

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА
ТРАНСПОРТУ

КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему

«Підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів
шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення на
ТОВ завод «Дзеркальник» м. Кропивницький»

Виконав:

магістрант групи АТ 21М (1,4) Микита БЕРЕСЛАВСЬКИЙ
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Консультант:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

Д.т.н., проф _____ Юрій КУЛЄШКОВ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К. т. н., доц. _____ Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)
«___» _____ 2022 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)
«___» _____ 2022 р.

Кропивницький – 2022 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
« ____ » _____ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ**

Береславський Микита Олегович ____
(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення на ТОВ завод «Дзеркальник» м. Кропивницький »

керівник роботи Кулешков Юрій Володимирович, докт. техн. наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові) (науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» серпня 2022 р. № 29-13

2. Строк подання здобувачем роботи «01» грудня 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали науково – дослідної практики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____

4.1 Розділ 1 Загальна характеристика та особливості конструкції шестеренного насосу. Аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ. Аналіз сучасних способів відновлення корпусів насосів типу НШ.

4.2 Розділ 2 Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних гідронасосів і методів їх зміцнення. Технічний рівень існуючих конструкцій шестеренних насосів і тенденції їх розвитку. Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних насосів. Конструктивні і технологічні заходи по підвищенню міцності корпусів шестеренних насосів.

4.3 Розділ 3 Експериментально – теоретичне дослідження деформації корпусів шестеренних насосів. Аналіз результатів експериментального дослідження

деформаційного стану корпусу шестеренного насоса. Теоретичні дослідження деформаційного стану корпусу шестеренного насоса

4.4 Розділ 4 _ Пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Технологічні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Конструктивні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Дослідження конструкцій корпусу шестеренного насоса на рівні ідей .

5. Перелік ілюстративного матеріалу 1. Мета роботи, задачі дослідження, об'єкт і предмет дослідження. 2. Загальна характеристика шестеренного насоса типу НШ. 3. Аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ. 4. Аналіз існуючих способів відновлення корпусу шестеренного насоса. 5. Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних гідронасосів і методів їх зміцнення. 6. Аналіз результатів експериментального дослідження деформаційного стану корпусу шестеренного насоса. 7. Аналіз теоретичних методів дослідження деформаційного стану корпусу шестеренного насоса. 8. Конструктивні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Дослідження конструкцій корпусу шестеренного насоса на рівні ідей. 8. Загальні висновки.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Перший розділ Загальна характеристика та особливості конструкції шестеренного насосу	15 вересня	
2	Другий розділ Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних гідронасосів і методів їх зміцнення	10 жовтня	
3	Третій розділ Експериментально – теоретичне дослідження деформації корпусів шестеренних насосів	20 листопада	
4	Четвертий розділ Пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів	1 грудня	
5	Графічний матеріал		

Магістрант _____ **Береславський М. О.**

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Юрій КУЛЄШКОВ**

(підпис)

(ім'я та прізвище)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Загальна характеристика та особливості конструкції шестеренного насосу. Аналіз сучасних способів відновлення корпусів насосів типу НШ

1.2 Аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ

1.3 Аналіз умов працездатності шестеренного насоса

1.4 Сучасні способи відновлення алюмінієвих деталей насосів типу НШ

РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОРПУСІВ

ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОНАСОСІВ І МЕТОДІВ ЇХ ЗМІЦНЕННЯ

2.1 Технічний рівень існуючих конструкцій шестеренних насосів і тенденції їх розвитку

2.2 Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних насосів

2.3 Конструктивні і технологічні заходи по підвищенню міцності корпусів шестеренних насосів

Висновки

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО – ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЇ КОРПУСІВ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ

3.1 Аналіз результатів експериментального дослідження деформаційного стану корпуса шестеренного насоса

3.2 Теоретичні дослідження деформаційного стану корпуса шестеренного насоса

Висновки.

РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ

4.1 Пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

4.2 Технологічні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

4.3 Конструктивні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

Висновки

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна магістерська робота на здобуття другого магістерського рівня вищої освіти зі спеціальності 274 «Автомобільний транспорт».

В представленій магістерській роботі наведені результати досліджень, щодо підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення.

Одним з технічних засобів підвищення продуктивності автомобілів спеціального призначення є застосування гідравлічного приводу, джерелом енергії якого є шестеренний насос. Основні деталі шестеренного насоса такі, як корпус, кришка втулки – виготовляють з алюмінієвих сплавів. В процесі експлуатації в умовах підвищеної запиленості зазначені деталі потерпають від інтенсивного зношування. А тому тема магістерської роботи «Підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення на ТОВ завод «Дзеркальник» м. Кропивницький » безумовно є актуальною.

В першому розділі наведена загальна характеристика та особливості конструкції шестеренного насосу, аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ та аналіз сучасних способів відновлення корпусів насосів типу НШ.

В другому розділі наведено аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних гідронасосів і методів їх зміцнення. Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних насосів. Конструктивні і технологічні заходи по підвищенню міцності корпусів шестеренних насосів

Третій розділ присвячений експериментально – теоретичним дослідженням деформації корпусів шестеренних насосів. В цьому розділі наведений аналіз результатів експериментального дослідження деформаційного стану корпуса шестеренного насоса та теоретичні дослідження деформаційного стану корпуса шестеренного насоса.

В четвертому розділі запропоновані пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Наведені технологічні та конструктивні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів. Наведені також дослідження конструкцій корпуса шестеренного насоса на рівні ідей .

Кваліфікаційна магістерська робота складається з вступу, 4 розділів, висновків; містить 49 сторінок тексту, 20 рисунків, 3 таблиць, 0 додатків».

ВСТУП

Найважливішою умовою реалізації програми по забезпеченню безперебійного перевезення вантажів та населення України є зміцнення матеріально - технічної бази автомобільного господарства, а також високоефективне використання створеного виробничого потенціалу.

Одним з технічних засобів підвищення продуктивності автомобілів спеціального призначення є застосування гідравлічного приводу, джерелом енергії якого є шестеренний насос. Основні деталі шестеренного насоса такі, як корпус, кришка втулки – виготовляють з алюмінієвих сплавів. В процесі експлуатації в умовах підвищеної запиленості зазначені деталі потерпають від інтенсивного зношування. А тому тема магістерської роботи «Підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення на ТОВ завод «Дзеркальник» м. Кропивницький » безумовно є актуальною.

Простої техніки на ремонтних підприємствах де усувають різні несправності залишається ще дуже високими, а витрати на відновлення працездатності машин - значні. Автомобільні підприємства несуть від цього значні втрати. От чому зменшення часу перебування машин у несправному стані і зменшення собівартості - істотний резерв економії засобів підприємств. Підвищення ефективності використання бази технічного сервісу можливо при повній зміні системи його планування з обліком позитивного досвіду результатів роботи ремонтних підприємств.

Для підтримки машин у справному стані необхідно робити цілі комплекси заходів які заключаються в огляді щомісячного і щоденного догляду, технічних обслуговуваннях (ТО - 1, ТО - 2 і ТО - 3), сезонному технічному обслуговуванні, здійснювати поточні і капітальні ремонти техніки.

Найбільш трудомістким і дорогим із перерахованих заходів є капітальний ремонт. Однак відновлення працездатності машини при капітальному ремонті обходиться значно дешевше, чим при виробництві нової машини. Визначальним чинником для проведення капітального ремонту машин є його економічна доцільність.

При капітальному ремонті відбувається вторинне відтворення машин на базі придатних, нових і відновлених деталей.

Важливіший напрямок в цій роботі – подальший розвиток технологій відновлення і змінення корпусних деталей машин з алюмінієвих сплавів, зокрема корпусів шестеренного насоса. Це надає успішно вирішувати ряд взаємозв'язаних

задач: скоротити дефіцит запасних частин; повніше задовольняти потреби в них підприємств і організацій економити дорогий метал та інші матеріали, понизити собівартість ремонту і технічного обслуговування автомобільного транспорту зокрема автомобілів спеціального призначення, підвищити надійність відновлених деталей.

