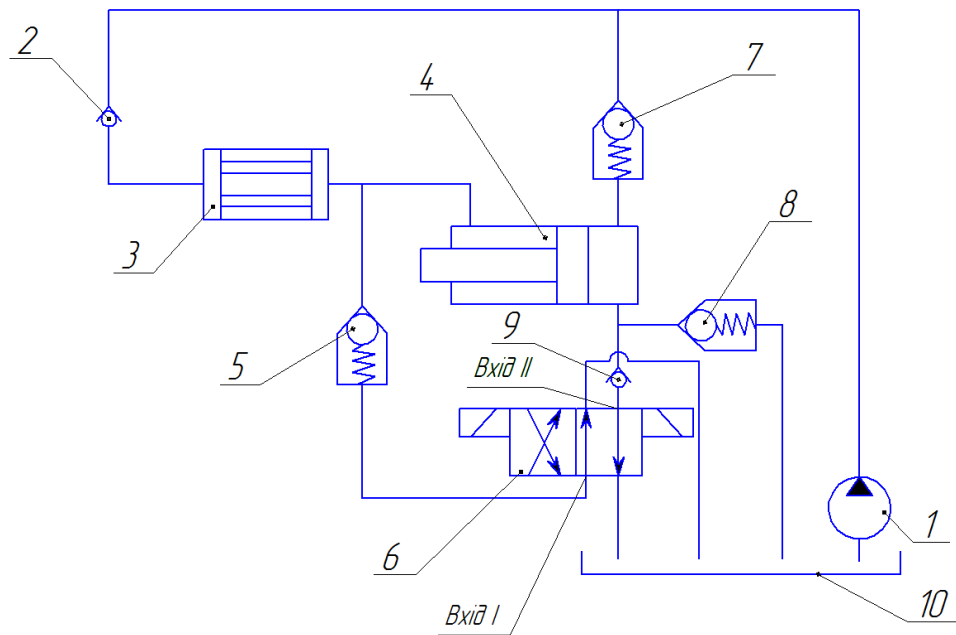


Рис. 3.4. - Гідравлічна схема станда: 1 – насос; 2, 9 – клапани зворотні; 3 – гідравлічні рукава високого тиску, що випробуються; 4 – гідравлічний мультиплікатор тиску; 5, 7 – клапани редукційні; 6 – керований розподільник; 8 – клапан настройки тиску робочої рідини; 10 – бак гідравлічний

У якості насосної установки використовували установку станда КИ 4815М.

Гідравлічна схема станда циклічної зміни навантаження для випробування рукавів високого тиску працює наступним чином. При включенні насоса 1 робоча рідина поступає через зворотній клапан 2 до гідравлічних рукавів високого тиску 3, що випробовуються і редукційного клапану 7. Так як останній відрегульований на більший тиск ніж редукційний клапан 5, то робоча рідина поступає через редукційний клапан 5 на перший вхід (вхід 1) керованого розподільника 6 і до баку гідравлічного 10, а також поступає до штокової порожнини мультиплікатора тиску 4 і, діє на його поршень, переміщуючи останній, витісняючи при цьому робочу рідину із без штокової порожнини мультиплікатора тиску 4 через зворотній клапан 9 і другий вхід (вхід 2) керованого розподільника 6 на злив до баку 10. Редукційний клапан 7 і клапан настройки робочого тиску 8 при цьому закриті. При такому положенні золотника керованого розподільника 6

здійснюється видалення повітря із гідравлічних рукавів високого тиску 3, що випробовуються, а також проводиться компенсація витрат робочої рідини в порожнинах мультиплікатора тиску 4.

Якщо золотник керованого розподільника 6 перемістити в другу позицію, то він перекриє прохід робочої рідини від першого входу (вхід 1) на злив до баку 10 і здійснить підвід робочої рідини через внутрішні порожнини керованого розподільника 6 до його другого входу (вхід 2), перекриваючи при цьому злив робочої рідини до баку 10 і запираючи при цьому зворотній клапан 9. При такому положенні золотника керованого розподільника 6 із-за відсутності злива робочої рідини тиск останньої в нагнітаючій магістралі насоса 1 різко зростає, а робоча рідина через редуційний клапан 7 поступає до без штокової порожнини мультиплікатора тиску 4 і до клапану настройки тиску робочої рідини 8, який спрацьовує і перепускає робочу рідину на злив до баку 10. При цьому в нагнітаючій магістралі насоса 1 тиск робочої рідини буде відповідати тиску настройки клапана 8. Під дією тиску робочої рідини, яка впливає на поршень мультиплікатора тиску 4 в без штоковій порожнині, останній діє на робочу рідину, яка знаходиться в штоковій порожнині. При цьому із-за різниці площ поршня в штоковій і без штоковій порожнинах мультиплікатора тиску 4 тиск робочої рідини в штоковій порожнині збільшується в відповідності з передаточним відношенням і діє на гідравлічні рукава 3, що випробовуються, а зворотні клапани 2 і 9 під дією тиску робочої рідини закриваються. Застосування даної гідравлічної схеми дає можливість створювати циклічні зміни навантаження в рукавах високого тиску максимально моделюючи протікання динамічних процесів характерних для гідравлічній системі мобільної машини.

Навантаження гідравлічних рукавів проводили до втрати їх роботоздатного стану (виникнення значних підтікань робочої рідини, розриви, виникнення тріщин та ін.).

Дослідження зміни просторового положення дротом оплітки проводили при:



а) при статичному навантаженні проводили на рукавах діаметром 12 мм із двома металевими оплітками, виготовлених Кіровоградським ЗАТ «Гідросила - Леда» з різним кутом нахилу дроту до утворюючої рукава в ненавантаженому стані ( $\alpha_0$ ).

Дослідження проводили шляхом, безпосереднього виміру з точністю до 0,1 мм штангенциркулем і вимірювальною лінійкою ГОСТ 427-75 кроку й діаметра обплітання рукава в ненавантаженому стані ( $t_0$ ) і при плавному навантаженні внутрішнім тиском ( $t_k$ ) методами, рекомендованими ГОСТ 6286-93. Величину кута обплітання при цьому розраховували по формулі:

$$\alpha_{0,k} = \text{arcctg} \frac{t_{0,k}}{\pi \cdot d'} \quad (3.6)$$

Налагодження стенда здійснювали наступним чином. Відкривали, вентиль насосної установки, вивертали регулюючі гвинти обох клапанів (регулюючого й запобіжного) і включали, установку. Повністю закривали регулювальний клапан, а запобіжний - установлювали на максимально припустиме тиск у системі. Підвищення тиску здійснювали регулювальним клапаном через 2,0 МПа і при кожному значенні тиску проводили виміри.

3.2.7 Методика дослідження залежності наробітку шлангів від величини втрати дротом своєї витривалості при різних способах їх ремонту

Дослідження залежності наробітку шлангів від величини втрати дротом своєї витривалості при різних способах їх ремонту і перевірку розроблених методик по визначенню ремонтних розмірів деталей розбірної й нерозбірної приєднувальної арматур проводили на нових рукавах із двома металевими оплітками типу А внутрішнім діаметром 12 мм, виготовлених Кіровоградським ЗАТ «Гідросила – Леда» з кутом нахилу дроту до утворюючої рукава  $\alpha_0 = 0,91$  рад. ( $52^\circ$ ) і з кутом нахилу дроту  $\alpha_0 = 0,94$  рад. ( $54^\circ 40'$ ).

Рукава зашпаровували в розбірну й у нерозбірну арматури, розраховану по розробленій нами методиці на статичний робочий тиск у системі 21,0 МПа. При цьому з метою порівняння при рівності робочої довжини деталей арматури і кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава, прийняли і однакову форму робочих поверхонь деталей, а саме: ніпелів - нарізання метричної різьби із кроком 1,5 мм, муфт - гладку поверхню з висотою мікронерівностей порядку  $R_z 300$ .

Таким чином, для досліджень було представлено чотири групи рукавів:

- с  $\alpha_0 = 0,91$  рад., ( $52^\circ$ ) зашпарованих у розбірну арматуру;
- с  $\alpha_0 = 0,91$  рад., зашпарованих у нерозбірну арматуру;
- с  $\alpha_0 = 0,94$  рад., ( $54^\circ$ ) зашпарованих у розбірну арматуру;
- с  $\alpha_0 = 0,94$  рад., зашпарованих у нерозбірну арматуру.

Дослідження проводили шляхом випробування кожної групи шлангів на стенді КИ-4815М при постійному найбільшому динамічному тиску в системі 12,5 МПа, але при різній частоті зміни тиску - 0,5; 1,0 і 1,5 ц/с; і при постійній частоті зміни тиску 1,0 ц/с, але при різному найбільшому динамічному тиску в системі - 10,0; 15,0 і 20,0 МПа. Перевірку правильності зазначених параметрів проводили візуально через годину роботи стенда.

Випробування проводили до руйнування шлангів, фіксуючи при цьому час їх безвідмовної роботи. Кількість циклів до руйнування визначали множенням часу безвідмовної роботи на частоту зміни тиску.

Висновок по розділу.

Розроблена методика з контролю технічного стану та герметичності з'єднання кінцевої арматури з гідравлічним рукавом можуть бути реалізовані на підприємствах з технічного сервісу гідроагрегатів..

#### 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження впливу конструктивних елементів рукава і деталей приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання

Результати дослідження впливу робочої довжини деталей розбірної приєднувальної арматури на герметичність їх з'єднання з рукавом представлені в табл. 4.1 і на рис. 4.1.

Таблиця 4.1 - Результати дослідження впливу робочої довжини деталей розбірної приєднувальної арматури на герметичність їх з'єднання з рукавом

$d_r$ мм	$\lambda_p$	$\lambda_{мм}$	$P_r^*$ Мпа	$S_{Pr}$ Мпа	$P_{rr}^*$ Мпа	Характер порушення внутрішнього гумового шару
16,9	0,875	15	4,5	1,6	4,5	Порушень немає
		25	7,0	2,1	7,5	Порушень немає
		35	11,0	3,4	10,5	Сліди від гребінців різьби
		45	16,0	6,3	13,5	Борозди від гребінців різьби
17,6	0,625	15	21,0	8,4	21,0	
		25	44,0	13,0	35,0	
		35	58,0	11,7	49,0	
		45	70,0	14,0	63,0	

(тут  $P_r^*$  - середнє значення тиску розгерметизації з'єднання всіх випробувань даного дослідження;  $P_{rr}^*$  - розрахункове значення тиску розгерметизації з'єднання даного дослідження;  $S_{Pr}$  - середнє квадратичне відхилення тиску розгерметизації з'єднання випробувань даного дослідження).

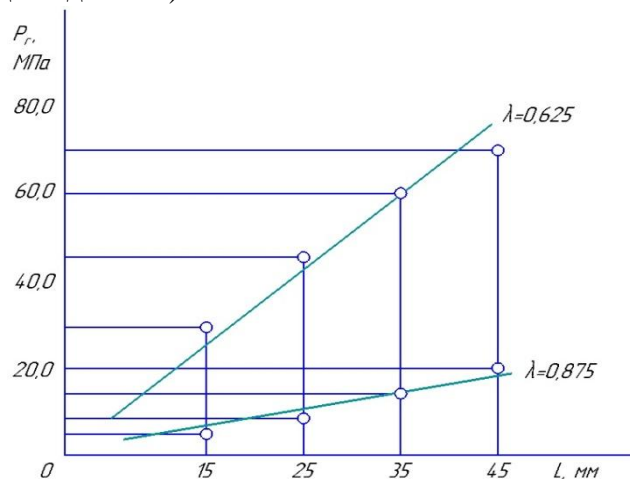


Рис. 4.1. - Залежність тиску розгерметизації з'єднання від робочої довжини деталей арматури

Аналіз представлених результатів, показує, що залежність тиску розгерметизації з'єднання  $P_T$  від робочої довжини деталей арматури  $L$  при кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава  $\lambda_p = 0,875$  і  $0,625$  і сталості інших конструктивних елементів рукава і деталей арматури, лінійна й може бути записана, як:

$$P_z = K_\lambda \cdot L, \quad (4.1)$$

де  $K_\lambda$  - коефіцієнт, що характеризує кут нахилу прямої і залежний при певному модулі пружності гуми й форми внутрішнього шару рукава від кратності стискання, МПа/мм. при  $\lambda_p = 0,875 - K_\lambda = 0,3$  і при  $\lambda_p = 0,625 - K_\lambda = 1,4$ .

Виходячи з наведених у табл. 4.1 значень середнього квадратичного відхилення результатів випробувань кожного досліду видно, що коефіцієнт варіації результатів випробувань не перевищував 0,4 і що результати дослідів вірогідно описуються рівнянням 4.1.

Результати дослідження впливу кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава на герметичність його з'єднання з розбірною приєднувальною арматурою представлені в табл. 4.2 і на рис. 4.2. Тут використані і результати попередніх досліджень при  $L = 15$  мм, при  $\lambda_p = 0,875$  і  $0,625$  при яких  $K_\lambda$  був відповідно рівний 0,3 і 1,4.

При значеннях  $\lambda_p$  рівних 0,765; 0,6875 і 0,5 коефіцієнт  $K_\lambda$  отриманий відповідно - 0,7; 1,0 і 3,5. Такий взаємозв'язок між  $K_\lambda$  і  $\lambda_p$  може бути представлений графічно ( рис. 4.2 ) і рівнянням:

$$K_\lambda = 0,7 \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \quad (4.2)$$

При цьому враховували, що дане рівняння отримане при випробуванні рукавів, внутрішній гумовий шар яких виготовлений з гуми Н0-68-2М, і при

випробуванні ніпелів, на робочій поверхні яких була нанесена метрична різьба із кроком 1,5 мм.

Таблиця 4.2 - Результати дослідження впливу кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава на герметичність його з'єднання з розбірною приєднувальною арматурами

$d_r$ мм	$\lambda_p$	$\lambda$ Мпа	$K_{\lambda}$ Мпа/мм	$K_{\lambda T}$ Мпа/мм	$S_{K_{\lambda}}$ Мпа/мм
16,9	0,875	4,5	0,3	0,30	0,10
17,2	0,765	10,5	0,7	0,70	0,25
17,4	0,6875	15,5	1,0	1,00	0,30
17,6	0,625	21,0	1,4	1,35	0,35
18,0	0,50	52,5	3,5	2,45	0,50

(Тут  $K_{\lambda}$  - середнє значення коефіцієнта всіх випробувань даного досліджу;  $K_{\lambda T}$  - розрахункове значення коефіцієнта даного досліджу;  $S_{K_{\lambda}}$  - середнє квадратичне відхилення значень коефіцієнта даного досліджу).

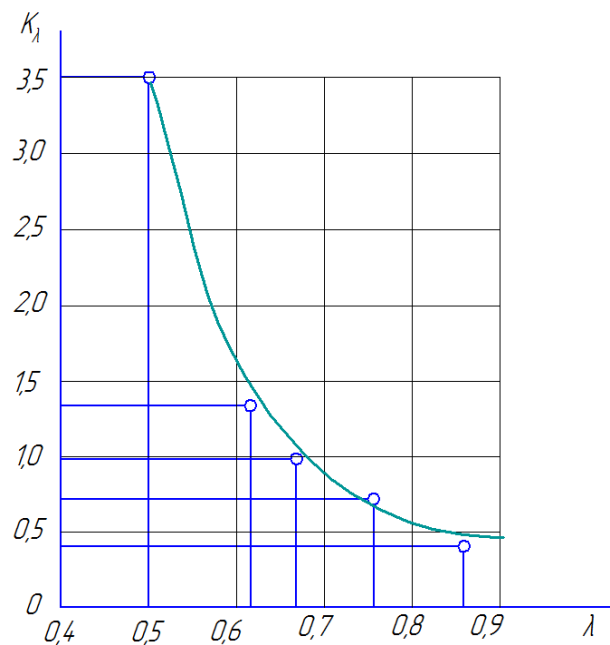


Рис. 4.2. - Залежність коефіцієнта  $K_{\lambda}$  від кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава

Виходячи з наведених у табл. 4.2 значень середнього квадратичного відхилення коефіцієнта  $K_A$ , видно, що коефіцієнт варіації результатів випробувань кожного дослідів не перевищував 0,4, а результати дослідів вірогідно описуються представленим рівнянням.

Результати дослідження впливу конфігурації й параметрів нарізання робочої поверхні ніпеля на герметичність з'єднання представлені на рис. 4.3.

Значення коефіцієнта  $K_{фн}$  прийняли рівними наведеним на рисунку з наступних міркувань. Так як попередні дослідження, і встановлені при них залежності, проводили при нарізанні на робочій поверхні ніпеля метричної різьби із кроком 1,5 мм, то значення коефіцієнта  $K_{фн}$  при такій різьбі прийняли за 1,0. Тоді інші значення вийшли відповідно рівними наведеним на рис. 4.3.