На автомобілях спеціального призначення, обладнаних різними підйомниками, сміттєвозах тощо, широке розповсюдження знайшли гідросистеми приводу зазначених пристосувань. Такі гідросистеми, як правило обладнані шестеренними насосами типу НШ.

Однією з основних і найбільш навантажених деталей є корпус шестеренного насоса. Великі знакозмінні навантаження часто приводять до виходу шестеренного насоса з ладу. Окрім того, корпус насоса, багато в чому, лімітує подальше підвищення тиску, що розвиває шестеренний насос. В процесі експлуатації шестеренного насоса відбувається також поступове зношення його деталей, зокрема корпусу, як одних з найбільш навантажених деталей.

А тому тема магістерської роботи: «Підвищення ефективності технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів гідросистем автомобілів спеціального призначення на ТОВ завод «Дзеркальник» м. Кропивницький» є своєчасною і актуальною.

Метою роботи є дослідження існуючих технологій відновлення і зміцнення корпусів шестеренного насоса, та розробка рекомендацій по вдосконаленню конструкції та технології відновлення і зміцнення корпусів шестеренного насоса/

Задачі дослідження

1. Аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ. Аналіз умов працездатності шестеренного насоса.
2. Аналіз сучасних способів відновлення корпусів насосів типу НШ.
3. Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних гідронасосів і методів їх зміцнення.
4. Експериментально – теоретичне дослідження деформації корпусів шестеренних насосів.
5. Конструктивні і технологічні пропозиції щодо зміцнення корпусів шестеренних насосів/

Об'єкт дослідження корпус шестеренного насоса, що виготовляють з алюмінієвих сплавів.

Предмет дослідження конструктивні та технологічні методи відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів.

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

ОБґРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Одним з основних напрямків розвитку економіки країни є створення високоефективної автотранспортної інфраструктури. Рішення даної задачі неможливе без досягнення високого рівня мобільності транспорту. Характерною особливістю сучасного автомобіля є оснащеність гідравлічним приводом керування робочими органами. Такі гідрофіковані машини є більш економічними та високопродуктивними. Це пояснюється тим, що вони оснащені автоматизованими системами, які дозволяють зробити їх більш мобільними, зменшити кількість обслуговуючого персоналу, підвищити якість виконаних робіт тощо.

Підвищення надійності роботи таких машин можливе за рахунок систематичного та високоякісного проведення технічних доглядів за їх механізмами, знаряддям та обладнанням; своєчасного та якісного ремонту, що зумовлює постійну її готовність до роботи, високу економічну ефективність виконуваних робіт.

Головний резерв підвищення ефективності використання техніки та економії матеріальних, паливно-енергетичних і трудових ресурсів - відновлення зношених деталей.

Зі збільшенням балансової вартості автотранспортної техніки суттєво збільшуються і витрати на її ремонт. Отже постає задача зниження цих витрат, що можливе за рахунок:

- підвищення якості та надійності виготовлення і капітального ремонту машин;
- попередження зносів та відмов машин на основі використання методів діагностування і технічного обслуговування безпосередньо на місцях експлуатації машин;
- збільшення продуктивності праці і ресурсозбереження при технічному обслуговуванні та під час ремонту машин на всіх рівнях ремонтно-обслуговуючого виробництва.

В умовах постійного подорожчання машин і запасних частин, старіння автомобільного парку гостро постає необхідність відновлення зношених деталей. Відновлення деталей дозволяє вирішувати питання забезпечення техніки якісними запасними частинами, ресурс яких найчастіше вище, ніж у нових через застосування прогресивних технологій. При цьому відбувається економія паливно-енергетичних, матеріальних і трудових ресурсів за рахунок повторного, а в окремих випадках багаторазового використання зношених деталей.

Одним з технічних засобів підвищення продуктивності техніки є застосування

гідравлічного приводу, джерелом енергії якого є насос.

Одним з найбільш розповсюджених насосів, що знайшли своє використання на автомобілях спеціального призначення, зокрема сміттєвозах, автомобілях гідравлічними навантажувачами є шестеренний насос. Шестеренний насос відрізняється низькою собівартістю виготовлення та забезпечує необхідні технічні характеристики.

Відомо, що ресурс шестеренних насосів значно менше міжремонтного ресурсу інших агрегатів гідросистеми через низьку зносостійкості робочих поверхонь деталей, що утворюють прецизійні пари тертя.

Середній ресурс відремонтованих шестеренних насосів становить не більше 50% ресурсу нового насоса. У зв'язку з цим, пошук нового технологічного рішення для відновлення параметрів зношених поверхонь і підвищення зносостійкості з'єднань деталей насосів за рахунок поліпшення фізико-механічних властивостей робочих поверхонь є актуальним завданням ремонтного виробництва.

Шестеренні насоси працюють в умовах підвищеної запиленості, різких коливаннях температури повітря, високих тисків робочих рідин, що призводить до інтенсивного зношування деталей, зокрема, виготовлених з алюмінієвих сплавів. У зв'язку з цим відновлення і зміцнення деталей гідравлічних шестеренних насосів, виготовлених з алюмінієвих сплавів, є вельми актуальним завданням.

Важливим шляхом зниження собівартості ремонту машин є розробка високоефективних технологічних процесів відновлення зношених деталей, механізація та автоматизація виробничих процесів. Підвищення ефективності ремонту залежить перш за все від використання прогресивних технологій та організації виробничого процесу.

Однак, застосовувані в даний час технологічні процеси відновлення деталей, не завжди задовольняють сучасним вимогам, зокрема, багато хто з них не дозволяють зміцнювати робочі поверхні, що негативно позначається на ресурсі деталей.

Підвищення надійності сучасної техніки неможливо забезпечити без застосування сучасних технологій, які необхідно використовувати на всіх стадіях виготовлення і експлуатації деталей, швидко зношуються та складальних одиниць автотранспортних машин.

Одним з таких способів зміцнення деталей машин є спосіб гарячого пластичного деформування. В процесі гарячого пластичного деформування відбувається перебудова внутрішньої макро - і мікроструктури металу, з якого виготовлена деталь. Вже на стадії нагрівання відбувається розчинення легуючих елементів і перебудова мікроструктури металу, заліковування мікро тріщин.

На стадії гарячого пластичного деформування під впливом силових факторів відбувається подрібнення зерна кристалічної решітки, подальший процес заліковування мікро - і макро – тріщин, а отже і зміцнення деталі. Відомо, що матеріал, що піддався пластичному деформуванню підвищує втомлену міцність на 15%...20%.

Важливіший напрямок в цій роботі – подальший розвиток підприємств по відновленню зношених деталей машин і обладнання. Це надає успішно вирішувати ряд взаємозв'язаних задач: скоротити дефіцит запасних частин; повніше задовольняти потреби в них підприємств і організацій автоперевезень; економити дорогий метал та інші матеріали, понизити собівартість ремонту і технічного обслуговування автотранспорту, підвищити надійність відновлених деталей.

Загальна характеристика та особливості конструкції шестеренного насосу. Аналіз сучасних способів відновлення корпусів насосів типу НШ

Досвід експлуатації шестеренних насосів типу НШ, які є головною складовою частиною гідравлічної системи тракторів і автомобілів, показує, що конструкція насосів відрізняється простотою і не потребує протягом всього строку експлуатації ніякого технічного догляду.

Основні конструкційні та експлуатаційні показники насосу НШ-32У приведено в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Основні конструкційні та експлуатаційні показники насосу НШ-32У

Показник	Розмірність	Величина
Робочий об'єм	см ³	32,0
Номінальна кількість обертів	об/хв	2400
Мінімальна кількість обертів	об/хв	960
Номінальна продуктивність	л/хв	76,8
Номінальний тиск рідини	МПа	16,0
Максимальний тиск рідини	МПа	21,0
Коефіцієнт подачі	-	0,9...0,95
ККД насоса	-	0,8...0,85
Маса	кг	5,28
Габаритні розміри	мм	185×146×157
Потужність, що використовується	л.с.	20,48
Робоча температура рідини	°К	323
Робоча рідина - масло М10В ₂		

Аналізуючи конструктивні особливості шестеренного насосу НШ-32У приходимо до наступного:

1. Розрізняють робочі органи трьох типів: статор (корпус насоса 2), ротори (ведуча 3 та ведена 4 шестерні) та замикачі (кришка 1, верхні 5 і нижні 6 втулки) (рис. 1.1).

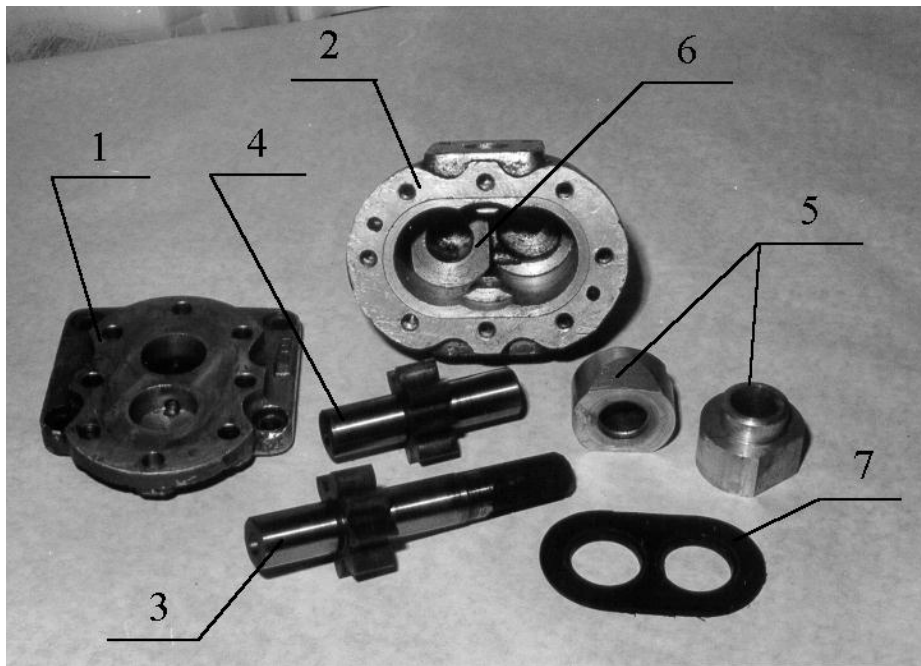


Рисунок 1.1- Основні деталі насоса типу НШ-32У

1 - кришка; 2 - корпус; 3 - ведуча шестерня; 4 - ведена шестерня;
5 - верхні рухомі втулки; 6 - нижні втулки; 7 - гумовий ущільнювач.

Вал ведучої шестерні ущільнюється саморухомим каркасним ущільнювачем з опорними та стопорними кільцями. Для розмежування зони високого тиску від зони низького тиску у проточках кришки встановлюються О-подібні гумові ущільнювачі 7. Торці втулок, розташовані з боку кришки, знаходяться під дією високого тиску в кільцевій порожнині, яка з'єднана із порожниною нагнітання насоса.

2. Герметичне відділення порожнини нагнітання від порожнини всмоктування відбувається шляхом одночасного замикання за допомогою статора, роторів і замикачів.

3. Ведуча шестерня 3 знаходиться в постійному зачепленні з веденою 4, передаючи її обертальний рух.

4. Об'ємна подача насоса залежить від геометричних розмірів його активних елементів - шестерень і швидкості обертання вала насоса, а також від об'єму втрат рідини з зони нагнітання до зони всмоктування. При цьому тиск, що розвивається насосом визначається жорсткістю і міцністю його деталей і, в першу чергу, корпуса 2 та підшипників 5 і 6, а також величиною зазорів в спряженнях насоса.

5. Робочий процес насоса супроводжується об'ємними втратами робочої рідини, які обумовлені відсутністю повної герметичності між порожнинами нагнітання та всмоктування і перетіканням рідини, що нагнітається через зазори в спряженнях насоса.

Шестеренний насос призначений для перетворення механічної енергії в енергію стиснутої рідини, яка приводить в рух гідроагрегати машин.

Шестеренний насос призначений для нагнітання робочої рідини в гідросистему трактора. В алюмінієвому корпусі виконані розточення під ведучу 2 і ведену 8 шестерні й втулки 3. Втулки виготовлені з бронзи. Вони служать опорами для шестерень і ущільнюють їхні торцеві поверхні (рис. 1.1). Вихідний кінець вала ведучої шестерні ущільнений манжетою 6.

Корпус насоса виготовляють з алюмінієвого сплаву АЛ-9. В середині корпуса відливають і обробляють два співвісних отвори в які встановлюють шестерні з втулками. При виливанні корпуса виготовляються також нагнітальний і всмоктувальний отвори. Корпус це така деталь яка сприймає навантаження від стискання рідини.

Втулки служать підшипниками ковзання. Тому вони виготовляються з алюмінієвого сплаву, які мають антикорозійні властивості. Для спряження з цапфою шестерні їх виготовляють з зазором 1,5...2,0 мкм.

Кришка кріпиться до насоса за допомогою восьми болтів. Герметичність з'єднання здійснюється за допомогою обробки площини кришки до корпуса. Кришка виготовляється з алюмінієвого сплаву АЛ-9. Через отвір в кришці виходить шліцьовий кінцевик, за допомогою якого і приводиться в дію зубчасте зачеплення.

За допомогою якого насос приводиться в роботу. Від попадання бруду через привідні отвори в кришку встановлюються сальники з запобіжними і штопорними кільцями. З зовнішньої сторони кришки знаходиться базова циліндрична поверхня з чотирма отворами, за допомогою яких насос кріпиться до агрегату.

Відома і ведуча шестерня насоса представляють собою деталі типу вал-шестерня. Зубчасте колесо виконане заодно з валом. Ведуча шестерня відрізняється від відомої більш довгим хвостовиком, який виступає за кришку і шліцьове з'єднання, яке заходить в зачеплення з машиною і приводить в рух насос.

В процесі роботи шестерні сприймають знакозмінні навантаження і моменти, а також працює на тертя. В результаті цього вони виготовляються з сталі марки 18ХГТ ГОСТ 4543-71. Використання цієї сталі забезпечує в'язку серцевину деталі, а використання цементації з подальшим загартуванням має тверду і міцну поверхню, що являється найбільш важливим компонентом при роботі зубчастої пари.

При обертанні ведучої шестерні масло з бака надходить у камеру всмоктування насоса, а звідси, підхоплене западинами шестерень, переміщається в камеру нагнітання і тут витісняється в гідросистему зубами шестерень, що входять в зачеплення.

Для зменшення внутрішніх витоків у насосі застосоване автоматичне

регулювання зазору по торцях шестерень. Для цього масло з камери нагнітання підводиться під втулки 3. Одночасно на втулки діє тиск масла з боку шестерень, але на меншій площі. За рахунок різниці площ, що знаходяться під тиском, втулки притискаються з деяким зусиллям до шестерень і тим самим зменшують витік по торцевих зазорах.

Камера тиску під втулками ущільнена гумовою манжетою 4 і відділена від камери всмоктування ущільненням. Усі внутрішні витоки в насосі надходять у камеру всмоктування.

Аналіз технічного стану зношених деталей шестеренних насосів типу НШ

При розробці технології ремонту шестерінчастих насосів необхідно знати їх технічний стан, характер дефектів деталей і значення їх зносу. Ці критерії є основними початковими показниками при призначенні технології відновлення зношених деталей.

Для отримання найбільш точних даних по зносу деталей гідронасосів на підприємстві ПАТ «Завод Дзеркальник» м. Кропивницький, що здійснює ремонт гідроапаратури автомобільної техніки, були зроблені виміри зношених поверхонь деталей вищезгаданої групи. Аналізу піддавали зношені корпуси і втулки насосів НШ-32У-3.