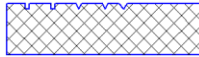
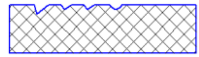
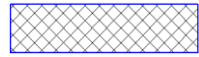
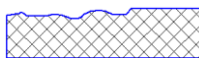
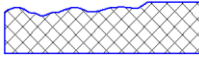

Нарізана різьба		$P_r^*$ Мпа	$S_{P_r}$	$K_{фн}$	Характер порушення
Позначення	Крок				
I	1,5	22,0	2,0	1,0	
II	2,5	21,0	2,2	1,05	
III	-	24,0	2,5	0,9	
IV	4,0	20,0	2,1	1,1	
V	5,0	18,0	2,1	1,2	
VI	4,0	20,0	2,3	1,1	

Рис. 4.3. - Результати дослідження впливу конфігурації і параметрів нарізаної робочої поверхні ніпеля на герметичність з'єднання деталей арматури з рукавом

Характер порушення гуми внутрішнього шару рукава залежно від кратності стискання, його конфігурації й параметрів нарізки робочої поверхні ніпеля й робочої довжини деталей арматури представлений у табл. 4.1 і на рис. 4.3 і 4.4.




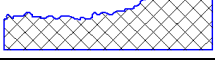
$\lambda$	Характер порушення
0,875	
0,6875	
0,625	
0,5	

Рис. 4.4. - Характер порушення внутрішнього гумового шару рукава залежно від кратності стискання його

Дослідження характеру порушення внутрішнього гумового шару при перерахованих умовах дозволяє зробити наступні висновки:

а) чим менше крок нарізаної робочої поверхні ніпеля, тим більшу герметичність і менше порушення внутрішнього гумового шару рукава він забезпечує. Найбільшу герметичність з'єднання і найменше порушення гумового шару забезпечує гладка поверхня;

б) руйнування внутрішнього гумового шару більшою мірою залежить від кратності стискання його і кроку нарізаної робочої поверхні ніпеля, ніж від конфігурації і довжини нарізаної поверхні. При наявності нарізаної поверхні будь-якої конфігурації і довжини, кратність стискання не повинна бути менше 0,6, а ступінь стискання – більше 40 %.

в) так як шорсткість поверхні в даному розумінні ідентична нарізаній поверхні ніпеля, можна припустити, що чим менша шорсткість буде гладкої або нарізаної робочої поверхні ніпеля, тим більшу герметичність і менше руйнування гумового шару вона забезпечить.

Результати дослідження впливу модуля пружності гуми внутрішнього шару рукавів на герметичність з'єднання їх з розбірною приєднувальною арматурою представлені в табл. 4.3 і 4.4.

Таблиця 4.3 - Результати лабораторних випробувань і розрахунків модулів пружності гум

Марка гуми	$\varepsilon_0$		$\varepsilon$ при стисканні на:		$E_{\pi}$ при стисканні на:		$E$ при стисканні на:	
	25%	50%	25%	50%	25%	50%	25%	50%
4326-1	0,237	0,491	75,1	260	6,5	11,3	5,0	5,7
Н0-68-2М	0,234	0,489	48,0	143,5	4,3	6,15	3,3	3,1
ИРП 1005	0,231	0,488	45,6	132	4,2	5,6	3,2	2,9

(Тут  $\varepsilon_0$  - фактичний ступінь стиснення;  $Q_0$  - навантаження на зразок, Н;  $E_{\pi}$  - умовний модуль пружності, МПа;  $E$  - дійсний модуль пружності, МПа.)

Таблиця 4.4 - Результати дослідження впливу модулів пружності гум внутрішнього шару рукава на герметичність з'єднання

Марка гуми	$E_p$ , МПа, при стисканні на 37,5%	$P_r$ , МПа	$K_{\lambda}$ , МПа/мм		$S_{K_{\lambda}}$
			Дослід	Розрахунки	
4326-1	5,35	30,0	1,5	1,5	0,35
Н0-68-2М	3,20	20,0	1,0	0,9	0,25
ИРП 1005	3,05	20,0	1,0	0,85	0,25

(Тут  $E_p$  - модуль пружності гуми, МПа;  $P_r$  - середній тиск розгерметизації з'єднання всіх випробувань даного дослідження, МПа;  $K_{\lambda}$  - середнє значення коефіцієнта всіх випробувань даного дослідження й розрахункове, МПа/мм.  $S_{K_{\lambda}}$  - середнє квадратичне відхилення значень коефіцієнта  $K_{\lambda}$  даного дослідження, Мпа/мм).

У табл. 4.3 представлені результати лабораторних випробувань зразків гум з метою визначення їх модулів пружності, а в табл. 4.4 – результати дослідження впливу модулів пружності гум внутрішнього шару рукава на герметичність його з'єднання з арматурою.

Результати, наведені в табл. 4.4, дозволяють розрахувати значення коефіцієнта  $K_{\lambda}$  при різних значеннях модуля пружності гум внутрішнього шару й показати залежність цього коефіцієнта від величини модуля пружності. Така залежність може бути представлена рівнянням:

$$K_{\lambda} = \frac{E_p}{3 \cdot K_2} \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2}, \quad (4.2)$$



де  $K_r$  – коефіцієнт, що враховує умови стискання й форму внутрішнього гумового шару, мм. Визначений по цій же залежності (4.2) при кратності стискання внутрішнього шару  $\lambda_p = 0,715$  і рівний 1,5 мм.

Виходячи з наведених у табл. 4.4 значень середнього квадратичного відхилення коефіцієнта  $K_\lambda$  видно, що коефіцієнт варіації кожного дослідів не перевищував 0,3, а результати дослідів вірогідно описуються рівнянням 4.2.

Підставивши 4.2 в 4.1, одержали:

$$P_z = \frac{E_p}{3 \cdot K_z} \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \cdot P, \quad (4.3)$$

а з урахуванням впливу конфігурації й параметрів нарізки робочої поверхні ніпеля ( $K_{\phi n}$ )

$$K = \frac{E_p}{3 \cdot K_z \cdot K_{\phi n}} \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \cdot L \quad (4.4)$$

Результати перевірки залежності (4.4) на рукавах різного діаметра представлені в табл. 4.5 і на рис. 4.5.

Таблиця 4.5 - Результати випробування рукавів різного діаметра

$d_o$ , мм	РМПа		Характер порушення з'єднання	$S_p$ , МПа
12	21,5	21,0	Розгерметизація	2,9
16	20,5			2,8
20	20,5			3,1
25	21,0			3,2
			Зрив	
32	17,0			2,4
38	14,0			2,6

(Тут  $d_o$  - внутрішній діаметр рукава;  $P$  - середній тиск руйнування з'єднання всіх випробувань даного дослідів;  $S_p$  - середнє квадратичне відхилення тиску руйнування з'єднання даного дослідів.)

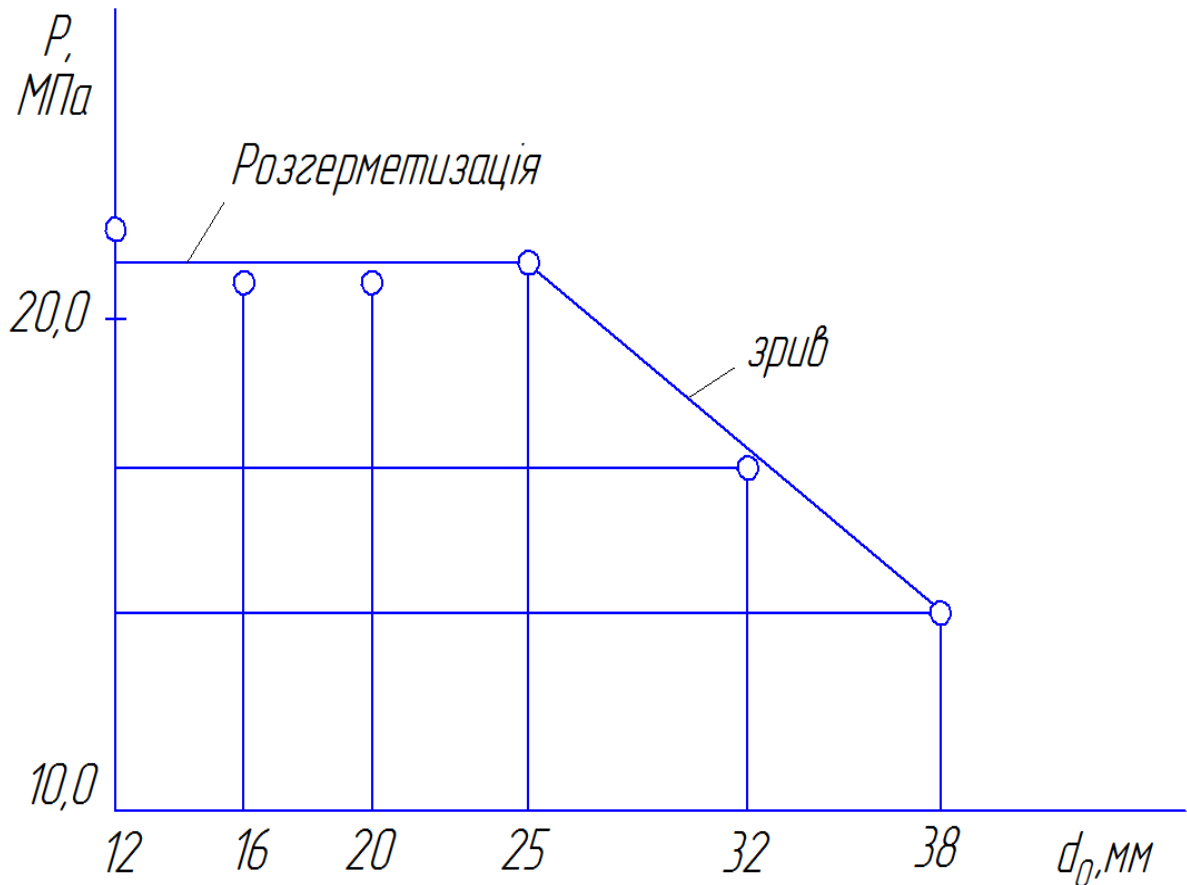


Рис. 4.5. - Залежність герметичності й міцності з'єднання від величини внутрішнього діаметра рукава

Аналіз отриманих результатів показав, що порушення з'єднань шлангів діаметром 12, 16 і 20 мм, не залежно від його величини, відбулося при тиску 21,0 МПа у вигляді розгерметизації. Порушення з'єднання шланга діаметром 25 мм також відбулося при тиску 21,0 МПа, але вже у вигляді і розгерметизації і зриву арматури з рукава. Така величина тиску розгерметизації відповідає розрахованій по рівнянню (4.4) при  $E = 3,2$  МПа;  $K_r = 1,5$  мм;  $K_{фн} = 1,0$ ;  $\lambda_p = 0,715$  і  $L = 20$  мм. Порушення ж з'єднань шлангів діаметром 32 і 38 мм відбулося при тисках не відповідних розрахунковим у вигляді зриву арматури. Причому, величина тиску, при якому відбувся зрив арматур, різна для шлангів діаметром 25, 32 і 38 мм.

Коефіцієнт варіації результатів даних випробувань не перевищував 0,2.

Результати дослідження впливу конфігурації й параметрів нарізаної робочої поверхні муфти на міцність з'єднання представлені в табл. 4.6 і 4.7.

Таблиця. 4.6 - Результати випробування муфт із різною конфігурацією нарізки робочої поверхні

Конфігурація нарізаної поверхні відповідно до рис.4.3	$P_c$ , МПа	$S_{P_c}$ , МПа
I	10,8	1,2
II	10,6	1,6
III	11,4	2,2
IV	11,2	1,8

Таблиця 4.7 - Результати випробування муфт, з різними параметрами нарізки робочої поверхні

Крок нарізаної поверхні $t_{нар}$ , мм	Ширина виступу $l_B$ , мм	$P_c$ , МПа	$S_{P_c}$ , МПа	Коефіцієнт зриву $\mu_c$
12,5	10,0	11,0	2,1	3,6
12,5	7,5	8,5	1,5	2,7
12,5	5,0	5,5	0,9	1,8
12,5	2,5	3,0	1,1	0,9
10,0	2,5	5,5	1,8	1,8
7,5	2,5	8,5	2,0	2,7
5,0	2,5	11,0	2,4	3,6

(Тут  $P_c$  - середнє значення тиску зриву випробувань даного дослідю;  $S_{P_c}$  - середнє квадратичне відхилення результатів випробувань кожного дослідю.)

Аналізуючи результати даних випробувань можна зробити висновок про те, що тиск зриву, тобто міцність з'єднання, не залежить від конфігурації, але залежить від параметрів нарізаної робочої поверхні муфти. Коефіцієнт варіації результатів випробувань представлених у табл. 4.6 і 4.7 не перевищував 0,4.

Результати дослідження спільного впливу параметрів нарізки робочої поверхні муфти, кратності стискання внутрішнього гумового шару і величини внутрішнього діаметра рукава на взаємозв'язок міцності й герметичності з'єднання представлені на рис. 4.6 сюди ж включені й результати перевірки залежності( 4.4) на рукавах різного діаметра (рис. 4.5).

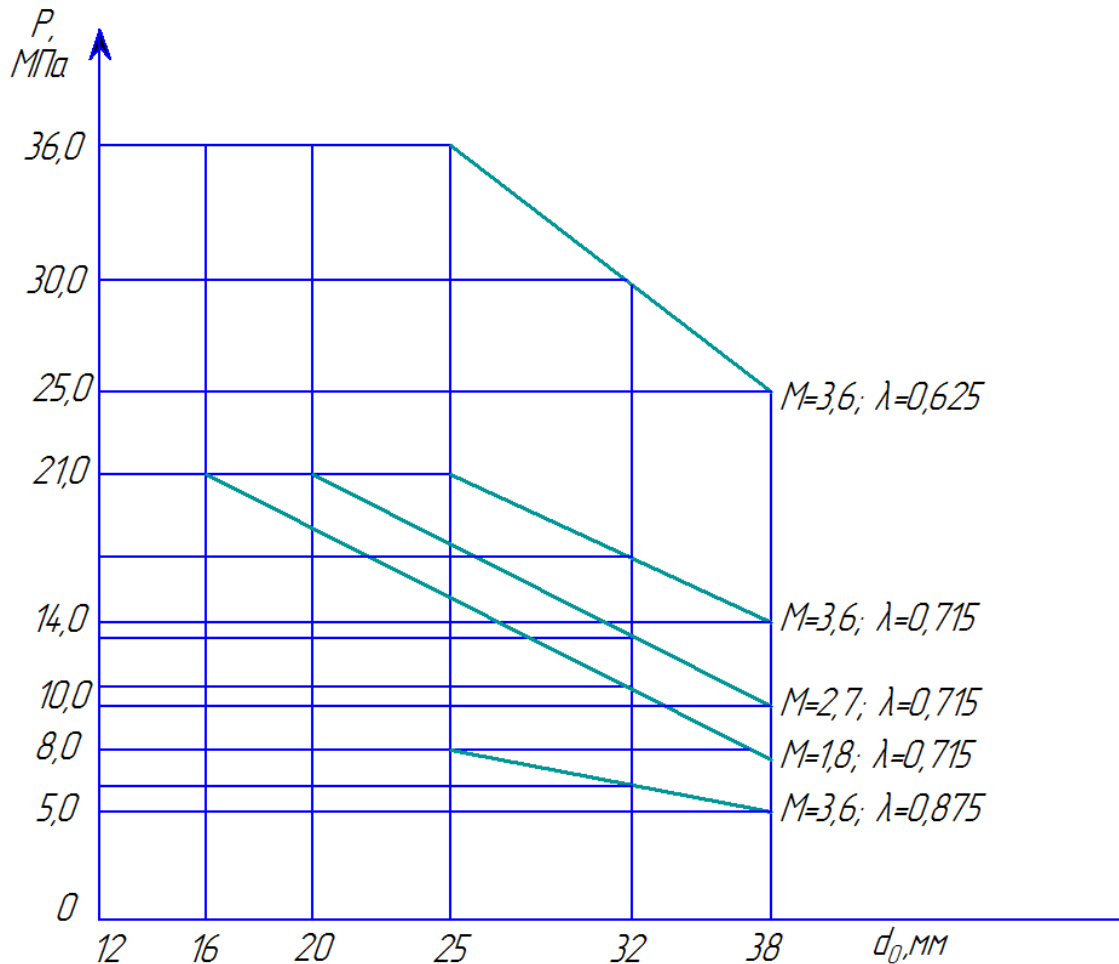


Рис.4.6 - Вплив параметрів нарізки робочої поверхні муфти, кратності стискання внутрішнього гумового шару й величини внутрішнього діаметра рукава на міцність і герметичність з'єднання

Результати даного дослідження (рис. 4.6) дозволили встановити, що міцність з'єднання залежить і від величини внутрішнього діаметра рукава, і від параметрів нарізки робочої поверхні муфти. Ця залежність може бути вірогідно (при  $V \leq ,35; S_{P_c} \leq 2,5 \text{ Мпа}$ ) описана рівнянням:

$$P = \left( L \cdot \frac{E_p}{3 \cdot K_z \cdot K_{фн}} \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \right) \cdot \frac{5,5 \mu_c}{d_o} \quad (4.5)$$

де  $\mu_c$  - коефіцієнт зриву.