Результати вимірів показали, що середній знос поверхонь колодязів насосів НШ-32У-3 складає 0,130 мм, а максимальний знос досягає 0,240 мм (рис. 1.4). Середній знос втулок насосів НШ-32У-3 по внутрішньому діаметру дорівнює 0,062 мм, а максимальний - 0,120 мм (рис. 1.5). Математична обробка отриманих статистичних даних проводилася з використанням ПЕВМ.

За результатами математичної обробки були побудовані диференціальні і інтегральні криві розподілу зносу деталей, які представлені на рисунках 1.3 і 1.4. При цьому встановлено, що розподіл зносу колодязів і втулок насосів підкоряється теоретичному закону розподілу Вейбула.

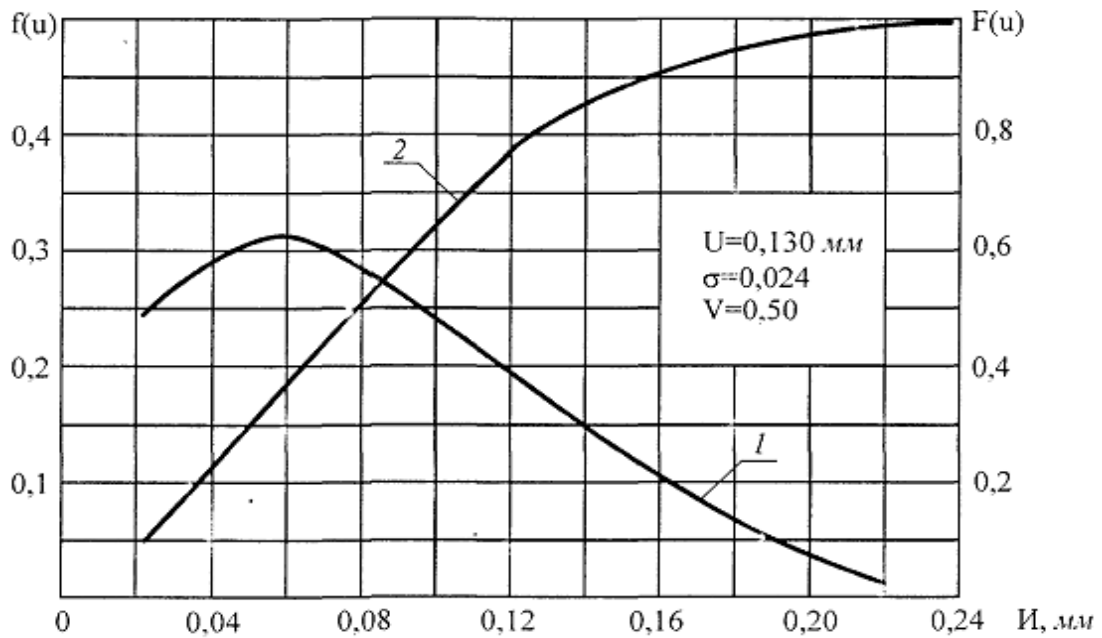


Рисунок 1.3 – Розподіл зносу колодязів корпусів насосів НШ-32У-3:

1 - теоретична диференційна крива розподілу зносу;

2 - теоретична інтегральна крива розподілу зносів.

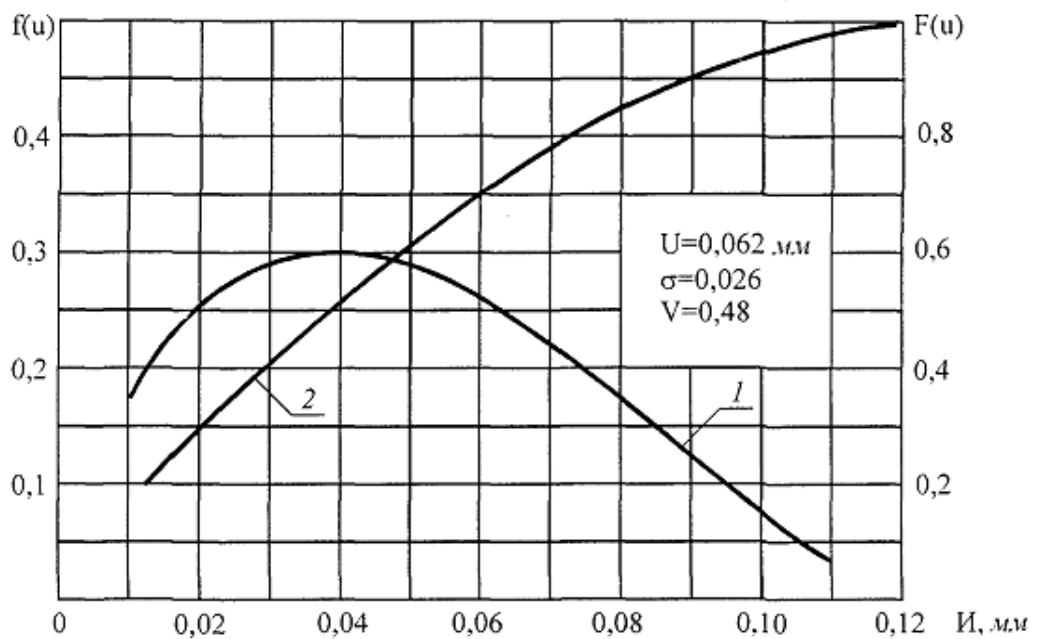


Рисунок 1.4 – Розподіл зносу втулок насосів НШ-32У-3 (по внутрішньому діаметру):

1 - теоретична диференційна крива розподілу зносів;

2 - теоретична інтегральна крива розподілу зносів.

Аналіз умов працездатності шестеренного насоса

Процес експлуатації насоса характеризується неминучим спрацюванням поверхонь статора, роторів і замикачів. Порушення початкових посадок, наявність перекосів спряжених деталей сприяє порушенню умов герметичного відділення порожнини нагнітання від порожнини всмоктування, різкому збільшенню внутрішніх

втрат в насосі, об'єм яких впливає на його технічні характеристики. Край негативний вплив на працездатність насоса здійснює нерівномірність величини зносу його деталей.

Інтегральним показником насоса, який визначає його працездатність є коефіцієнт подачі (КП). На рівень КП впливають внутрішні втрати через зазори в спряженнях насоса.

Знос колодязів корпусу за діаметром, є безпосередньою причиною зростання радіального зазору в спряженні “корпус - шестерні”, оскільки насоси даного типу не мають гідравлічної компенсації радіального зазору. Під час роботи насоса зазори в зазначеному спряженні досягають значень 0,195...0,261 мм, при гранично допустимому значенні - 0,170 мм, що є причиною зниження КП насоса до $\eta_v = 0,68$. Крім того значні зноси колодязів корпусу приводять до порушення початкового розташування деталей насоса та до перекошування всього вузла качання.

Зі зменшенням радіального зазору зменшується перекошування опорних втулок в колодязях корпусу, внаслідок чого зменшуються втрати рідини через цей зазор. В насосах із зменшеними радіальними зазорами КП значно підвищується, а заклинювання опорних втулок не відбувається. Під час роботи насоса під навантаженням, внаслідок специфічності конструкції, з боку камери нагнітання утворюється зона, в якій тиск досягає значень 17,5...20 МПа і більших. Дія цього тиску на великі площі деталей створює значні сили, які сприяють притисканню вузла качання в бік камери всмоктування і спричиняють втрати рідини через утворені зазори. Крім того, ці сили створюють великі тиски в спряженнях насоса і призводять до зношення контактуючих поверхонь.

Втулки насоса виконують функцію підшипників ковзання і функцію замикачів, під час експлуатації вони спрацьовуються за всіма робочими поверхнями. Під впливом коливальних змінних сил, що діють на втулки, які мають достатню рухомість в колодязі корпусу з-за значного радіального зазору, може відбуватися заклинювання верхніх рухомих втулок, це в свою чергу призводить до збільшення втрат через торцевий зазор і значного зниження КП насоса. На думку авторів праці найбільша частка внутрішніх втрат рідини припадає на радіальні зазори в спряженнях “корпус - шестерня” та “цапфа - втулка”. Так, в роботі, показано, що при величині зазору $\delta_1 = 0,19$ мм в спряженні “цапфа - втулка” значення КП знижується до рівня $\eta_v = 0,63$, тобто досягає свого граничного значення. Зазначимо, що величина зазору в спряженні “корпус - втулка”, як правило, не перебільшує 0,12 мм і втрати рідини в цих спряженнях при таких значеннях зазору невеликі і складають 2...3 дм³/хв.

Зноси шестерень набагато менші за величиною у порівнянні із зносами спряжених деталей, але й вони збільшують зазори відповідних спряжень.

Сучасні способи відновлення алюмінієвих деталей насосів типу НШ

Відомо, що ресурс шестеренних насосів значно менше міжремонтного ресурсу інших агрегатів гідросистеми через низьку зносостійкості робочих поверхонь деталей, що утворюють їх прецизійні пари тертя. Тому щорічно вибраковуюються і відправляються в металобрухт понад 80 тисяч овальних насосів типу НШ, і це завдає збитку підприємствам в розмірі 280 тис.грн. Але ці витрати можливо скоротити на 50 – 60 %, якщо користуватися можливістю їх відновлювати. Тому є актуально відновлювати.

На даний період часу розроблено безліч методів відновлення зношених робочих поверхонь насосів, які широко використовуються і які ще можливо вдосконалити і повністю не дослідженні.

В широкому використанні в технології є наступні способи наступні способи відновлення алюмінієвих деталей насосів типу НШ: спосіб пластичного деформування, нанесення полімерних матеріалів, постановка додаткової деталі, дифузійна металізація, нанесення гальванопокриттів.

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ способом зміщення осей шестеренних насосів

При надходженні гідравлічних насосів НШ-У в ремонт вперше, корпус ремонтують способом зміщення осей шестерень[6,7,8,9,10,11,12]. У цьому випадку колодязі розточують на збільшений розмір з забезпеченням допусків, рекомендованих заводом виробником. У втулках зі збільшеним по зовнішньому діаметру розміром ексцентрично розточують отвори під цапфи шестерень. Зуби шестерень при роботі насоса торкаються стінок корпусу за рахунок зміщення у втулці, надійно розділяючи усмоктувальну і нагнітальну порожнини.

Основна перевага це:

- він є відносно простим і дешевим.

А недолік даного способу:

- неможливість застосування даного способу для деталей, що мають великий знос.

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ способом пластичного деформування(обтисканням)

Відновлення деталей способом пластичних деформацій засноване на використанні запасу міцності і пластичних властивостей матеріалу [11,13,14,15,16].

При ремонті алюмінієвих корпусів насосів типу НШ-У широкого поширення набуло обтиснення[6,17,18]. Відновлення корпусів насосів обтисненням проводиться в такій послідовності. Очищений корпус завантажують у піч і витримують у ній при температурі 470 ... 490°C протягом 30 ... 35 хвилин. Нагрітий корпус закладають у прес-форм і обжимають протягом 10 ... 15 секунд. Обтиснення повинно бути завершено при температурі не нижче 430°C. Після обтиснення корпус поміщають у піч і витримують протягом 30 хвилин при температурі 520 ... 535°C, а потім гартують у воді з температурою 60 ... 80°C. Загартований корпус піддають відпустці при температурі 170 ... 180°C протягом 4 ... 6 годин з наступним охолодженням на повітрі. Зачищають привалочну площину під кришку і муфти на плиті з абразивною шкіркою.

Пристосування (рис. 1.5) складається з корпусу-прес форми 2, блоку матриці 3, пуансону 5 та інших. Внутрішній отвір корпусу прес-форми має конус 1,5...3°. Нагрітий корпус гідронасосу разом з матрицею 3 розміщують в корпусі 2 пристосування. Обтискання проводять на пресі зусиллям 1000 кН. Величина деформування деталі обмежується спеціальним пуансоном 5, котрий встановлюють в корпус, який має форму колодців.

Спеціальною фрезою фрезерують канавку під ущільнювальну манжету. Отвори приймальні та напірної порожнини розсвердлюють.

При відновленні корпусів пластичним деформуванням і подальшої розточенням отримують додаткові три ремонтних розміру по діаметру. Зменшення міжцентрової відстані між колодязями дозволяє повністю компенсувати втрату робочого об'єму, викликаного зменшенням розміру шестерень по зовнішньому діаметру.

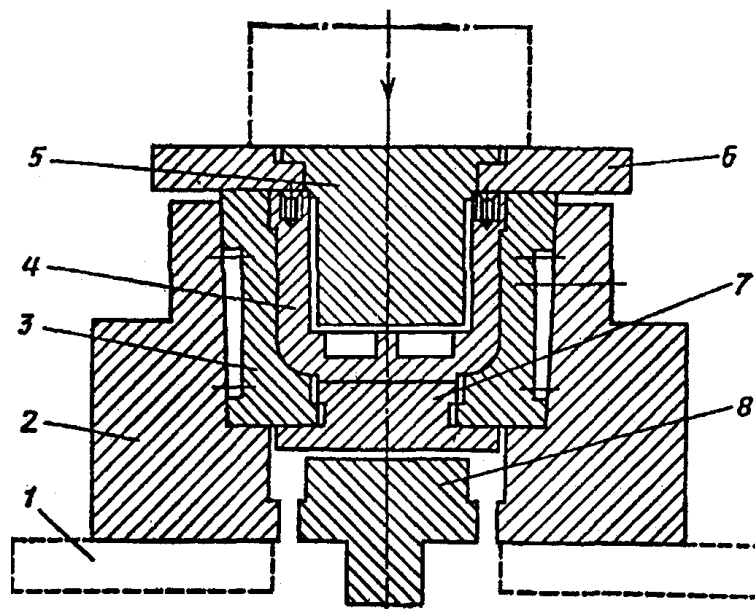


Рисунок 1.5 – Прес форма для обтискання;

1 – станина пресу; 2 – корпус прес-форми; 3 – блок матриць; 4 – корпус гідронасоса; 5 – пуансон; 6 – плита; 7 – шайба; 8 – виштовхувач.

Перевагою є:

- економічна ефективність, так як відсутні матеріали для відновлення;
- відсутність шкідливих електромагнітних випромінювань;
- підвищення механічних властивостей матеріалу деталі;
- мале в 3...5 разів розширення насоса в поясі верхніх втулок і біля дна (відповідно на 55 і 30 мкм);
- збільшення ресурсу роботи насоса в 1,6 рази при порівнянні з гільзованими корпусами і в 4 рази при використанні розчину з епоксидних смол [3].

Недоліки цього способу такі:

- в результаті пластичної деформації металу може відбутися як зрушення, так і механічне здавлювання кристалів, що збільшує неоднорідність металу і сприяє нестійкого рівноваги кристалів;
- чим вище температура, при якій відбувається деформація, тим швидше відбувається розміщення металу;
- втомна міцність деформованих деталей залежить від знаку і значення внутрішніх напружень, що утворилися в поверхневому шарі в результаті дії зовнішніх сил;
- із зменшенням розмірів корпусу насоса після обтиснення в металі з'являються мікроскопічні тріщини, чим порушується міцність цієї деталі[18,19,20].

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ методом нанесення полімерних матеріалів

Застосування полімерних матеріалів. За даними ГОСНИТИ застосування полімерних матеріалів при ремонті машин в порівнянні з іншими способами дозволяє знизити трудомісткість відновлення деталей на 20 ... 30%, собівартість ремонту - на 15 ... 20%, витрата матеріалів - на 40 ... 50%. Як показано на рисунку 1.6.