Дане рівняння розкриває взаємозв'язок між міцністю й герметичністю з'єднання і дозволило визначити значення коефіцієнта зриву  $\mu_c$  по тискові зриву при різних параметрах нарізаної поверхні.

Аналіз результатів показує, що при  $d_o \leq 0,5 \mu_c$  руйнування з'єднання буде відбуватися тільки у вигляді розгерметизації, тобто забезпечення герметичності буде забезпечувати й міцність з'єднання. У цьому випадку розрахунки з'єднання слід проводити по рівнянню (4.4). При  $d_o > 0,5 \mu_c$  руйнування з'єднання буде відбуватися тільки у вигляді зриву арматури з рукава й розрахунки його слід проводити по рівнянню (4.5).

## 4.2 Методика розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматури

Для визначення ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматури необхідно мати наступні вихідні дані: величину внутрішнього діаметра рукава -  $d_o$  з урахуванням верхнього відхилення поля допуску на розмір; величину діаметра накладення 1-ї оплітки -  $d'$ , з урахуванням верхнього відхилення поля допуску на розмір; величину зовнішнього діаметра зовнішньої оплітки -  $d''$ , з урахуванням нижнього відхилення поля допуску на розмір; величину модуля пружності гуми внутрішнього шару рукава -  $E_p$ ; величину робочого тиску -  $P_{роб.}$ ; бажаний запас міцності -  $\xi$ , вимоги до довжини, розбиральності та ін.

Основними конструктивними елементами для розбиральної приєднувальної арматури, що вимагають розрахунків, є: зовнішній діаметр робочої частини ніпеля –  $d$ ; довжина робочої частини ніпеля –  $L$

При розрахунках приймається: внутрішній діаметр муфти -  $d$ , рівний зовнішньому діаметру зовнішньої оплітки рукава  $d'$ , з урахуванням нижнього відхилення поля допуску на розмір; інші конструктивні елементи ніпеля й муфти (конусна частина проточки та ін.) - відповідно до вимог стандартів і нормалей.

Визначення зазначених елементів повинне проводитися в наступній послідовності:

а) відповідно до технічних вимог, визначається конфігурація і параметри нарізаної робочої поверхні ніпеля і муфти, визначається допустима кратність стискання внутрішнього гумового шару рукава -  $\lambda_p$  і значення коефіцієнтів  $K_{фн}$  і  $\mu_c$ .

б) виходячи з величини внутрішнього діаметра рукава, визначається робоча довжина деталей арматури:

- при  $d_o > 0,5 \mu_c$  з рівняння (4.5)

$$P = \left( L \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \right) \cdot \frac{5,5 \mu_c}{d_o}$$

при  $d_o \leq 0,5 \mu_c$  з рівняння (4.4)

$$P_z = \frac{E_p}{3 \cdot K_z \cdot K_{фн}} \cdot \frac{1 - \lambda_p^3}{\lambda_p^2} \cdot P$$

Для рукавів, внутрішній шар яких виготовлений з гуми Н0-68-2М с  $E = 3,2$  МПа; для ніпелів на робочій поверхні яких виконана найпоширеніша метрична або трубна різьба із кроком 1,5 мм; для муфт на робочій поверхні яких виконана найпоширеніша трапецеїдальна різьба із кроком не більш 5,0 мм можна прийняти:  $K_r = 1,5$  мм.;  $K_{фн} = 1,0$ ;  $\lambda_p = 0,6$ ; і  $\mu_c = 3,6$ . Тоді:

- при  $d_o > 20$  мм.

$$P = L \cdot \frac{30}{d_o}, \quad (4.6)$$

- при  $d_o \leq 20$  мм

$$P = L \cdot 1,5 \quad (4.7)$$

У рівняннях 4.4 і 4.5  $P$  - тиск розгерметизації або зриву арматури, визначається як  $(P_{роб} \cdot \xi)$ .<sup>3</sup> метою повного використання міцності рукава, цей тиск можна приймати рівним тиску розриву рукавів -  $P_{роз}$ .

в) далі, з рівняння (2.4), визначається величина зовнішнього діаметра робочої частини ніпеля. При цьому, діаметральні розміри рукава беруться з урахуванням верхнього відхилення:

$$d = d' - \lambda_p (d' - d_o) \quad (4.8)$$

Довжина муфти приймається рівною повній довжині частини ніпеля, що вгвинчується в неї.

#### 4.3 Вплив динамічного згину на ресурс гідравлічних рукавів високого тиску

Одним із факторів, що впливає на довговічність гідравлічних рукавів, являється їх просторове положення в гідравлічних системах тракторів. В зв'язку з цим в роботі проводяться дослідження виявлення функціональної залежності динамічного згину на ресурс рукавів високого тиску. Дослідження проводяться згідно методики наведеної в третьому розділі. В результаті проведених стендових випробувань для гідравлічних рукавів різних конструкцій були отримані криві Велера для випадку коли рукава крім пульсуючих навантажень піддаються динамічному згину табл.4.8 та (рис.4.7).

Таблиця 4.8 - Ресурс рукавів від тиску при пульсуючому і складному навантаженні

Конструкція гідравлічного рукава	Величина тиску, МПа	Число циклів до руйнування, тис.
Пульсуюче навантаження		
Чотирьох спіральний рукав з силовим шаром із високоміцної проволочки	28,0	400,0
	50,0	50,0
	75,0	15,0
	100,0	0
Спеціальний двооплетений рукав;	25,0	350,0
	50,0	30,0
	75,0	0
	100,0	0
Двооплетений стандартний рукав	25,0	45,0
	50,0	10,0
	75,0	0
	100,0	0
Складне навантаження		
Чотирьох спіральний рукав з силовим шаром із високоміцної проволочки	25,0	90,0
	50,0	45,0
	75,0	15,0
	100,0	0

Спеціальний двооплетений рукав;	25,0	40,0
	50,0	5,0
	75,0	0
	100,0	0
Двооплетений стандартний рукав	25,0	50,0
	50,0	5,0
	75,0	0
	100,0	0

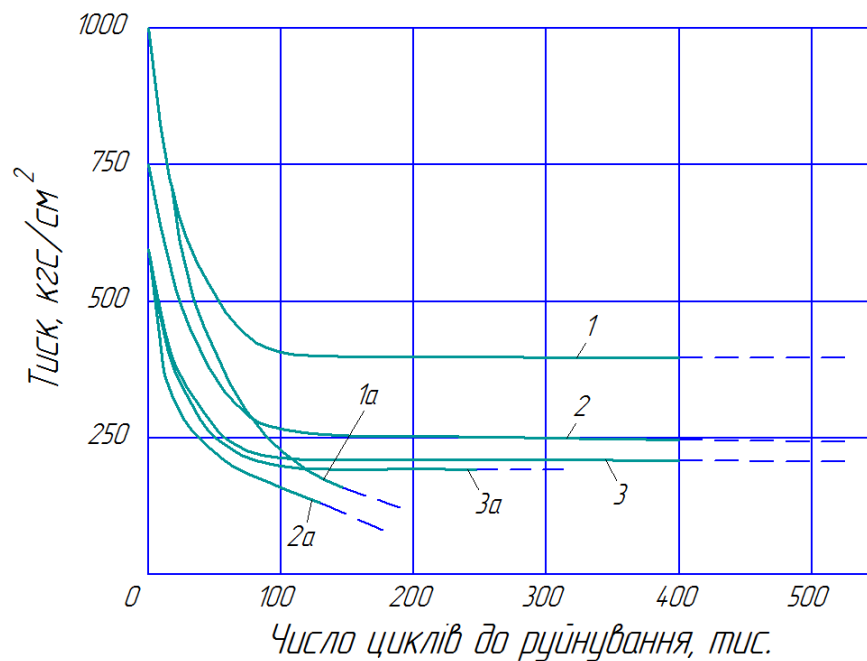


Рис. 4.7. - Ресурс рукавів високого тиску (криві Велера) при пульсуючому (1, 2, 3) та складному (1а, 2а, 3а) навантаженні: 1, 1а – чотирьохспіральный рукав з силовим шаром із високоміцної проволочи; 2, 2а – спеціальний двооплетений рукав; 3, 3а – двооплетений стандартний рукав

Аналіз отриманих результатів показує, що для випадку коли гідравлічні рукава отримують складні навантаження в вигляді пульсуючих навантажень і динамічному згині їх число циклів до руйнування зменшується від 35% до 60% в залежності від марки гідравлічних рукавів. Менше число циклів до руйнування для рукавів із силовим шаром високоміцної проволочи (1а) та спеціально оплетених рукавів (2а) характеризується тим, що при динамічному згині рукава і постійно діючими пульсуючими навантаженнями такий фізико-механічний показник дроту рукава, як міцність, не являється



основним, щодо забезпечення високого ресурсу гідравлічного рукава. Для отримання більш повної функціональної залежності між умовами навантаження гідравлічних рукавів і їх експлуатаційною довговічністю необхідно враховувати конструктивні особливості рукавів, не тільки за фізико-механічними властивості матеріалів, а також наприклад від способів навивання дроту, закладання його кінців в арматуру та інше.

Проведені експериментальні дослідження впливу динамічного згину гідравлічних рукавів високого тиску на їх ресурс дають можливість зробити наступні висновки:

1. При складному навантаженні гідравлічних рукавів в вигляді пульсуючих навантажень і динамічному згину їх число циклів до руйнування зменшується від 35 % до 60 % в залежності від марки гідравлічних рукавів. Менше число циклів до руйнування для рукавів із силовим шаром високоміцної проволочки та спеціально оплетених рукавів характеризується тим, що при складному навантаженні такий фізико-механічний показник дроту рукава, як міцність, не являється основним, щодо забезпечення високого ресурсу гідравлічного рукава.

2. Динамічний згин при сумісній дії з пульсуючим навантаженням приводить до багатократного зниження ресурсу рукавів високого тиску всіх конструкцій. Рівень впливу згину на ресурс рукавів різних конструкцій не однаковий: рукава оплетеної конструкції більш стійкі до динамічного згину в порівнянні з рукавами спіральної (навивальної) конструкції.

3. Розглянуту методику складного навантаження гідравлічних рукавів в вигляді пульсуючих навантажень і динамічного згину можна рекомендувати для використання прискорених випробувань рукавів, як при розробленні нових конструкцій, так і після їх ремонту на спеціалізованих підприємствах.

#### 4.4 Розроблені рекомендації

Гідравлічні рукава, що використовуються в гідравлічних системах сільськогосподарських машин, мають дві металеві оплітки (тип А) і діаметр

12 і 16 мм та працюють при найбільшому динамічному тиску рівному відповідно 12,5 і 10,0 МПа. В умовах експлуатації тиск досягає 16,5 МПа. Як показали наші дослідження, таке завищення тиску приводить до значного зниження наробітку шлангів. Тому з метою збільшення наробітку шлангів високого тиску гідросистем тракторів, тим більше, при тенденції, до збільшення тиску в системі, слід рекомендувати застосовувати в зазначених умовах рукава діаметром 12 мм із двома оплітками типу В або із трьома – типу Б, розраховані на найбільший динамічний тиск до 18,0 МПа, і рукава діаметром 16 мм із трьома оплітками типу В, розраховані на найбільший динамічний тиск до 16,0 МПа.

Як показали наші дослідження, рукава, виготовлені різними заводами, мають значні відхилення кута обплітання від його рівноважного значення (до  $2,5^\circ$ ). Це, приводить до значної зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукавів. Останнє приводить до виникнення в дроті оплітки дотичних напруг і до зниження наробітку шлангів. Тому з метою збільшення наробітку шлангів доцільно рекомендувати обмеження відхилення кута обплітання рукавів від його рівноважного значення.

Виходячи з досліду експлуатації розбірних шлангів при застосуванні розбиральної приєднувальної арматури доцільно рекомендувати:

а) робочу поверхню ніпеля, враховуючи складність складання ніпеля із гладкою поверхнею, виготовляти з нарізанням трубної або метричної різьби із кроком 1,5 мм;

б) у розбиральній приєднувальній арматурі кратність стискання внутрішнього шару рукава не впливає на наробіток шлангів і може бути зменшено до 0,4 при гладкій робочій поверхні, ніпеля (за умовами складання), однак, враховуючи зауваження підпункту «а», при нарізанні робочої поверхні ніпеля кратність стиски не повинна бути менше 0,6 (при більшому стискання буде руйнуватися внутрішній гумовий шар рукава);

в) величину зовнішнього діаметра робочої поверхні ніпеля визначати залежно від кратності стискання внутрішнього гумового шару рукава з урахуванням верхнього відхилення розмірів відповідних діаметрів рукава.

При цьому, якщо для складання застосують рукава з іншими відхиленнями відповідних розмірів, кратність стискання зменшується. Це спричинить збільшення міцності й герметичності з'єднання, але не виявить негативного впливу на нароби́ток шлангів;

г) робочу поверхню муфти виготовляти циліндричної з лівою різьбою будь-якого профілю, наприклад, від різця при збільшеній подачі (3-5 мм/ об.). При цьому буде забезпечено рівномірне затиснення рукава по всій робочій довжині арматур без деформації оплітки, а при вгвинчуванні ніпеля із правою нарізкою рукав не буде вигвинчуватися з муфти;

д) величину внутрішнього діаметра робочої поверхні муфти виготовляти рівною величині зовнішнього діаметра зовнішньої оплітки рукава з урахуванням нижнього відхилення його розміру. Це також забезпечить підвищення міцності і герметичності з'єднання при інших відхиленнях зазначеного діаметра.

У випадку застосування для ремонту шлангів нерозбірної приєднувальної арматур доцільно рекомендувати:

а) увести обмеження ступеня обтиску муфт. Наприклад, у пристосуванні ввести обмежувач ходу конусної втулки. Висота обмежувача може бути визначена, виходячи з необхідної величини обтискання муфт, розрахованої за пропонованою методикою з урахуванням відповідних відхилень розмірів рукава;

б.)робочу поверхню ніпеля виготовляти гладкою, що забезпечує найбільшу герметичність з'єднання, а її діаметр залишати рівним внутрішньому діаметру рукава з урахуванням верхнього відхилення його поля допуску;

в) робочу поверхню муфти виготовляти із шорсткістю рівною 300 мкм і більш, а її діаметр – рівним зовнішньому діаметру зовнішньої оплітки рукава з урахуванням нижнього відхилення його поля допуску;

г) обтиск здійснювати рівномірно по всій поверхні муфти.

Для цього внутрішня поверхня кулачків у пристосуванні повинна бути прямолінійною. Такий обтиск забезпечить підвищення міцності і герметичності з'єднання при меншій робочій довжині деталей арматури.

### Висновки по розділу

1. Наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами в середньому в 1,5 рази перевищує наробіток шлангів з нерозбірною арматурами. Це пояснюється тим, що при завальцуванні рукавів у розбірну арматури оплітка їх практично не деформується і у дроті її не виникають додаткові напруги, що мають місце при забиванні рукавів у нерозбірну арматури.

2. Відхилення кута обплітання на  $2-2,5^\circ$  від рівноважного знижує наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами в середньому в 1,1-1, 2 рази, з нерозбірної – в 1, 5 рази. При цьому зниження наробітку шлангів з розбірною арматурами пояснюється зниженням наробітку самих рукавів внаслідок виникнення, дотичних напружень у дроті оплітки. У шлангах з нерозбірною арматурами відхилення кута обплітання від рівноважного збільшується внаслідок деформації оплітки при обтиску муфт. Дотичні напруження збільшуються й наробіток знижується значніше.

3. Наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами не залежить, а з нерозбірної - залежить від кратності стиску внутрішнього гумового шару рукава. Зменшення кратності стиску на 10% знижує наробіток нерозбірних шлангів на 20 % і навпаки. Це пояснюється тим, що зміна кратності стискання в нерозбиральній арматурі пов'язана з деформацією оплітки при обтискуванні муфт, від величини якої залежить наробіток шлангів. У розбиральній арматурі оплітка притиснута до внутрішньої поверхні муфти і не змінює свого положення не залежно від величини зовнішнього діаметра ніпеля, що визначає кратність стиску внутрішнього гумового шару рукава.

4. При застосуванні розбиральної приєднувальної арматури доцільно рекомендувати робочу поверхню ніпеля, враховуючи складність складання

ніпеля із гладкою поверхнею, виготовляти з нарізанням трубної або метричної різьби із кроком 1,5 мм;

5. При складному навантаженні гідравлічних рукавів в вигляді пульсуючих навантажень і динамічному згину їх число циклів до руйнування зменшується від 35 % до 60 % в залежності від марки гідравлічних рукавів. Менше число циклів до руйнування для рукавів із силовим шаром високоміцної проволочи (1а) та спеціально оплетених рукавів (2а) характеризується тим, що при складному навантаженні такий фізико-механічний показник дроту рукава, як міцність, не являється основним, щодо забезпечення високого ресурсу гідравлічного рукава.

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Організація охорони праці в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів сільськогосподарських машин

Закон України «Про охорону праці» визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює за участю відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи, організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

В даній роботі розглядаються питання присвячені дослідженню експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску мобільних машин сільськогосподарського призначення, на основі яких розроблюється рекомендація для відновлення їх роботоздатності та ресурсу.

Для проведення експериментальних досліджень в лабораторії виконуються розбирально-складальні, слюсарні та випробувальні роботи. Для їх впровадження необхідно створити умови праці, які значно покращать роботу дослідника, дадуть можливість уникнути травматизму на робочих місцях.

Відповідальність за створення необхідних умов праці в дослідній лабораторії покладається на завідувача кафедрою та безпосередньо на завідувача лабораторії, які створюють умови праці на робочих місцях в відповідності до нормативно-правових актів.

Керівник підрозділу організовує проведення аудиту охорони праці, умов праці при проведенні лабораторних досліджень, оцінку технічного стану виробничого обладнання та устаткування, атестацій робочих місць на відповідність нормативно-правовим актам з охорони праці в порядку і строки, що визначаються законодавством, та за їх підсумками вживає заходів до усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів.

Дослідник, під час прийняття на роботу та періодично, повинен проходити інструктажі з питань охорони праці, надання першої медичної допомоги потерпілим від нещасних випадків, а також з правил поведінки та дій при виникненні аварійних ситуацій, пожеж і стихійних лих.

Особливу увагу необхідно звернути на забезпечення належного утримання будівель і споруд, виробничого обладнання та устаткування, моніторинг за їх технічним станом.

До об'єктів підвищеної небезпеки в дослідницькій лабораторії відносяться робочі місця з ремонту гідравлічних рукавів та їх випробовування та операції технологічного процесу, які на них виконуються. Такий стан справи обумовлюється проведенням операцій з застосуванням переносного та стаціонарного механізованого обладнання, що обумовлює появу небезпечних та шкідливих факторів в лабораторії.

## 5.2 Аналіз умов праці та пожежної безпеки в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів

Для проведення досліджень з надійності гідравлічних рукавів високого тиску в лабораторії організовані робочі місця, які забезпечені необхідним обладнанням. Для очистки гідравлічних рукавів застосовується мийна машина – ОМ-5359, розбирання та складання рукавів проводиться на робочому столу – ОРГ-1461, випробовування відновлених гідравлічних рукавів проводиться на стенді – КИ-4896. Площа спеціалізованої дільниці з ремонту гідрорукавів складає – 120 м<sup>2</sup>, а об'єм – 864 м<sup>3</sup>, яке відокремлене від інших підрозділів стінами. Основне та допоміжне обладнання розташоване згідно технічних вимог, що забезпечує зберігання вимог для проходів робочих і проїздів електрокар в відповідності до ДБН В.2.2-28:2010 [30].

Приміщення майстерні та безпосередньо дослідницької лабораторії опалюються за допомогою власної котельні, яка розміщується окремо на території університету і забезпечує необхідний температурний режим в лабораторії, в відповідності до вимог згідно ДБН В.2.5-67:2013 [31].

Умови праці в лабораторії відносяться до фізично середньої тяжкості Пб, так як пов'язані з ходьбою і перенесенням ваги до 10 кілограм і обумовлюють енерговитрати організму дослідника в інтервалі 232 – 293 кДж/с, в відповідності до ДСН 3.3.6.042-99 [32].

У спеціалізованій лабораторії з дослідження надійності гідравлічних агрегатів мають місце такі шкідливі фактори як: токсичність парів мінеральних масел, підвищені рівні шуму та вібрацій на робочих місцях, пил.

Джерелами шкідливих парів є гідравлічні мастила, які застосовуються для випробування гідравлічних рукавів на стенді. Пари також можуть виникати із миючих розчинів, які застосовуються для зовнішнього і внутрішнього очищення шлангів, які негативно впливають на організм людини.

Аналіз фактичних значень шкідливих речовин, показує, що концентрація їх у повітрі, в цілому, відповідає ГОСТ 12.1.005-88 [33].

Допустимі рівні шуму на робочих місцях майстерні і безпосередньо в лабораторії не перевищують 80 дБА, що відповідає вимогам згідно ДСН-3.3.6.037-99 [34].

Для якісного проведення робіт на робочих місцях лабораторії застосовується природне і штучне освітлення згідно з ДБН В.2.5-28-2006 [35]. Нормована освітленість в лабораторії, при загальному освітленні, становить 200 лк.

Виробничий процес в лабораторії за вибуховою, вибухово-пожежною та пожежною небезпекою, згідно НАПБ Б.03.002-2007 [36] відноситься до категорії «В - Пожежнонебезпечна», так як в приміщенні знаходяться легкозаймаючі, горючі і важкогорючі речовини і матеріали, питома пожежна навантаження кожного з яких перевищує 180 МДж/м<sup>2</sup> на окремих ділянках площею не менше 10 м<sup>2</sup>.

Будівля майстерні побудована з негорючих матеріалів металокаркасній, залізобетону з цегляними внутрішніми перегородками і, згідно ДБН В.1.1-7-2002, має II ступінь вогнестійкості [37].



Пожежі в лабораторії можуть виникнути в результаті: спалаху паливно-мастильних матеріалів при попаданні на них іскор електричного механічного походження, дії тепла від нагрітих предметів, під впливом відкритого вогню (клас пожежі - В); спалаху електроустаткування при перевантаженнях, перегрівих і коротких замиканнях (клас пожежі - Е); самозаймання промасленого дроту (клас пожежі - А); дія статичного чи грозового розряду.

### 5.3 Заходи поліпшення умов праці в лабораторії

Для покращення умов праці дослідників і запобігання травматизму на робочих місцях в лабораторії з дослідження надійності гідравлічних агрегатів необхідно: організувати місцеву примусову вентиляцію для робочого місця з випробування гідрорукавів; організувати розміщення технологічного обладнання згідно графіка вантажопотоку агрегатів, які ремонтуються; забезпечити використання спеціальної тари для зберігання паливно-мастильних і експлуатаційних рідин, передбачити повне заземлення споживачів електроенергії; забезпечити зменшення рівня вібрації і шуму при роботі механізованого обладнання постановкою його на віброізоляційні амортизатори; технологічне планування робочих місць проводити в відповідності до вимог з організаційно-технічних вимог; забезпечити робоче місце з контролю технічного стану гідравлічних шлангів місцевим освітленням.

Для реалізації вище вказаних заходів проведемо перевірочні розрахунки вентиляції для лабораторії.

Для розрахунку загальнообмінної вентиляції необхідно знати кратність повітрообміну в приміщенні, необхідний об'єм припливу повітря.

Визначимо величину повітрообміну загальнообмінної вентиляції за формулою:

$$W_{\Pi} = V \cdot \kappa, \quad (5.1)$$

де  $W_{\Pi}$  – повітрообмін для загальнообмінної вентиляції,  $\text{м}^3/\text{год.}$ ;

$V$  – об'єм приміщення  $m^3$ ,  $V = 864m^3$ ;

$\kappa$  – кратність повітрообміну,  $1/год$  ( $\kappa = 2..3 \frac{1}{год}$ ).

Тоді

$$W_{\Pi} = 864 \cdot 2,5 = 2160m^3 / год.$$

Величина повітрообміну для місцевих витяжних вентиляційних установок розраховується за виразом:

$$W_3 = V_3 \cdot F \cdot 3600, \quad (5.2)$$

де  $W_3$  – повітрообмін для місцевої вентиляції типу «Зонт»  $m^3/год.$ ;

$V_3$  – середня швидкість в приймальній частині «Зонта»  $m/c$ , ( $V_3 = 0,15..0,25$ );

$F$  – площа приймальної частини «Зонта», (в лабораторії передбачається установка двох місцевих витяжних вентиляційних установок  $F_1 = 0,70m^2$ ,  $F_2 = 0,9m^2$ ).

Тоді повітрообмін для місцевої вентиляції визначиться:

$$W_3 = 0,2 \cdot 1,60 \cdot 3600 = 1152m^3/год.$$

Визначимо потужність електродвигуна для приводу вентилятора за формулою:

$$N_e = \frac{(1,2..1,5) \cdot W_3 \cdot H_n}{3600 \cdot 10^2 \cdot \zeta_B \cdot \zeta_H}, \quad (5.3)$$

де  $H_n$  - тиск повітряного потоку,  $H/m^2$ , ( $H_n = 68H/m^2$ );

$\zeta_B$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора,  $\zeta_B = 0,55$ ;

$\zeta_H$  – коефіцієнт корисної дії передач,  $\zeta_H = 0,9$ ;

1,2..1,5 - коефіцієнт, що враховує втрати напору повітряного потоку.

Тоді

$$N_e = \frac{1,4 \cdot 1152 \cdot 68}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,9 \cdot 100} \approx 0,6 \text{ кВт}$$

Таким чином для місцевих витяжних установок типу «Зонт» застосуємо електродвигун потужністю 0,6 кВт.

До заходів, що зменшать небезпеку виникнення пожежі в лабораторії, слід віднести: електродвигуни закрити захисними кожухами, що запобігає потраплянню іскор на легко займисті матеріали; перед виконанням розбиральних операцій всі гідравлічні рукава проходять ретельне очищення від нафтопродуктів, і інших легкозаймистих матеріалів; паливно-мастильні матеріали зберігаються в спеціально обладнаних місцях далеко від ремонтних ділянок, і подаються туди тільки в міру необхідності; промаслене ганчір'я після використання збирається в металеві ящики з герметичними кришками, а в кінці зміни вивозиться з ділянки і спалюється в спеціально відведеному місці.

На випадок виникнення пожежі для його гасіння використовуються первинні засоби пожежогасіння - вода технічна, вогнегасники згідно з НАПБ Б.03.001-2004 та НАПБ А.01.001-2004 [38,39].

#### 5.4 Вимоги з охорони праці для слюсаря з ремонту гідравлічних рукавів

Проведення робіт при ремонті гідравлічних рукавів високого тиску характеризується значною трудомісткістю робіт, а також їх об'ємом. Такий стан справи обумовлює необхідність детального розгляду заходів з охорони праці при виконанні робіт даного виду.

**Загальні положення.** За даною інструкцією слюсар з ремонту гідравлічних рукавів (далі слюсар) інструктується перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 3 місяці (повторний інструктаж). Результати інструктажу заносяться до «Журналу реєстрації інструктажів з питань охорони праці», в журналі після проходження інструктажу повинні бути підписи особи, яка інструктує, та слюсаря. За невиконання даної інструкції слюсар несе дисциплінарну, матеріальну,

адміністративну та кримінальну відповідальність. До виконання обов'язків слюсаря допускаються особи віком не молодше 18 років, які мають посвідчення на право робіт, пройшли медичне обстеження, вступний інструктаж з охорони праці, інструктаж на робочому місці та інструктаж по пожежній безпеці.

Слюсар повинен виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку; користуватися спецодягом та засобами індивідуального захисту; виконувати тільки ту роботу, яка доручена керівником робіт та по якій він проінструктований.

Про помічені порушення вимог безпеки на своєму робочому місці, а також про несправності обладнання, пристосувань, інструмента та засобів індивідуального захисту слюсар повинен повідомити своєму безпосередньому керівнику і не приступати до роботи до усунення цих порушень та несправностей.

Слюсар повинен працювати в спеціальному одязі, а у разі потреби використовувати інші засоби індивідуального захисту.

Слюсар під час роботи повинен бути уважним, не відволікатися на сторонні справи і розмови.

За невиконання даної інструкції слюсар несе дисциплінарну, матеріальну, адміністративну та кримінальну відповідальність.

**Вимоги безпеки перед початком роботи.** Перед початком роботи слюсар повинен підготувати та надягти необхідні для роботи засоби індивідуального захисту, застебнути манжети рукавів спеціального одягу. Оглянути та підготувати робоче місце, забрати всі зайві предмети, не захарашуючи при цьому проходи.

Перевірити стан підлоги на робочому місці. Якщо підлога слизька або волога, вимагати, щоб її витерли або посипали тирсою, або зробити це самому. Перевірити наявність та справність інструмента, пристосувань та обладнання, а також засобів пожежегасіння.

**Вимоги безпеки під час виконання роботи.** Під час роботи слюсар повинен виконувати ремонтно-вдновлювальні роботи тільки на спеціальних місцях, призначених для цієї мети.

Виконувати роботи необхідно згідно з технологічною картою на виконання тієї чи іншої роботи. Очищення гідравлічних рукавів проводити в спеціальних мийних ваннах з встановленою індивідуальною витяжкою.

Перед розбиранням гідравлічних рукавів необхідно провести їх сушку за допомогою стиснутого повітря.

Видалення несправних ділянок гідравлічних рукавів проводити з застосуванням спеціальних пресів. Забороняється проводити пресові операції без захисних кожухів. В процесі проведення пресової операції не дозволяється проводити ручні роботи в зоні роботи преса.

Опресування гідравлічних рукавів необхідно проводити при повністю зафіксованому рукаву без наявності перегинів. Перед випробуванням гідравлічних рукавів на стенді, необхідно провести перевірку технічного стану стенда, рівень рідини в баку, справність манометрів. Забороняється проводити підтягування різьбових з'єднань гідравлічних рукавів при роботі стенда.

Дозволяється знімати гідравлічні рукава зі стенда тільки після повної його зупинки. Перевірені гідравлічні рукава необхідно складувати в спеціальні контейнери, які запобігають витіканню залишків мастила на підлогу.

**Вимоги безпеки після закінчення роботи.** По закінченні роботи слюсар зобов'язаний відключити електрообладнання, упорядкувати робоче місце. Інструмент, пристосування та устаткування очистити від змащення та бруду і скласти у відведене для них місце. Зняти засоби індивідуального захисту і скласти їх у призначене для них місце. Вчасно здавати спеціальний одяг та інші засоби індивідуального захисту в хімчистку (прання) і ремонт. Про всі недоліки, виявлені під час роботи, сповістити свого безпосереднього керівника.

## 5.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях. Евакуація населення у разі загрози виникнення або виникнення надзвичайних ситуацій

Залежно від обстановки, що склалася під час надзвичайної ситуації, проводиться загальна або часткова евакуація населення тимчасового або безповоротного характеру.

Обов'язковій евакуації підлягає населення у разі виникнення загрози аварії з викидом радіоактивних і небезпечних хімічних речовин, катастрофічного затоплення місцевості та землетрусів, масових лісових і торф'яних пожеж, зсувів, інших геологічних та гідрогеологічних явищ і процесів, збройних конфліктів.

Загальна евакуація населення проводиться із зон радіоактивного та хімічного забруднення, катастрофічного затоплення населених пунктів у разі руйнування гідротехнічних (гідрозахисних) споруд, хвиля прориву яких може досягнути зазначених населених пунктів менше ніж за чотири години.

Часткова евакуація населення проводиться на підставі рішення місцевої держадміністрації або посадової особи, яка має повноваження щодо прийняття такого рішення.

Для проведення загальної евакуації населення залучаються наявні транспортні засоби відповідної адміністративної території, а в разі виникнення безпосередньої загрози життю або здоров'ю населення - додатково транспортні засоби суб'єктів господарювання та громадян.

Часткова евакуація населення проводиться з використанням транспортних засобів, що експлуатуються згідно з графіком роботи.

Залучення додаткових транспортних засобів під час проведення часткової евакуації населення здійснюється за рішенням місцевої держадміністрації або посадової особи, яка має повноваження щодо прийняття такого рішення.

Суб'єктові господарювання або громадянину, транспортні засоби яких залучалися для здійснення заходів з евакуації населення, компенсується вартість наданих послуг і розмір фактичних (понесених) витрат за рахунок

коштів, що виділяються з відповідного бюджету на ліквідацію загрози виникнення надзвичайної ситуації або наслідків надзвичайної ситуації у порядку, визначеному Кабінетом Міністрів України.

Працівник суб'єкта господарювання, власник, користувач, водій транспортного засобу, які відмовилися від надання послуг з перевезення населення, яке підлягає евакуації, несуть відповідальність відповідно до закону.