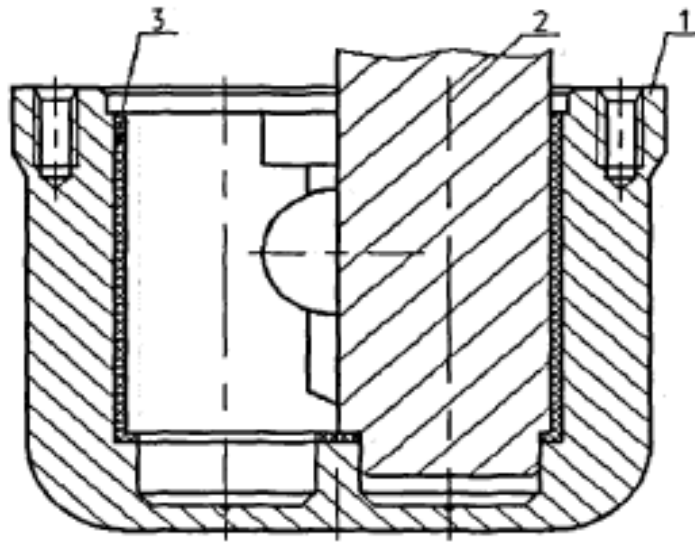


Рисунок 1.6 – Спосіб відновлення корпусу насоса способом полімерних матеріалів

1 – корпус; 2 – складка; 3 – полімерний склад.

Технологія відновлення корпусів насосів типу НШ полімерними матеріалами полягає в наступному [6,11,19,21]. На ретельно знежирені поверхні колодязів (3) шпателем наноситься шар епоксидного клейового складу, який при температурі 18 ... 20°C витримують протягом 1 ... 2 годин, а потім ще 2 години в сушильній шафі при температурі 120 ... 220°C. Для відновлення застосовується наступний клейовий склад: 100 вагових частин смоли ЕД-6, 20 вагових частин алюмінієвої пудри, 15 вагових частин дибутилфталата. Перед застосуванням додатково вводять затверджувач в кількості 8 ... 9 вагових частин. Потім обробляють привалочну площину і розточують колодязі корпусу під ремонтний розмір.

Залежність товщини наносного полікапроамідного покриття від часу витримки в псевдозрідженому шарі і відносини маси деталі до площі поверхні наведена на графіку (рис. 1.7).

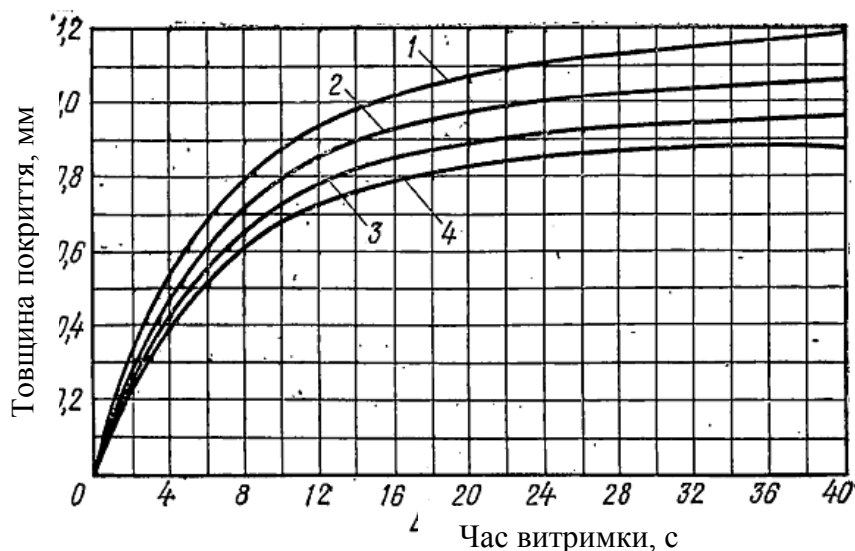


Рисунок 1.7 – Залежність товщини покриття від часу витримки на нагріті деталей у псевдо зрідженому шарі

Низька теплопровідність полімерних композицій обмежують область їх застосування в ремонтному виробництві.

Основна перевага це:

- він є відносно простим і дешевим.

Основні недоліки:

- невисока механічна властивість, особливо при підвищених температурах;
- низька адгезія;
- схильність до втомному викришування;
- низька теплопровідність.

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ постанововою алюмінієвих або чавунних гільз

Спосіб постановки додаткової деталі (гільзування). Ремонт корпусу насосів типу НШ-У гільзуванням здійснюється наступним чином [22,18,20].

Внутрішню поверхню колодязів розточують під збільшений розмір. На знежирені поверхні гільзи і корпусу наносять епоксидний клейовий склад і запресовують гільзу. Потім протягом 2 годин корпус висушують у сушильній шафі при температурі 180 ... 220°C. Основним недоліком даного способу є те, що він не доцільний при малому зносі деталі [13].

Застосування цього способу для ремонту внутрішніх поверхонь алюмінієвих деталей приводить, по суті справи, до відмови від ідеї взаємозамінності деталей і пов'язане з виготовленням самих втулок в умовах ремонтного виробництва. А так як в умовах ремонтного виробництва важко зберегти навіть задану машинобудівним заводом точність виготовлення, то всяке підвищення цієї точності фактично робить взаємозамінність нездійсненною і проводить до необхідності підганяти втулку за місцем, що, безумовно, здорожує вартість ремонту.

Основна перевага це:

- менш трудомісткий процес відносно способу пластичного деформування.

Основні недоліки:

- підвищується теплонапруженість відремонтованого вузла;
- поява двох кордонів на шляху відведення тепла з робочої зони;
- послаблюється жорсткість і міцність деталі, що може стати причиною спотворення форми деталі або навіть її руйнування;
- низька теплопровідність.

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ способом дифузійної металізації

Спосіб дифузійної металізації полягає в термодифузійному насиченні цинком алюмінієвого сплаву [19, 23]. У результаті дифузії відбувається збільшення розміру деталі, при цьому її нагрівають до температури 550°C. Процес характеризується досить великий часовий протяжністю (близько 4-х годин).

Основна перевага це:

- дешевій і менш трудомісткий процес;

Основні недоліки:

- великий часовий проміжок часу;
- вимагає дорогого вакуумного обладнання;
- послаблюється жорсткість і міцність деталі, що може стати причиною спотворення форми деталі або навіть її руйнування;
- низька теплопровідність.

На вищевказаних недоліків у ремонтному виробництві широкого застосування він не знайшов.

Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ методом нанесення гальванопокриттів

Електролітичні антифрикційні та зносостійкі покриття широко застосовуються для відновлення зношених деталей і машин [10, 11, 12, 17, 16, 24, 25]. Перспективними покриттями на основі цинку є сплави цинк-залізо, цинк-нікель і деякі інші. Сплав цинку з залізом за своїми фізико-механічними властивостями (теплопровідність, антифрикційних, зносостійкість) найбільш наближений до алюмінієвих сплавів. Разом з тим за деяких умов експлуатації (високі температури, циклічні навантаження і т.д.) потрібні більш зносостійкі покриття. Для цього застосовуються сплави цинку з нікелем [26, 27, 28].

Нанесенням вищевказаних гальванопокриттів відновлюють колодязі насосів типу НШ-У [17, 29, 30, 31]. Слід зазначити, що покриття, нанесені електролітичними способами, характеризуються порівняно невисокою адгезією з основою і багатоопераційністю, а також великою витратою необхідних хімічних реактивів і наявністю спеціальних очисних споруд.

Таким чином, нанесення покриттів вище перерахованими способами далеко не завжди задовольняє тим суперечливим вимогам, які пред'являються до матеріалів

триботехнічного призначення.