Евакуація матеріальних і культурних цінностей проводиться у разі загрози виникнення або виникнення надзвичайних ситуацій, які можуть заподіяти їм шкоду, за наявності часу на її проведення, що визначається на підставі інформації суб'єктів моніторингу, спостереження, лабораторного контролю та прогнозування надзвичайних ситуацій.

Обсяги та черговість проведення евакуації матеріальних і культурних цінностей, їх детальний перелік визначаються органами державної влади, суб'єктами господарювання, громадськими об'єднаннями та/або громадянами, в управлінні, віданні або власності яких перебувають зазначені цінності, та враховуються під час планування заходів з евакуації.

Приймання, перевезення, розміщення, облік та зберігання евакуйованих матеріальних і культурних цінностей здійснюється органом, відповідальним за організацію проведення евакуації, у визначеному законодавством порядку.

Висновки по розділу.

1. Реалізація заходів з поліпшення умов праці на робочих місцях в дослідницькій лабораторії до яких можна віднести розрахунки для забезпечення вентиляції, встановлення механізованого обладнання на віброізоляційні амортизатори значно покращать умови праці дослідника.

2. Розроблення та дотримання вимог з охорони праці для слюсаря з ремонту гідравлічних рукавів значно покращить умови його праці при виконанні всіх операцій технологічного процесу, що являється запорукою зростання продуктивності праці та зниження травматизму на робочих місцях.

## 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Економічна ефективність заходів направлених на відновлення рукавів високого тиску гідравлічних систем сільськогосподарських машин приведена в порівнянні з рукавами, що ремонтуються за типовою технологією. Ефект від застосування спеціальної оснастки і розроблених технологічних процесів, для відновлення гідравлічних рукавів, характеризується зменшенням трудомісткості ремонтних робіт та збільшенням ресурсу рукавів за рахунок удосконалення, як загального технологічного процесу так і якості відновлювальних робіт і визначається із порівняння приведених витрат на ремонт гідравлічних рукавів за базовою і розробленою технологіями.

Однією із перспективних технологій відновлення гідравлічних рукавів високого тиску передбачається зменшення площі ущільнювальної поверхні при обтисканні муфт за рахунок зміни конфігурації поверхні обтискаючих кулачків пристрою. Це дало можливість зменшити довжину деталей арматури і отримати значну економію круглого прокату.

Економічна ефективність роботи оцінюється по рівню планового прибутку та рентабельності виробництва ремонтних робіт.

Для впровадження розробленої технології ремонту гідравлічних рукавів необхідно придбати основне обладнання яке наводиться в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Марка та вартість основного обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	Тип, марка	К-ть	Вартість, грн.
1	Прес гідравлічний	ПГ-1000	1	45000
2	Верстат токарний	1К62	1	45000
3	Оснастка технологічна	ОРГ-1461	1	10000
4	<b>Всього</b>	-	3	90000

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в таблиці 6.2.



Таблиця 6.2. - Вихідні данні для розрахунку проекту

Показники	Значення показників	
	базові	проектні
Річна програма ремонту, шт.	1000	2000
Кількість слюсарів -ремонтників, осіб	1	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	6500	6500
Вартість діючого обладнання для проведення ремонту, грн.	140000	-
Вартість придбаного обладнання, грн.	-	100000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	36000	47000
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	1,96	1,96
Вартість од. ремонту, грн.	400	400

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених ремонтів.

Вартість проведених ремонтів розраховується з врахуванням річної програми ремонту та вартості ремонту одного гідравлічного рукава за виразом:

$$B_p = \eta \cdot B_{op}, \quad (6.1)$$

де  $\eta^B, \eta^P$  - відповідно базова і проектна річна програма поточного ремонту ( $\eta^B = 1000 \text{рем.}$ ,  $\eta^P = 2000 \text{рем.}$ );

$B_{op}$  - вартість одного ремонту, грн.;

$$B_p^B = 1000 \cdot 400 = 400000 \text{грн.}$$

$$B_p^P = 2000 \cdot 400 = 800000 \text{грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = 3П + A + B_{ел} + B_{рем} + IB, \quad (6.2)$$

де  $3П$  – заробітна плата з нарахуванням, грн.;

$A$  – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{EL}$  – вартість електроенергії, грн.;

$B_{PEM}$  - витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування приміщення та обладнання, грн.;

$IB$  - інші витрати складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат, грн.

Заробітна плата основних робочих для базового і проектного варіанту з нарахуваннями визначається за виразом:

$$ЗП = ЗП_{CP} \cdot K_{PP} \cdot 12 + ЗП_H, \quad (6.3)$$

де  $ЗП_{CP}$  - середньомісячна заробітна плата робітника, грн.

( $ЗП_{CP}^B = ЗП_{CP}^П = 6500$ грн.);

$K_{PP}$  - кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту  $K_{PP}^B = 1$ чол., для проектного варіанту  $K_{PP}^П = 2$ чол.);

$ЗП_H$  - нарахування на зарплату, грн. ( $ЗП_H = 0,22 \cdot ЗП$ ).

$$ЗП^B = 6500 \cdot 1 \cdot 12 = 78000 \text{грн.}$$

$$ЗП^П = 6500 \cdot 2 \cdot 12 = 156000 \text{грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_H^B = 0,22 \cdot 78000 = 17160,0 \text{грн.}$$

$$ЗП_H^П = 0,22 \cdot 156000 = 34320,0 \text{грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^B = 78000 + 17160,0 = 95160,0 \text{грн.}$$

$$ЗП^П = 156000 + 34320,0 = 190320,0 \text{грн.}$$

Амортизаційні відрахування включають в себе витрати на амортизацію обладнання і приміщення.

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100}, \quad (6.4)$$

де  $B_{OB}$  – балансова вартість обладнання, грн.(базовий варіант  $B_{OB}^B = 140000$  грн., проектний -  $B_{OB}^П = B_{OB}^П + B_{OB}^B = 100000 + 140000 = 240000$  грн.);

$H_A$  – норма амортизації, % ( $H_A = 21,93\%$ ).

$$A_{OB}^B = \frac{240000 \cdot 21,93}{100} = 52632,0 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^П = \frac{280000 \cdot 21,93}{100} = 61404,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100}, \quad (6.5)$$

де  $B_B$  – балансова вартість будівлі, грн.( $B_B = 1200000$  грн., як для базового так і для проектного варіанту);

$H_B$  – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення, ( $H_B = 7,76\%$ ).

Тоді

$$A_B = \frac{1200000 \cdot 7,76}{100} = 93120,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{OB} + A_B, \quad (6.6)$$

Тоді

для базового варіанту

$$A^B = 30702 + 93120 = 123822,0 \text{ грн.}$$

і проектного

$$A^II = 52632 + 93120,0 = 145752,0 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію визначаються, виходячи із загальної потужності обладнання і часу його роботи на рік, а також потужності освітлювальних приладів, які працюють на протязі всього робочого дня за виразом:

$$B_{EL} = Q_{EL} \cdot C_{EL}, \quad (6.7)$$

де  $Q_{EL}$  - річні витрати електроенергії,  $кВт/год.$  (для базового варіанту  $Q_{EL}^B = 36000 кВт/год.$ , для проектного варіанту  $Q_{EL}^II = 47000 кВт/год.$ );

$C_{EL}$  - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн. ( $C_{EL} = 1,96 \text{ грн.}$ ).

$$B_{EL}^B = 36000 \cdot 1,96 = 70560,0 \text{ грн.}$$

$$B_{EL}^II = 47000 \cdot 1,96 = 93120 \text{ грн.}$$

Витрати ( $B_{РЕМ}$ ) на поточний ремонт (ПТ) та технічне обслуговування (ТО) складають 30% від суми амортизаційних відрахувань і визначаються за виразом:

$$B_{рем} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (6.8)$$

Тоді

$$B_{рем.}^B = \frac{123822 \cdot 30}{100} = 37146,6 \text{ грн.}$$

$$B_{рем.}^П = \frac{145752,0 \cdot 30}{100} = 43725,6 \text{ грн.}$$

Інші витрати (ІВ) включають в себе витрати на спецодяг, інструменти, заходи з охорони праці, протипожежні заходи і складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат:

$$IB = \frac{(3П + A + B_{ел} + B_{рем}) \cdot 3}{100}, \quad (6.9)$$

$$IB^Б = \frac{(95160,0 + 123822,0 + 70560,0 + 37146,6) \cdot 3}{100} = 9800,7 \text{ грн.}$$

$$IB^П = \frac{(190320,0 + 145752,0 + 92120,0 + 43725,6) \cdot 3}{100} = 14157,5 \text{ грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (6.2) складуть:

$$EB^Б = 3П + A + B_{ел} + B_{рем} + IB,$$

$$EB^Б = 95160,0 + 123822,0 + 70560,0 + 37146,6 + 9800,7 = 336489,3 \text{ грн.}$$

$$EB^П = 1190320,0 + 145752,0 + 92120,0 + 43725,6 + 14157,5 = 486075,1 \text{ грн.}$$

3. Повна собівартість проведених технічних обслуговувань (ПС) визначиться за виразом:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^Б = 336489,3 \cdot 1,02 = 343219,0 \text{ грн.}$$

$$ПС^П = 486075,1 \cdot 1,02 = 495796,6 \text{ грн.}$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$П = B_{пр} - ПС, \quad (6.11)$$

$$\Pi^B = 400000 - 343219,0 = 56781,0 \text{ грн.}$$

$$\Pi^I = 680000 - 495796,6 = 184203,4 \text{ грн.}$$

5. Рівень рентабельності (P) буде дорівнювати:

$$P = \frac{\Pi}{\text{ПС}} \cdot 100\%, \quad (6.12)$$

$$P^B = \frac{56781,0}{343219,0} \cdot 100\% = 16,5\%$$

$$P^I = \frac{184203,4}{495796,6} \cdot 100\% = 37,2\%$$

6. Додаткові капітальні вкладення (B) визначаються:

$$B = B_{\text{пр}} - B_{\text{д}}, \quad (6.13)$$

де  $B_{\text{пр}}$  - вартість обладнання придбаного і діючого, грн.,

( $B_{\text{пр}} = 240000 \text{ грн.}$ );

$B_{\text{д}}$  - вартість діючого обладнання, грн., ( $B_{\text{д}} = 140000 \text{ грн.}$ ).

$$B = 240000 - 140000 = 100000 \text{ грн.}$$

7. Річний економічний ефект ( $E_p$ ) визначиться за виразом:

$$E_p = \Pi^I - \Pi^B, \quad (6.14)$$

$$E_p = 184203,4 - 56781,0 = 127422,4 \text{ грн.}$$

8. Термін окупності додаткових вкладень ( $T_o$ ) буде дорівнювати:

$$T_o = \frac{B}{E_p}, \quad (6.15)$$

$$T_o = \frac{240000}{127422,4} = 1,9 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 - Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Ремонт гідрорукавів	Ремонт гідрорукавів
Обсяг робіт, од.	1000	1700
Кількість основних робітників, осіб	1	2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	100000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	336489,3	486075,1
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	95160,0	190320,0
- амортизаційні відрахування, грн.	123822,0	145752,0
- вартість електроенергії, грн.	70560,0	92120,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	37146,6	43725,6
- інші витрати, грн.	9800,7	14157,5
Повна собівартість продукції, грн.	343219,0	495796,6
Загальний прибуток, грн.	56781,0	184203,4
Додатковий прибуток, грн.	-	127422,4
Рівень рентабельності, %	16,5	37,2
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	1,9

Висновок по розділу.

Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності розробленої технології відновлення гідравлічних рукавів показують, що при запланованій програмі ремонту 1700 одиниць на рік, рівень рентабельності склади 37,2 %, загальний прибуток становить 184203,4 грн, а строк окупності додаткових матеріальних затрат 1,9 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з підвищення експлуатаційної довговічності гідравлічних рукавів за рахунок впровадження розробленої технології.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1. Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску показує, що їх руйнування виникає приблизно у 20 разів частіше, ніж у жорстких трубопроводів. На частку рукавів високого тиску доводиться до 40% від загального числа відмов гідравлічного обладнання машин, з них 53% відбуваються в результаті розриву стінок.

2. Проведені теоретичні дослідження дають можливість зробити наступні висновки, що при проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити залежність міцності і герметичності з'єднання від робочої довжини, конфігурації та нарізки робочих поверхонь деталей арматури, величини внутрішнього діаметру рукава, властивостей і кратності стискання резини його внутрішнього шару. Встановити безпосередньо взаємозв'язок між міцністю та герметичністю з'єднання.

3. Для того, щоб установити вплив технології ремонту на наробіток шлангів необхідно, по-перше, установити характер зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукава тиском, і, по-друге, установити залежність наробітку РВТ від величини втрати дротом своєї витривалості.

4. Для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила обтиску муфти ( $N'_m = 18850H$ ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів, що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.

5. Наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами в середньому в 1, 5 рази перевищує наробіток шлангів з нерозбірною арматурами. Це пояснюється тим, що при завальцюванні рукавів у розбірну арматуру оплітка їх практично не деформується і у дроті її не виникають додаткові напруги, що мають місце при забиванні рукавів у нерозбірну арматуру.



6. Відхилення кута обплітання на  $2-2,5^\circ$  від рівноважного знижує наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами в середньому в 1,1-1, 2 рази, з нерозбірної – в 1, 5 рази. При цьому зниження наробітку шлангів з розбірною арматурами пояснюється зниженням наробітку самих рукавів внаслідок виникнення, дотичних напружень у дроті оплітки. У шлангах з нерозбірною арматурами відхилення кута обплітання від рівноважного збільшується внаслідок деформації оплітки при обтиску муфт. Дотичні напруження збільшуються і наробіток знижується значніше.

7. Наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами не залежить, а з нерозбірної – залежить від кратності стиску внутрішнього гумового шару рукава. Зменшення кратності стиску на 10 % знижує наробіток нерозбірних шлангів на 20 % і навпаки. Це пояснюється тим, що зміна кратності стискання в нерозбиральній арматурі пов'язана з деформацією оплітки при обтискуванні муфт, від величини якої залежить наробіток шлангів. У розбиральній арматурі оплітка притиснута до внутрішньої поверхні муфти і не змінює свого положення не залежно від величини зовнішнього діаметра ніпеля, що визначає кратність стиску внутрішнього гумового шару рукава.

8. При застосуванні розбиральної приєднувальної арматури доцільно рекомендувати робочу поверхню ніпеля, враховуючи складність складання ніпеля із гладкою поверхнею, виготовляти з нарізанням трубної або метричної різьби із кроком 1,5 мм.

9. Величину зовнішнього діаметра робочої поверхні ніпеля визначати залежно від кратності стискування внутрішнього гумового шару рукава з урахуванням верхнього відхилення розмірів відповідних діаметрів рукава.

10. Робочу поверхню муфти виготовляти циліндричною з лівою різбою будь-якого профілю, наприклад, від різця при збільшеній подачі (3-5 мм/об.). При цьому буде забезпечено рівномірне затиснення рукава по всій робочій довжині арматури без деформації оплітки, а при вгвинчуванні ніпеля із правою різбою рукав не буде вгвинчуватися з муфти.

11. Величину внутрішнього діаметра робочої поверхні муфти виготовляти рівною величині зовнішнього діаметра зовнішньої оплітки рукава з урахуванням нижнього відхилення його розміру. Це також забезпечить підвищення міцності й герметичності з'єднання при інших відхиленнях зазначеного діаметра.

12. При складному навантаженні гідравлічних рукавів в вигляді пульсуючих навантажень і динамічному згину їх число циклів до руйнування зменшується від 35% до 60% в залежності від марки гідравлічних рукавів. Менше число циклів до руйнування для рукавів із силовим шаром високоміцної проволочи (1а) та спеціально оплетених рукавів (2а) характеризується тим, що при складному навантаженні такий фізико-механічний показник дроту рукава, як міцність, не являється основним, щодо забезпечення високого ресурсу гідравлічного рукава.

13. Реалізація заходів з поліпшення умов праці на робочих місцях в дослідницькій лабораторії до яких можна віднести розрахунки для забезпечення вентиляції, встановлення механізованого обладнання на віброізоляційні амортизатори значно покращать умови праці дослідника.

14. Розроблення та дотримання вимог з охорони праці для слюсаря з ремонту гідравлічних рукавів значно покращить умови його праці при виконанні всіх операцій технологічного процесу, що являється запорукою зростання продуктивності праці та зниження травматизму на робочих місцях.

15. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності розробленої технології відновлення гідравлічних рукавів показують, що при запланованій програмі ремонту 1700 одиниць на рік, рівень рентабельності складі 37,2 %, загальний прибуток становить 184203,4 грн, а строк окупності додаткових матеріальних затрат 1,9 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з підвищення експлуатаційної довговічності гідравлічних рукавів за рахунок впровадження розробленої технології.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ачкасов К. А. Справочник молодого слесаря: регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов и автомобилей, комбайнов [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера. – М.: Агропромиздат, 1987. – 352 с.
2. Аксенов А. Ф. Износостойкость авиационных топливно-гидравлических агрегатов [Текст] / А. Ф. Аксенов, В. Н. Лозовский. – М.: Транспорт, 1986. – 352 с.
3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
4. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
5. Башта Т. М. Надёжность гидравлических систем воздушных судов [Текст] / Т. М. Башта, В. Д. Бабанская – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
6. Башта Т. М. Техническая диагностика гидравлических приводов [Текст] / Т. М. Башта, Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
7. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных [Текст] / Г. В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 194 с.
8. Бугриенко В. Н. Долговечность гидроагрегатов навесных систем и рулевых управлений тракторов. Обзор ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш. Серия «Тракторы, самоходные шасси и двигатели» [Текст] / В. Н. Бугриенко.
9. ГОСТ 6286-93. Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплётками [Текст]. – Переиздат, 1994. – 45 с.
10. Владимиров Б. А. Разработка и исследование рукавов высокого давления с каркасом из проволоочной навивки [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук / Б. А. Владимиров. – М., 1975. – 32 с
11. Балакирев В. П. Динамика изменения давления в напорной магистрали гидропривода навесного оборудования трактора [Текст] / В. П.

Балакирев, Л. И. Гитиейер // Труды НАТИ. Исследование гидравлических приводов тракторов. Отдел НТИ. – М., – 1974. – Вып. 230.

12. Ульман И. Е. Ремонт машин [Текст] / И. Е. Ульман. – М.: Колос, 1976. – 448 с.

13. Нормаль НІЗ-036-68. Шланги гидросистем неразборные [Текст]. – М.: Сельхозиздат, 1992 – 47 с.

14. Кирюхин В. Ремонт гидрошлангов [Текст] / В. Кирюхин // Техника в сельском хозяйстве. – 1972. – № 2. – с. 45.

15. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводу металлорежущих станков [Текст] / Р. Д. Аврутин. – М.: Машиностроение, 1965. – 234 с.

16. Кобаров В. А. Краткий справочник по комбайнам СК-3 и СК-4 [Текст] / В. А. Кобаров, Е. К. Румянцев. – М.: Сельхозиздат, 1963. – 320 с.

17. Сахаров А. Г. Особенности гидрооборудования новых тракторов [Текст] / А. Г. Сахаров. – М.: Знание, 2004. – 40 с.

18. Румянцев Е.К. Гидравлические системы зерноуборочных комбайнов. [Текст] / Е. К. Румянцев. – М.: Колос, 1995. – 282 с.

19. Левитский Й. С. Технология ремонта машин и оборудования [Текст] / Й. С. Левитский. – М.: Колос, 1975. – 431 с.

20. Трекущенко В. Ремонт шлангов методом оплётки [Текст] / В. Трекущенко // Техника в сельском хозяйстве. – 1971 – № 4. – с. 84.

21. Николаев А. Восстановление шлангов высокого давления [Текст] / А. Николаев // Техника в сельском хозяйстве. – 1975. – № II. – с. 89.

22. Янсон В. Правильно эксплуатировать шланги гидросистем [Текст] / В. Янсон, В. Черкун // Сельскохозяйственная техника. – 1980. – № 9. – с. 64-65.

23. Волков И. Ф. Совершенствование присоединительной арматуры шлангов высокого давления сельскохозяйственной техники [Текст] / И. Ф. Волков, О. А. Тихомиров // Сб. трудов НСХИ. «Повышение эффективности работы сельскохозяйственных машин и тракторов». – 1982. – с. 127-134.

24. Лепетов В. А. Расчёты и конструирование резиновых технических изделий и форм [Текст] / В. А. Лепетов. – Л.: Химия, 1972. – 312 с.

25. Работоспособность рукавов высокого давления, заделанных в наконечники [Текст]: Отчёт № 01967. – М.:НИИРП., – 1998. – 126 с.
26. Сухарев А. Т. Исследование силового каркаса напорных рукавов с металлическими оплётками [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук / А. Т. Сухарев. – М., 1985. – 14 с.
27. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов. [Текст] / Г. С. Писаренко - Киев: АН УССР, 1964.- 468 с.
28. Хасидова С. С. Пути повышения качества рукавов высокого давления [Текст] / С. С. Хасидова, И. С. Каллинская, А. Т. Сухарев - М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1980.-30 с.
29. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.1. / В. И. Анурьев.-6-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982.- 576с.
30. ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2010 – 245 с.
31. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013 – 179 с.
32. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – К.: Держстандарт, 1999. – 31 с.
33. ГОСТ 12.1.005-88. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 43 с.
34. ДСН-3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – К.: Держстандарт, 1999 – 72 с.
35. ДБН В.2.5-28-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – К.: Мінбуд України, 2006 – 87 с.
36. НАПБ Б.03.002-2007. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – К.: Укр. НДПБ, 2007 – 75 с.

37. ДБН В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – К.: Держбуд України, 2003 – 47 с.

38. НАПБ Б.03.001-2004. Правила експлуатації та типові норми належності вогнегасників. К.: МНС України, 2004 – 47 с.

39.НАПБ А.01.001-2004. Правила пожежної безпеки в Україні. – К.: Міністерство України з питань надзвичайних ситуацій, 2004 – 49 с.

## ДОДАТКИ

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Інженерно-технологічний факультет**  
Кафедра надійності і ремонту машин

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ГІДРОСИСТЕМ**  
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МгМ-2-19  
Богомаз Владислав Сергійович  
**Керівник:** к.т.н., доцент  
Мельянцов Петро Тимофійович

Дніпро 2020



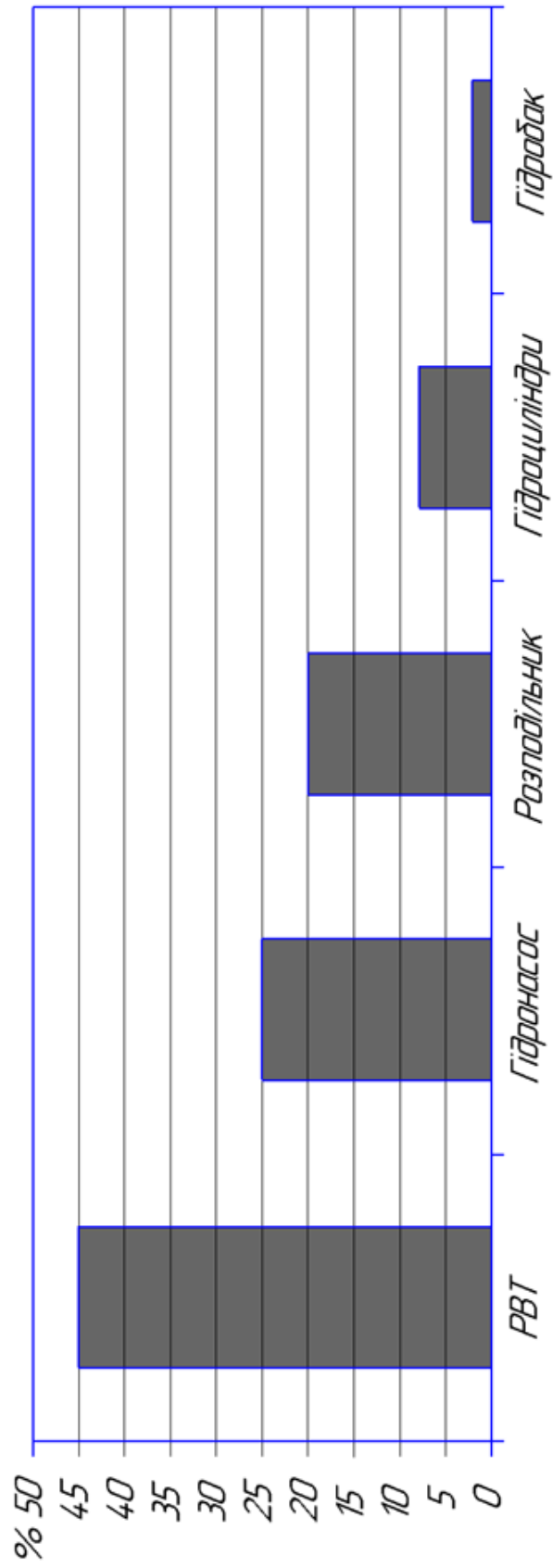
## **Мета і задачі досліджень**

**Мета роботи:** "Відновлення роботоздатності рукавів високого тиску гідросистем за рахунок ремонту їх із застосуванням приєднувальної арматури, яка забезпечувала б міцність і герметичність з'єднання арматури з рукавом без зменшення експлуатаційного наробітку."

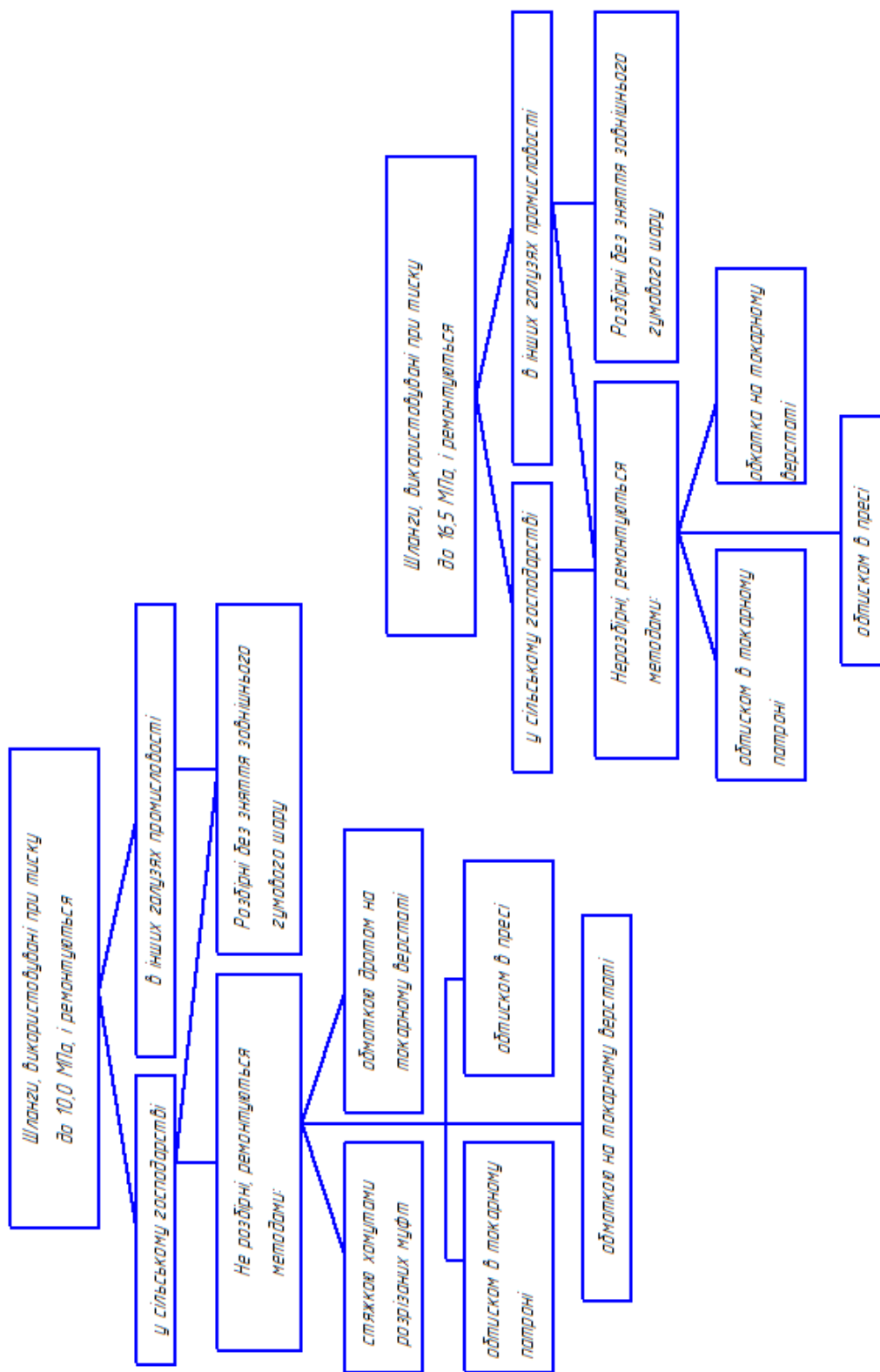
### **Задачі досліджень:**

1. Дослідити вплив конструктивних елементів рукавів і деталей розбірної приєднувальної арматури на міцність і герметичність їх з'єднання;
2. Дослідити вплив технології ремонту із застосуванням розбірної приєднувальної арматури на наробіток шлангів високого тиску гідросистем тракторів;
3. Розробити методики розрахунків ремонтних розмірів деталей приєднувальної арматур і наробітку відремонтованих шлангів;
4. Розробити рекомендації з удосконалювання технології ремонту РВТ сільськогосподарської техніки


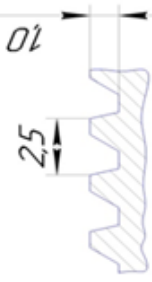

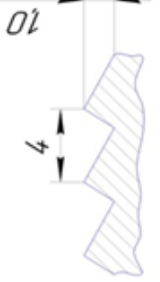
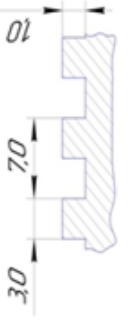
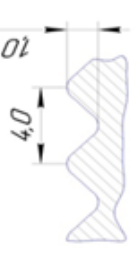
Розподіл несправностей по агрегатам гідросистем

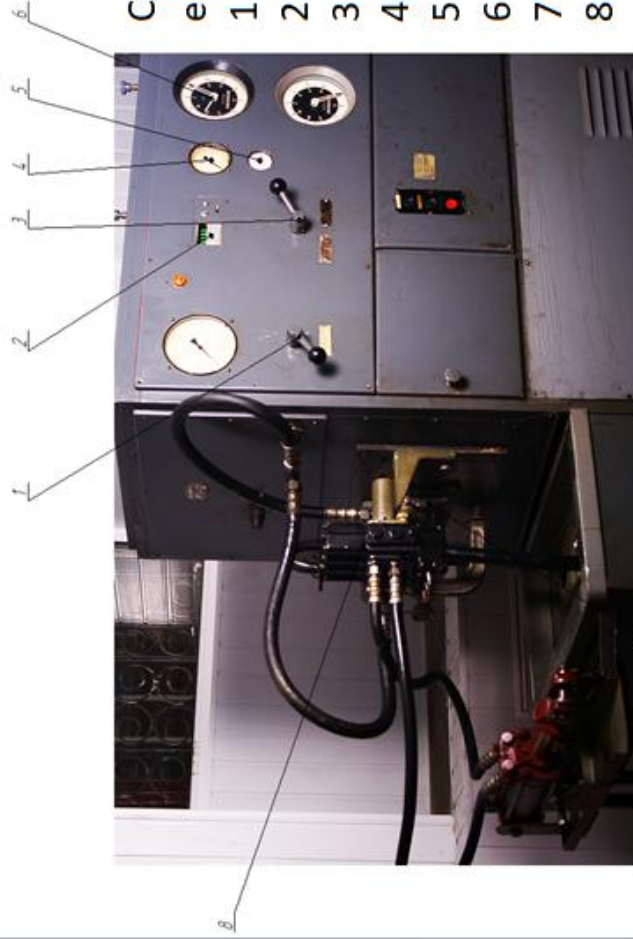


## Способи ремонту рукавів високого тиску у різних галузях народного господарства



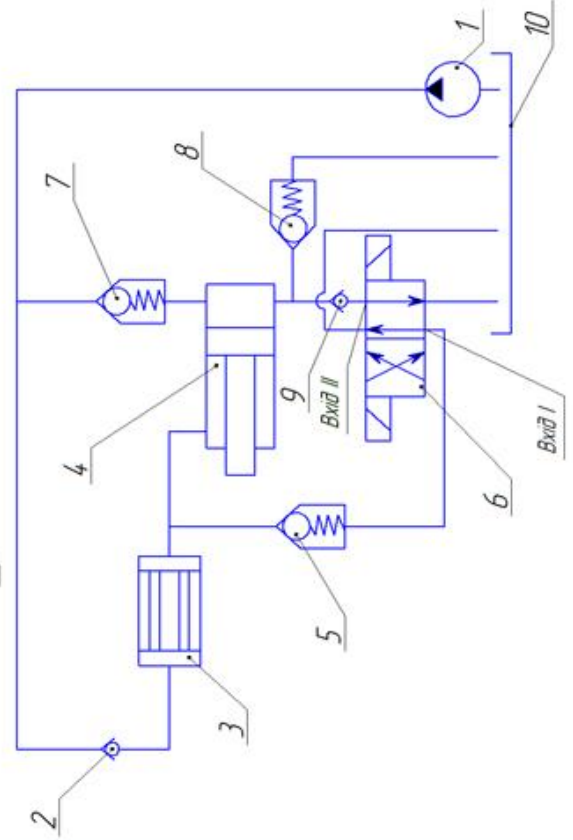
## Конфігурація й параметри нарізання робочої поверхні ніпеля

Позначення	Конфігурація і параметри нарізання ніпеля
I	
II	
III	
IV	
V	
VI	



Стенд КИ-4815М для проведення експериментальних досліджень:

- 1 - ручка дроселя;
- 2 - лічильник обертів;
- 3 - ручка включення лічильника рідини;
- 4 - манометр магістралі очистки рідини;
- 5 - термометр;
- 6 - лічильники рідини;
- 7 - гідронасос;
- 8 - гідророзподільник.