Основна перевага це:

- дешевій і менш трудомісткий процес ;

Основні недоліки:

- адгезія;
- вимагає дорогого вакуумного обладнання;
- невисока міцність;
- низька теплопровідність;

дороге і складне устаткування.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОРПУСІВ ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОНАСОСІВ І МЕТОДІВ ЇХ ЗМІЦНЕННЯ

Технічний рівень існуючих конструкцій шестеренних насосів і тенденції їх розвитку

В останні роки у зв'язку з підвищенню робочих параметрів шестеренних насосів [1], різко зросла навантаженість корпусних деталей. У теперішній час промисловість потребує шестеренні насоси з робочим тиском 14,0...30,0 МПа. Однак, збільшення робочих тисків стримується в основному, недостатньою міцністю корпусів насосів. У роботах, які з'являються в останні роки, досліджуються питання робочого циклу, аналізуються причини відмов в експлуатації [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10], пропонуються нові конструктивні рішення компонування качаючого вузла, які дозволяють знизити навантаження від високого тиску на корпус [9, 10, 11, 12, 13, 14], розглядаються нові високоміцні корпусні матеріали і методи їх зміцнення [15, 16, 17, 18], обґрунтовуються вимоги до експлуатаційних і стендових випробувань [1, 8, 19, 20]. Багато з цих досліджень стало основою для створення шестеренних насосів з високими технічними характеристиками, що відповідають вимогам промисловості.

Аналіз існуючих конструкцій корпусів шестеренних насосів

До теперішнього часу відомо багато типів шестеренних насосів з різними варіантами конструкцій корпусів [9, 10, 13]. До корпусних деталей відносять власне сам корпус, кришки та з'єднувальну апаратуру. Вага корпусних деталей складає, як правило, більше половини загальної ваги насосів. Корпус — геометрично складна деталь, яка несе більшу частину силових навантажень всієї гідромашини. До корпусу пред'являють цілий ряд вимог по забезпеченню достатньої жорсткості, герметичності, втомлюваної міцності, кавітаційної стійкості і, разом з тим, він повинен бути технологічним для забезпечення вимог масового виробництва.

По своєму конструктивному виконанню корпуси шестеренних насосів можна умовно розділити на декілька типів. На найбільш характерних з них, і тих, що отримали масове розповсюдження зупинимося детальніше.

Шестеренний насос з корпусом-проставкою і двома кришками, наприклад, форми Plessey показана на рис. 2.1.



Рисунок 2.1 – Шестеренний насос з корпусом-проставкою і двома кришками.

Одна з кришок шестеренного насосу Plessey виконана з отвором для приводного валу ведучої шестерні, друга кришка виконана цільною. Конструкція корпусу -проставки проста і досить технологічна у виготовленні завдяки наскрізному отвору для встановлення качаючого вузла. Одним з можливих шляхів виробництва таких корпусів - проставок являється нарізання заготовок з труби заданого профілю, які отримують методом екструзії. Внутрішній і зовнішній профілі труби відповідають обрисам корпусу - проставки. Таким чином, ця конструкція корпусу досить технологічна у масовому виробництві. В силу конструктивних особливостей, у цих корпусів відсутня також зона спряження дна і стінки, яка являється тильним концентратором напружень від тиску, що розвиває шестеренний насос. Ці позитивні аспекти привертають увагу конструкторів, тому шестеренні гідромашини з двома кришками отримують все більше розповсюдження. Разом з тим подібні гідромашини потребують для свого виготовлення велику кількість корпусних деталей, що у свою чергу підвищує їхню ціну, у порівнянні з шестеренними гідромашинами з однією кришкою [13].

Розглянемо ще один тип насосу, корпус якого виконано з невід'ємним дном і має отвір у дні для приводного валу ведучої шестерні [9].

Як і всі сучасні гідромашини з зовнішнім зачепленням цей насос має гідравлічну компенсацію торцевого зазору за рахунок підтискної опори і поршня. Корпус цієї гідромашини представляє собою досить складну деталь з колодязями для розміщення качаючого вузла. Вузол, що качає складається з ведучої і веденої шестерень, рухомої та нерухомої опор, поршня для слідкування за торцями ущільнень. В дні корпусу виконано отвір для приводного валу ведучої шестерні до розміщення сальникових гумових ущільнень. Однак, конструкція корпусу подібної гідромашини надто складна й потребує значних витрат на виготовлення, через це в масовому виробництві вони не отримали широкого застосування.

Найбільш масовою продукцією агрегатних заводів в галузі тракторного та сільськогосподарського вітчизняного машинобудування являються шестеренні насоси типу НШ. Це насоси НШ-46У, НШ-32У, НШ-10Е. Насоси НШ-46У та НШ-32У конструктивно виконані аналогічно, тому обмежимося знайомством лише з НШ-46У.

Особливістю шестеренного насоса НШ-46У являється система гідравлічної компенсації торцевих зазорів між торцями зубчастих коліс та торцями підшипників ковзання [9, 21].

Постійність торцевих зазорів у насосах НШ-32У забезпечується за рахунок рухомих в осьовому напрямку підшипників, що підтискаються до торців зубчастих шестерень тиском рідини, яка підводиться з порожнини нагнітання у порожнину між манжетою і підшипниками. З боку всмоктування порожнина торцевого підтиснення ізолюється еластичною пробкою. Ведуча та ведена шестерні виконані як одне ціле з вальцями підшипників ковзання. Кришка кріпиться до корпусу болтами. Ущільнення по стику кришки і корпусу здійснюється буртом манжети, яка виготовлена з мастилостійкої гуми.

На рис. 2.2 показана шестеренний насос НШ-32У.

Шестеренний насос НШ-10Е складається з корпусу кришки і качаючого вузла, у який входить ведуча та ведена шестерні, два підшипника, дві фігурні “З” – подібної форми та П – подібного перерізу манжети і пластина. Стик корпусу з кришкою ущільнюється гумовим кільцем круглого перерізу.

На боковій поверхні корпусу є платики для закріплення всмоктувальної і нагнітальної арматури. Кришка центрується відносно корпусу штифтами і закріплюється болтами.



Рисунок 2.2 - Шестеренний насос НШ-32У.

Для зменшення внутрішніх перетікань у насосі через зазори між торцевими поверхнями шестерень і підшипників використано автоматичне регулювання величини зазорів по торцям шестерень, яке виконується за рахунок підтиснення підшипників до торців шестерень мастилом високого тиску. Обидва підшипники являються “плаваючими” і підтискаються до торців шестерень високим тиском, це забезпечує рівномірний знос робочих площин підшипників. Привідний кінець вала ведучої шестерні ущільнений гумовою самопідтискною манжетною.

Корпуса шестеренних гідромашин з невід’ємним дном (рис. 1.2) являють собою типові корпусні деталі і представляють собою корпусну деталь корбчастої форми овальну в поперечному перерізі. В силу своєї високої технологічності і низької вартості корпуси вищезгаданого типу отримали широке розповсюдження як у нашій країні так і за кордоном. Шестеренні насоси типу НШ, які мають корпуси з невід’ємним дном (НШ-6Т, НШ-10Е, НШ-32У, НШ-46У), являються найбільш масовою продукцією гідроагрегатних заводів галузі тракторного і сільськогосподарського машинобудування.

Технологія виготовлення корпусу звичайно полягає в отриманні заготовки литтям з подальшою термічною і механічною обробкою.

Матеріал, з якого звичайно виготовляють корпуси це сплав на основі алюмінію АЛ-9. Хімічний склад сплаву АЛ-9 представлений в таблиці 1.1, а механічні характеристики цього сплаву в таблиці 1.2.

Таблиця 1.1 Хімічний склад сплаву АЛ-9

Хімічний склад								
Основні компоненти			Домішки не більше					
Кремній	Магній	Алюміній	Залізо	Марганець	Мідь	Цинк	Олово	Сума домішок
6,0...8,0	0,2...0,4	Останнє	1,0	0,5	0,2	0,3	0,01	1,4

Таблиця 1.2 Механічні властивості сплаву АЛ-9

Марка сплаву	Спосіб лиття	Механічні властивості сплаву АЛ-9		
		Межа міцності при розтягуванні, МПа	Відносне подовження на розрахованій довжині %	Твердість по Бринелю, НВ
		Не менше		
АЛ-9	Кокіль	210	2	59,0

Як показано вище, при правильному вирішенні питань проектування, вибору матеріалу, технологічного зміцнення можливо забезпечити надійну роботу корпусів з невід'ємним дном до тисків у межах 16 – 20 МПа і вище.