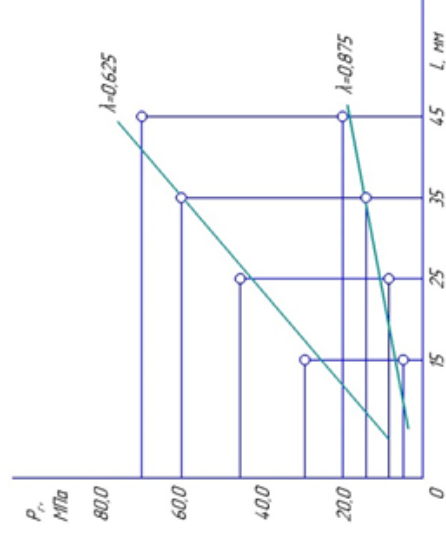


Гідравлічна схема стенда:

- 1 – насос;
- 2, 9 – клапани зворотні;
- 3 – гідравлічні рукава високого тиску, що випробуються;
- 4 – гідравлічний мультиплікатор тиску;
- 5, 7 – клапани редукційні;
- 6 – керований розподільник;
- 8 – клапан настройки тиску робочої рідини;
- 10 – бак гідравлічний

$d$ , мм	$\lambda_p$	$\lambda_{mm}$	$P_T^*$ Мпа	$S_{P_T}$ Мпа	$P_{TT}^*$ Мпа	Характер порушення внутрішнього гумового шару
16,9	0,875	15	4,5	1,6	4,5	Порушень немає
		25	7,0	2,1	7,5	Порушень немає
	35	11,0	3,4	10,5	Слди від гребінців різьби	
	45	16,0	6,3	13,5	Борозди від гребінців різьби	
17,6	0,625	15	21,0	8,4	21,0	
		25	44,0	13,0	35,0	
		35	58,0	11,7	49,0	
		45	70,0	14,0	63,0	

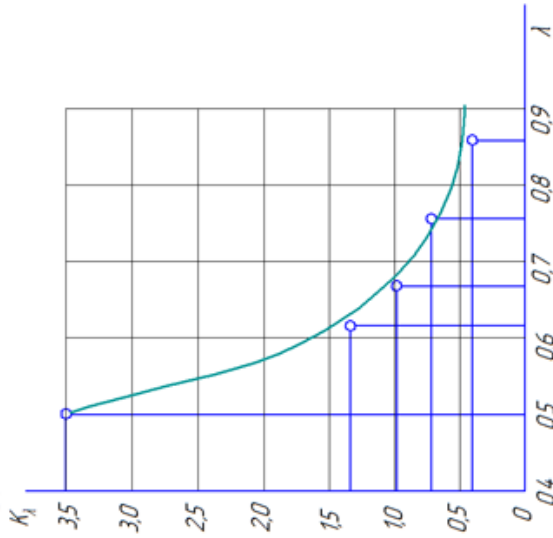
(тут  $P_T^*$  - середнє значення тиску розгерметизації з'єднання всіх випробуваних даного дослідження;  $P_{TT}^*$  - розрахункове значення тиску розгерметизації з'єднання даного дослідження;  $S_{P_T}$  - середнє квадратичне відхилення тиску розгерметизації з'єднання випробуваних даного дослідження).









Залежність тиску розгерметизації з'єднання від робочої довжини деталей арматури <sup>7</sup>





$d_i$ мм	$\lambda_p$	$\lambda$ Мпа	$K_{\lambda'}$ Мпа/мм	$K_{\lambda T}$ Мпа/мм	$S_{K_{\lambda'}}$ Мпа/мм
16,9	0,875	4,5	0,3	0,30	0,10
17,2	0,765	10,5	0,7	0,70	0,25
17,4	0,6875	15,5	1,0	1,00	0,30
17,6	0,625	21,0	1,4	1,35	0,35
18,0	0,50	52,5	3,5	2,45	0,50

(Тут  $K_{\lambda}$ - середнє значення коефіцієнта всіх випробувань даного дослід;  $K_{\lambda T}$  - розрахункове значення коефіцієнта даного дослід;  $S_{K_{\lambda}}$  - середнє квадратичне відхилення значень коефіцієнта даного дослід).



Позначення	Нарізна різьба		$R_r^*$ Мпа	$S_{P,r}$	$K_{Фн}$	Характер порушення
	Крок					
I	1,5		22,0	2,0	1,0	
II	2,5		21,0	2,2	1,05	
III	-		24,0	2,5	0,9	
IV	4,0		20,0	2,1	1,1	
V	5,0		18,0	2,1	1,2	
VI	4,0		20,0	2,3	1,1	

Результати дослідження впливу конфігурації і параметрів нарізаної робочої поверхні ніпеля на герметичність з'єднання деталей арматури з рукавом

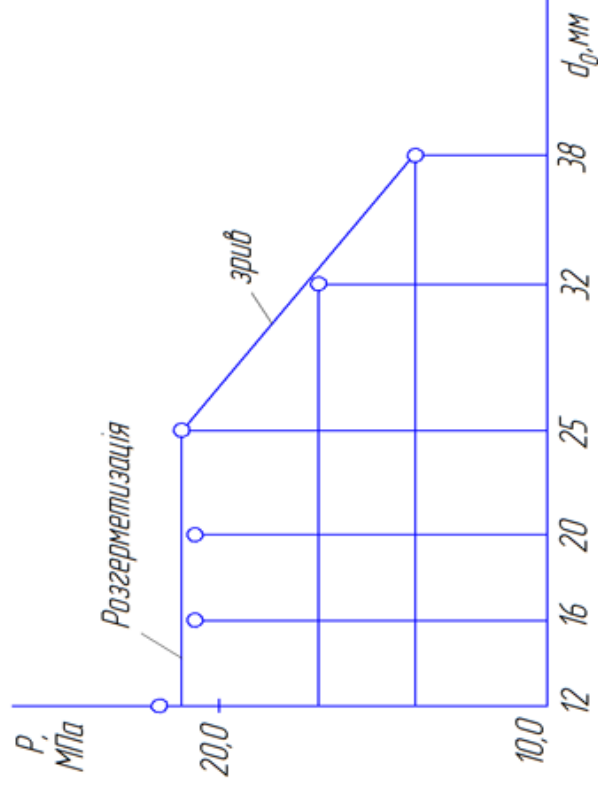
$\lambda$	Характер порушення
0,875	
0,6875	
0,625	
0,5	

Характер порушення внутрішнього гумового шару рукава залежно від кратності стискання його



$d_0$ , мм	$P$ МПа	Характер порушення з'єднання	$S_p$ , МПа
12	21,5	Розгерметизація	2,9
16	20,5		2,8
20	20,5		3,1
25	21,0		3,2
		Зрив	
32	17,0		
38	14,0		

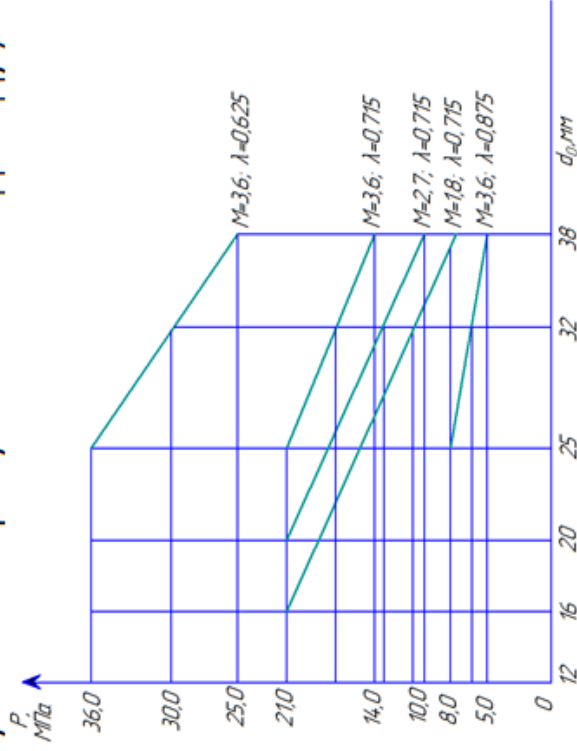
(Тут  $d_0$  - внутрішній діаметр рукава;  $P$  - середній тиск руйнування з'єднання всіх випробувань даного досліді;  $S_p$  - середнє квадратичне відхилення тиску руйнування з'єднання даного досліді.)



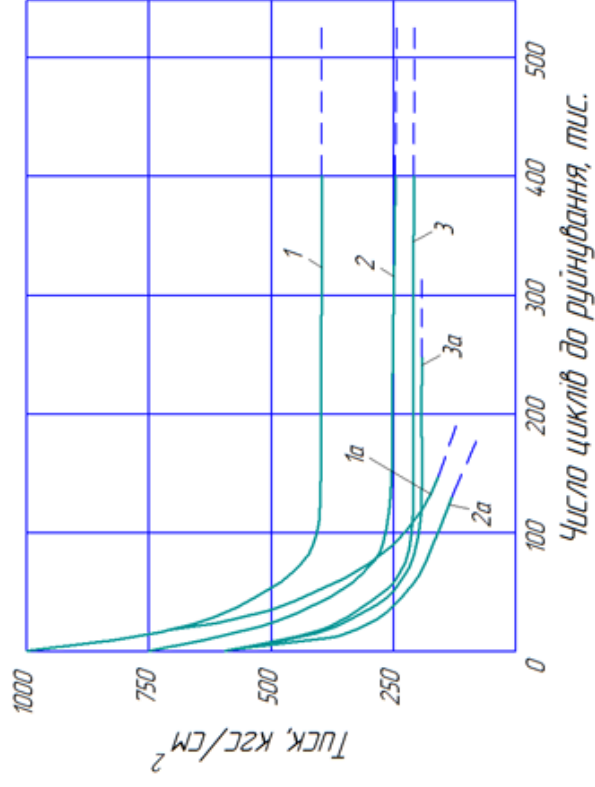
Залежність герметичності й міцності з'єднання від величини внутрішнього діаметра рукава

Крок нарізаної поверхні $t_{нар}$ , мм	Ширина віступу $l_v$ , мм	$P_c$ , МПа	$S_{P_c}$ , МПа	Коефіцієнт зриву $\mu_c$
12,5	10,0	11,0	2,1	3,6
12,5	7,5	8,5	1,5	2,7
12,5	5,0	5,5	0,9	1,8
12,5	2,5	3,0	1,1	0,9
10,0	2,5	5,5	1,8	1,8
7,5	2,5	8,5	2,0	2,7
5,0	2,5	11,0	2,4	3,6

(Тут  $P_c$  - середнє значення тиску зриву випробувань даного досліді;  $S_{P_c}$  - середнє квадратичне відхилення результатів випробувань кожного досліді.)



Вплив параметрів нарізки робочої поверхні муфти, кратності стисання внутрішнього гумового шару й величини внутрішнього діаметра рукава на міцність і герметичність з'єднання



Ресурс рукавів високого тиску при пульсуючому (1, 2, 3) та складному (1а, 2а, 3а) навантаженні:

- 1, 1а – чотирьох спіральний рукав з силовим шаром із високоміцної проволочки;
- 2, 2а – спеціальний двошаровий рукав;
- 3, 3а – двошаровий стандартний рукав

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Ремонт гідрорукавів	Ремонт гідрорукавів
Обсяг робіт, од.	1000	1700
Кількість основних робітників, осіб	1	2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	100000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	336489,3	486075,1
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	95160,0	190320,0
- амортизаційні відрахування, грн.	123822,0	145752,0
- вартість електроенергії, грн.	70560,0	92120,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	37146,6	43725,6
- інші витрати, грн.	9800,7	14157,5
Повна собівартість продукції, грн.	343219,0	495796,6
Загальний прибуток, грн.	56781,0	184203,4
Додатковий прибуток, грн.	-	127422,4
Рівень рентабельності, %	16,5	37,2
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	1,9

1. Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску показує, що їх руйнування виникає приблизно у 20 разів частіше, ніж у жорстких трубопроводів. На частку рукавів високого тиску доводиться до 40% від загального числа відмов гідравлічного обладнання машин, з них 53% відбуваються в результаті розриву стінок.
2. Проведені теоретичні дослідження дають можливість зробити наступні висновки, що при проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити залежність міцності і герметичності з'єднання від робочої довжини, конфігурації та нарізки робочих поверхонь деталей арматури, величини внутрішнього діаметру рукава, властивостей і кратності стискання резини його внутрішнього шару. Встановити безпосередньо взаємозв'язок між міцністю та герметичністю з єднання.
3. Для того, щоб установити вплив технології ремонту на наробіток шлангів необхідно, поперше, установити характер зміни просторового положення дроту оплітки при навантаженні рукава тиском, і, по-друге, установити залежність наробітку РВТ від величини втрати дротом своєї витривалості.
4. Для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила обтиску муфти (  $F_{\Sigma}$  ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом, з урахуванням коефіцієнту залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів, що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.
5. Наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурою в середньому в 1,5 рази перевищує наробіток шлангів з нерозбірною арматурою. Це пояснюється тим, що при завальцьованні рукавів у розбірну арматуру оплітка їх практично не деформується і у дроті її не виникають додаткові напруги, що мають місце при забиванні рукавів у нерозбірну арматуру.<sup>14</sup>

6. Відхилення кута обплітання на 2-2,5° від рівноважного знижує наробіток шлангів з розбірною приєднувальною арматурами в середньому в 1,1-1, 2 рази, з нерозбірної – в 1, 5 рази. При цьому зниження наробітку шлангів з розбірною арматурами пояснюється зниженням наробітку самих рукавів внаслідок виникнення, дотичних напружень у дроті оплітки. У шлангах з нерозбірною арматурами відхилення кута обплітання від рівноважного збільшується внаслідок деформації оплітки при обтиску муфт. Дотичні напруження збільшуються і наробіток знижується значніше.
7. При застосуванні розбіральної приєднувальної арматури доцільно рекомендувати робочу поверхню ніпеля, враховуючи складність складання ніпеля із гладкою поверхнею, виготовляти з нарізанням трубної або метричної різьби із кроком 1,5 мм.
8. Величину внутрішнього діаметра робочої поверхні муфти виготовляти рівною величині зовнішнього діаметра зовнішньої оплітки рукава з урахуванням нижнього відхилення його розміру. Це також забезпечить підвищення міцності й герметичності з'єднання при інших відхиленнях зазначеного діаметра.
9. При складному навантаженні гідравлічних рукавів в вигляді пульсуючих навантажень і динамічному згині їх число циклів до руйнування зменшується від 35% до 60% в залежності від марки гідравлічних рукавів. Менше число циклів до руйнування для рукавів із силовим шаром високоміцної проволоки (1а) та спеціально оплетених рукавів (2а) характеризується тим, що при складному навантаженні такий фізико-механічний показник дроту рукава, як міцність, не являється основним, щодо забезпечення високого ресурсу гідравлічного рукава.

MONOGRAFIA  
POKONFERENCYJNA

SCIENCE,  
RESEARCH, DEVELOPMENT #34

TECHNICS AND TECHNOLOGY.

*Paris*

*30.10.2020- 31.10.2020*

U.D.C. 004+62+54+66+082

B.B.C. 94

Z 40

Zbiór artykułów naukowych recenzowanych.

(1) Z 40 Zbiór artykułów naukowych z Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej (on-line) zorganizowanej dla pracowników naukowych uczelni, jednostek naukowo-badawczych oraz badawczych z państw obszaru byłego Związku Radzieckiego oraz byłej Jugosławii.

(30.10.2020) - Warszawa, 2020.

ISBN: 978-83-66401-72-3

Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Adres wydawcy i redakcji: 00-728 Warszawa, ul. S. Kierbedzia, 4 lok.103

e-mail: info@conferenc.pl

Wszelkie prawa autorskie zastrzeżone. Powielanie i kopiowanie materiałów bez zgody autora jest zakazane. Wszelkie prawa do artykułów z konferencji należą do ich autorów.

W artykułach naukowych zachowano oryginalną pisownię.

Wszystkie artykuły naukowe są recenzowane przez dwóch członków Komitetu Naukowego.

Wszelkie prawa, w tym do rozpowszechniania i powielania materiałów opublikowanych w formie elektronicznej w monografii należą Sp. z o.o. «Diamond trading tour».

W przypadku cytowań obowiązkowe jest odniesienie się do monografii.

Publikacja elektroniczna.

«Diamond trading tour» ©

Warszawa 2020

ISBN: 978-83-66401-72-3



---

 SPIS/СОДЕРЖАНИЕ
 

---

<b>СУТНІСТЬ І ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРНИХ СКЛАДОВИХ РЕГІОНАЛЬНОГО МЕДІАКОМПЛЕКСУ</b>	
Шеломовська О. М.....	5
<b>PARALLEL PROGRAMMING IN GOLANG</b>	
Hulliev N. B., Teslenko D. M.....	8
<b>ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНІЧНІ ЗАХОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ СЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ</b>	
Дворецький В.А., Толстенко О.В.....	11
<b>СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ</b>	
Ляшенко Д.О., Сергієнко А.В., .....	18
<b>СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ГІДРОРОЗПОЛЬНИКІВ КЕРУВАННЯ РОБОЧИМ ОБ'ЄМОМ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОНАСОСА</b>	
Острогляд В.В., Нікітчук В. О., .....	25
<b>ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РУКАВІВ ВИСОКОГО СТИСКУ ПРИ СКЛАДАННІ КІНЦЕВОЇ АРМАТУРИ</b>	
Богомаз В. С., Мельянцева П.Т.,.....	31
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ВАЛ МЕТОДОМ НАПЛАВЛЕННЯ</b>	
Калініч М.О., Калганков Є.В. ....	36
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ТЕРТЯ В РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ</b>	
Фелонюк В.В., Калганков Є.В.....	40
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЙМАЛЬНО-ПЕРЕДАВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ОПТИЧНОГО ЗВ'ЯЗКУ В КВЕСТ-КІМНАТАХ</b>	
Адаменко Є.І., Стрілкова Т.О. ....	45
<b>ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЖДУНАРОДНОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КАК ЕДИНОГО ПОНЯТИЯ</b>	
Иванников А.А.....	48
<b>METHOD OF ENSURING SAFE PLANNING AND CONTROL WHEN MANEUVERING DUE TO ENTER AND LEAVE THE PORT</b>	
Surinov I.L. ....	51

---

## ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РУКАВІВ ВИСОКОГО СТИСКУ ПРИ СКЛАДАННІ КІНЦЕВОЇ АРМАТУРИ

**Богомаз В. С.,**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, магістрант  
кафедри «Надійність і ремонт машин»

**Мельянцов П.Т.,**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, доцент кафедри  
«Надійність і ремонт машин»

**Ключові слова:** гідравлічні рукава, гідравлічний удар, муфта, опресування, руйнівний тиск рукава, експлуатаційний ресурс.

**Keywords:** hydraulic sleeves, hydraulic shock, clutch, crimping, destructive pressure of a sleeve, operational resource.

На мобільних машинах сільськогосподарського призначення (кормо-та зернозбиральні комбайни, трактори та ін.) для забезпечення автоматизації виробничих процесів широко застосовуються гідравлічні системи. Невід'ємною складовою яких являються гідравлічні рукава високого тиску.

Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску показує, що їх руйнування виникає

приблизно у 20 разів частіше, ніж у жорстких трубопроводів [1].

Найбільше число руйнувань припадає на напірні ділянки гідравлічних систем. В цілому, на частку рукавів високого тиску доводиться до 45% від загального числа відмов гідравлічного обладнання машин, з них 53% відбуваються в результаті розриву стінок (Рис.1). Це легко пояснюється тим, що трубопроводи цих ділянок, більш ніж

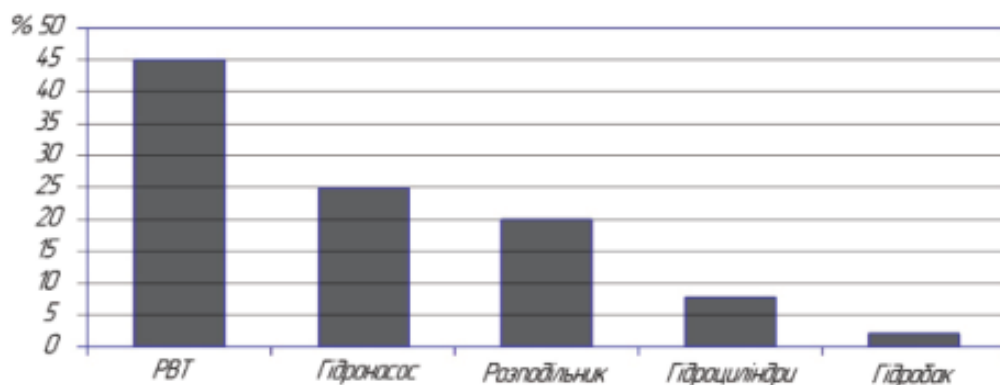


Рисунок 1. – Розподіл несправностей по агрегатам гідросистем

інші, схильні до дії динамічних навантажень [2].

До основних причин, які обумовлюють руйнування гідравлічних рукавів, відносяться – втомна напруга в матеріалі рукавів високого тиску, від тиску, вібрації, температурних навантажень і неякісного складання (монтажної неточності), механічні пошкодження, а також конструктивні недоліки в з'єднаннях і запірних пристроях [3].

Найбільш поширеною причиною пошкодження гідравлічних рукавів високого тиску є різке підвищення тиску в гідроприводі, зокрема, від гідравлічного удару, що виникає в процесі відкриття і закриття клапанів через гальмування рушійних мас або статистичного навантаження, биття приводного валу насоса, підсмоктування повітря та ін.[4].

Детальний аналіз відмов, які припадають на гідравлічні рукава, показав, що їх низька довговічність обумовлена недостатньою надійністю з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурою і зменшенням міцності рукавів в зоні опресування їх в цю арматуру. Такий стан справи вказує на те, що питання з'єднання рукава з арматурою опресуванням не достатньо досліджені.

В зв'язку з цим метою роботи являється – забезпечення експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску від якості складання кінцевої арматури з застосуванням методу опресування з'єднання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

визначити силу обтиску муфти гідравлічних рукавів високого тиску, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури; розглянути забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску.

Конструктивною особливістю рукава, що забезпечує його міцність, є наявність в шлангу металевої сітки. Складання рукавів високого тиску здійснюється шляхом установки у внутрішню порожнину шланга ніпеля і його обтиску зовні муфтою. При складанні повинна забезпечуватися герметичність з'єднання «рукав – ніпель» і його достатня міцність, що запобігає роз'єднання деталей при максимальному робочому тиску в рукаві. Тому обтиснення рукава зовнішньої муфтою має відбуватися рівномірно, і з зусиллям, що виключає пошкодження внутрішнього шару рукава і обплетення усиллення.

Визначимо силу обтиску муфти гідравлічних рукавів високого тиску, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації, на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури, де мають місце продавлені ділянки, що вказує на проведення опресування арматури із зусиллям, яке відповідає граничному контактному напруженню матеріалу муфти.

Допустиме контактне напруження матеріалу муфти можна визначити відповідно до методики [5], де умовно приймаємо, що контакт відбувається між циліндричною поверхнею (дро-

том) і площиною (поверхнею муфти).

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\text{від}} \sqrt[3]{\frac{F_{\text{я}} \cdot E}{l_{\kappa} \cdot R_{\text{др}}}}, \quad (1)$$

де  $\alpha_{\text{від}}$  – коефіцієнт, що залежить від відхилення радіусів кривизни поверхонь;

$F_{\text{я}}$  – сила, що прикладається при опресуванні,  $H$ ;

$E$  – модуль пружності матеріалу втулки,  $H/мм^2$ ;

$R_{\text{др}}$  – радіус перерізу дроту усилення,  $мм$ .

$l_{\kappa}$  – контактна довжина поверхонь,  $мм$ .

Із виразу (1) визначимо силу, що діє на ділянці одного осередку потоку обплетення усилення:

$$F_{\text{я}} = \left( \frac{\sigma_{\max}}{\alpha_{\text{від}}} \right)^3 \cdot \frac{k \cdot l_{\text{др}} \cdot R_{\text{др}}}{E}, \quad (2)$$

де  $k$  – кількість дротів в потоці обплетення;

$l_{\text{др}}$  – довжина дроту в осередку,  $мм$ .

Тоді тиск на цю ділянку визначиться із виразу:

$$q_{\text{я}} = \frac{F_{\text{я}}}{A_{\text{o}}}, \quad (3)$$

де  $A_{\text{o}}$  – площа осередку обплетення,  $мм^2$ .

$$A_{\text{o}} = d_{\text{др}} \cdot l_{\text{др}} \cdot k, \quad (4)$$

де  $d_{\text{др}}$  – діаметр дроту,  $мм$ .

Враховуючи те, що зовнішній шар гуми ділянки рукава, який закріплений у втулку, видалений, а проміжний і внутрішні шари гуми зруйновані (що підтверджують фрагменти слідів продавлювання металу), визначимо силу

нормального тиску на контактній поверхні деформатора, що діє на поверхню втулки за виразом:

$$N_{\text{o}} = q_{\text{я}} \cdot A_{\text{o}}, \quad (5)$$

де  $A_{\text{o}}$  – контактна площа поверхні деформатора,  $мм^2$ .

Тоді загальна сила обтиску муфти дорівнює:

$$N_{\text{м}} = N_{\text{o}} \cdot n_{\text{o}}, \quad (6)$$

де  $n_{\text{o}}$  – кількість деформаторів.

При допустимому контактному напруженні матеріалу втулки  $\sigma_{\max} = 160 \text{ МПа}$ , модулі пружності

матеріалу  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ , коефіцієнті відхилення радіусів кривизни  $\alpha_{\text{від}} = 0,418$  [5], кількості дротів у потоці обплетення  $k = 7$ , довжині осередку дроту  $l_{\text{др}} = 8 \text{ мм}$ , і радіусу перетину дроту  $R_{\text{др}} = 0,15 \text{ мм}$  отримаємо силу, яка діє на ділянці одного осередку потоку обплетення усилення –  $F_{\text{я}} \approx 2243 \text{ Н}$ . Тоді тиск на ділянку осередку обплетення при  $d_{\text{др}} = 0,30 \text{ мм}$  буде дорівнювати  $q_{\text{я}} = 133,5 \text{ Н/мм}^2$ .

Сила нормального тиску на одному деформаторі при геометричних параметрах його контактної поверхні  $7 \times 10 \text{ мм}$ , складе –  $N_{\text{o}} \approx 9347 \text{ Н}$ , а загальна сила обтиску муфти при кількості деформаторів  $n_{\text{o}} = 8$ , буде дорівнювати –  $N_{\text{м}} = 74777 \text{ Н}$ .

Визначимо необхідну силу обтиску муфти гідравлічних рукавів високого тиску за критерієм руйнівного тиску рукава з внутрішнім діаметром  $12 \text{ мм}$  і двома оплітками усилення.

Міцність з'єднання арматури з рукавом буде забезпечена тоді, коли сила, яка прагне зірвати арматуру  $F_{\text{сп}}$ , урів-

## MONOGRAFIA POKONFERENCYJNA

новажиться з силами тертя на поверхнях контакту рукава з ніпелем  $F_n$  і з втулкою  $F_{sm}$ .

Сила  $F_{zp}$ , яка зриває рукав з арматури при критичному тиску (тиск руйнування рукава ( $F_{pyin}$ )), визначиться за виразом:

$$F_{zp} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot P_{pyin} \quad (7)$$

де  $d_o$  – внутрішній діаметр рукава, мм.

Сили тертя відповідно ( $F_n$ ) і  $F_{sm}$  на контактних поверхнях дорівнюватимуть:

$$F_n = N'_m \cdot f_{pc} \quad (8)$$

$$F_{sm} = N'_m \cdot f_{cc} \quad (9)$$

де  $N'_m$  – сила нормального тиску при стисненні арматури;

$f_{pc}$  – коефіцієнт тертя гуми по сталі;

$f_{cc}$  – коефіцієнт тертя сталі по сталі.

Загальну силу обтиску втулки можна знайти з виразу:

$$N'_m = \frac{F_{zp}}{f_1 + f_2}, \quad (10)$$

При руйнівному навантаженню рукава з внутрішнім діаметром 12 мм

$$P_{pyin} = 75 \text{ МПа} [6] \text{ і коефіцієнтах}$$

тертя  $f_{pc} = 0,35$ ,  $f_{cc} = 0,15$  [7] загальна сила обтиску втулки буде дорівнювати –  $N'_m = 18850H$ , а сила

зриву –  $F_{zp} = 8482H$ .

З розрахунків видно, що для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила

обтиску муфти ( $N'_m = 18850H$ ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів високого тиску ( $N'_m = 74777H$ ), що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.

Отже результати проведених досліджень підтвердили робочу гіпотезу, що опресування кінцевої арматури існуючими методами проводиться з підвищеним рівнем стиснення внутрішнього гумового шару рукава, що значно скорочує експлуатаційний ресурс гідравлічних рукавів.

Являється очевидним, що якість складання кінцевої арматури гідравлічних рукавів буде обумовлюватися не тільки оптимальною величиною зусилля опресування, а також і технологічними параметрами, які повинні забезпечити рівномірне стиснення внутрішнього гумового шару рукава на всіх ділянках обтиску муфти, розміщення поясів обтиску з зонами перекриття та ін. Впровадження даних умов, при ремонті гідравлічних рукавів, потребує додаткових детальних досліджень не тільки самого процесу опресування, а також і конструкції обтискного пристрою.

В цілому проведені дослідження дають можливість зробити наступні висновки:

1. Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску показує, що їх руйнування виникає

приблизно у 20 разів частіше, ніж у жорстких трубопроводів. На частку рукавів високого тиску доводиться до 45% від загального числа відмов гідравлічного обладнання машин, з них 53% відбуваються в результаті розриву стінок.

2. До основних причин, які обумовлюють руйнування гідравлічних рукавів, відносяться – втомна напруга в матеріалі рукавів високого тиску, від тиску, вібрації, температурних навантажень і неякісного складання (монтажної неточності).

3. Найбільш поширеною причиною пошкодження гідравлічних рукавів високого тиску є різке підвищення тиску в гідроприводі, зокрема, від гідравлічного удару, що виникає в процесі відкриття і закриття клапанів через гальмування рушійних мас або статичного навантаження, биття приводного валу насоса, підсмоктування повітря.

4. Для забезпечення міцності з'єднання кінцевої арматури з рукавом за критерієм руйнівного тиску, достатня сумарна сила обтиску муфти

( $N'_m = 18850H$ ), що в 4 рази менше значення, отриманого розрахунковим шляхом, з урахуванням критерію залишкових явищ деформації на досліджуваних ділянках зразків обтиснень арматури рукавів, що підтверджує гіпотезу про прикладення надмірної сили в існуючих способах опресування.

5. Для досягнення необхідної якості з'єднання рукавів з нерозбірною приєднувальною арматурою, яка забезпечить експлуатаційну довговічність гідравлічних рукавів в відповідності до технічних вимог, необхідно провести додаткові дослідження з обґрунтування конструкції обтискного пристрою, який дозволить проводити опресування муфти з якісно новими технологічними параметрами.

#### Література

1. Корнеев В. Н. Безотказность тракторных гидросистем / В. Н. Корнеев, В. Н. Бугриенко // Гидропривод и автоматика в тракторостроении – М. ЦНИИТЭ-Итракторосельхозмаш, 1977. – Вып.2 [9]. – С. 3-7.
2. Комаров А. А. Надёжность гидравлических систем. [Текст] / А. А. Камаров – М.: Машиностроение, 1969 – 267 с.
3. Янсон В. Правильно эксплуатировать шланги гидросистем [Текст] / В. Янсон, Я. Чукур.- Сельскохозяйственная техника, 1970, № 9, с.64-65.
4. Ремонт тракторных гидравлических систем. – 2е изд., перераб и доп. – М.: Колос, 1984. – 253 с, ил.
5. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов. [Текст] / Г. С. Писаренко – Киев: АН УССР, 1964.- 468 с.
6. Хасидова С. С. Пути повышения качества рукавов высокого давления [Текст] / С. С. Хасидова, И. С. Каллинская, А. Т. Сухарев – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1980.-30 с.
7. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т.
8. Т.1. / В. И. Ануриев.-6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982.- 576с.