Конструктивні і технологічні заходи по підвищенню міцності корпусів шестеренних насосів

Корпус шестеренної гідромашини являється найбільш навантаженою деталлю і несе до 70 % всього силового навантаження від тиску, що розвивається [9]. Очевидно, що навантаження шестеренної гідромашини визначається величиною високого тиску і площею корпусу, на якій діє цей тиск.

У своїх дослідженнях Гончаров [2], Мудряк [22], Янсон, Іванов, Грундуліс [23] відмічають, що в рядовій експлуатації при робочих тисках, на які випускаються шестеренні гідромашини, руйнування корпусу з невід'ємним дном спостерігається рідко. Це підтверджується і нашими дослідженнями.

Руйнування корпусів шестеренних насосів носить явно напружений втомлений характер [24, 25]. Корпуси шестеренних насосів НШ-32У, на відміну від корпусів НШ-10Е руйнуються по стінці корпусу у площині, яка проходить через вісі ведучої і веденої шестерень, а саме по лінії роз'єму кокиля.

Макроаналіз зламів корпусів НШ-32У вказує на втомлену природу їх виникнення. Тріщина у корпусів НШ-32У розвивається на внутрішній порожнині корпусу і починається біля місць включень шлаку в основному металі або пористості. Зона виникнення тріщини відповідає місцю найбільших напружень у корпусі.

У останні роки у тракторному та сільськогосподарському машинобудуванні спостерігається тенденція підвищення робочих тисків насосів, щоб знизити вагу і підвищити компактність виконавчих органів гідравлічних навісних систем [1]. Закордонні виробники шестеренних гідромашин Bosch, Dowty, Plessey, для того щоб підвищити робочий тиск, були вимушені значно ускладнити і підвищити вартість конструкцій. Зниження навантажень на корпус шестеренних гідромашин можливе зменшенням площі дії на нього високого тиску. Цим і пояснюється різноманітність конструкцій шестеренних гідромашин з пристроями різної складності, які обмежують площу дії високого тиску на корпус.

Вдалим варіантом рішення поставленої задачі являється конструкція шестеренного насосу, яка розроблена фірмою Bosch.

У цієї шестеренної гідромашини мінімальний зазор між корпусом і двома впадинами між зубами шестерень, що обертаються має місце на вузькій ділянці корпусу у порожнині високого тиску. Останні впадини шестерень з'єднуються з порожниною низького тиску і, відповідно, навантаження на підшипники шестерень і на корпус гідромашини зведене до мінімуму [9].

Зменшення області високого тиску, який діє на корпус гідромашини Bosch, призводить до того, що зменшуються напруження у корпусі і падають навантаження на підшипники. Така конструкція насосу дозволяє значно зменшити і сили тертя у підшипниках, в результаті чого ККД досягає [13] значення 0,95.

Але, при всіх своїх перевагах, насоси Bosch мають один суттєвий недолік – висока вартість виготовлення, яка перевищує у 3 – 4 рази вартість насоса типу НШ.

Іншим шляхом пішли конструктори фірм Dowty, Plessey (Англія). Корпуси насосів цих фірм практично мало відрізняються один від одного, як і сама конструкція качаючого вузла. Шестеренна гідромашина Plessey показана на рис. 2.

Насоси цих фірм виконані з гідравлічною компенсацією торцевих зазорів. Зазори залишаються постійними за рахунок рухомих у осьовому напрямку нижньої і верхньої здвоєних втулок. Втулки підтискаються рідиною, яка поступається через канали у корпусі з камери нагнітання у порожнини, які обмежені гумовими ущільненнями, які розміщені у нижній та у верхній кришках.

Відмінність насосів фірм Dowty від Plessey тільки у тому, що втулки качаючого вузла Plessey виконані здвоєними, а втулки Dowty виконано окремо.

Корпуси цих гідромашин виконано з наскрізними отворами для встановлення качаючого вузла і мають дві кришки. І це гонитва за простотою конструкції. Стикнувшись з проблемою недостатньої міцності при втомлені корпусів з нероз'ємним дном із-за наявності гострого концентратора напружень по місцю спряження дна і стінки корпусу, фірми вимушені були перейти на виготовлення наскрізних корпусів з двома кришками [13]. Таким чином, перехід на виготовлення шестеренних гідромашин з двома кришками – міра вимушена, яка веде до збільшення вартості виготовлення.

Інакше вирішена задача підвищення міцності корпусу при втомлені з нероз'ємним дном у конструкції [11].

Запропонована конструкція дозволяє скоротити зону дії високого тиску на корпус гідромашини. При підведенні високого тиску у порожнину еластичних манжет П-подібного перерізу здійснюється підтиснення плоских шайб до торців шестерень. Одночасно пластичні манжети перешкоджають розповсюдженню високого тиску у порожнини нагнітання по висоті втулок. У цій конструкції є суттєвий недолік – мала згинальна жорсткість плоских шайб. При дії на них високого тиску вони прогинаються і викриваються. Було б більш раціональним виконати втулки підшипників секційним і всередині них розташувати підтискні манжети.

Відома конструкція шестеренної гідромашини, яка вільна від вище вказаних недоліків (авторське свідоцтво № 512843 СРСР). У цій гідромашині обмеження зони дії високого тиску на корпус здійснюється спеціальною манжетою.

Шестеренна гідромашина [26] має звичайний корпус з нероз'ємним дном, у якому розташований вузол, що качає і який складається з ведучої та веденої шестерень, підшипників ковзання, підтискної манжети і спеціальних Г-подібних манжет П-подібного перерізу, які обмежують розповсюдження високого тиску

нагнітальної порожнини по всій висоті підшипників. Запропонована форма обмежувальних манжет дозволяє знизити зону дії високого тиску на корпус гідромашини на 35 – 40%.

Збільшити довговічність корпусів шестеренних насосів можна використанням для їх виготовлення матеріалів з високими механічними властивостями. Корпуси Насосів типів НШ-10Е, НШ-32У виготовляються литтям у кокіль алюмінієвого сплаву АЛ-9, порівняно дешевого [27] і добре освоєного промисловістю. Використання цього сплаву для виробництва корпусів шестеренних насосів пояснюється низькою його вартістю, високими литтєвими технологічними властивостями. Однак, як уже відмічалось вище, з ростом робочих тисків шестеренних гідромашин пропорційно збільшується напруженість корпусу, а низькі механічні характеристики цього сплаву, особливо границя втомленої міцності ($\sigma_{-1}=45,0$ МПа [27]), не забезпечують необхідної довговічності. Підняти довговічність корпусу при рості робочого тиску без зміни конструкції шестеренної гідромашини дозволяє використання для їх виготовлення алюмінієві сплави з більш високими механічними властивостями [28].

Так, заміна сплаву АЛ-9 на високоміцний сплав АК7МЗЦ2Мг [17, 18], з границею втомленої міцності $\sigma_{-1}=100,0$ МПа для корпусів насосів НШ-10Е дозволяє підняти їх робочий тиск з і ресурс шестеренного насоса .

Підвищення втомленої міцності алюмінієвих сплавів можливе також методами поверхневого наклепу. Ефект зміцнення у цьому випадку досягається в наслідок зміни тонкої кристалічної структури і створення у поверхневих шарах деталі стискаючих внутрішніх напружень, зниження шкідливого впливу концентраторів напружень, що і підвищує втомлену міцність матеріалу [15]. Сприятливий вплив на границю втомленості алюмінієвих сплавів залишкових напружень стискання вперше було показано Форрестом П. у 1946 році [29]. Стосовно до корпусів шестеренних насосів НШ-10Е існує відомий спосіб локального зміцнення пластичною деформацією [15]. Цей спосіб забезпечує у строго заданому місці корпусу насоса НШ-10Е, у зоні концентрації напружень – місці спряження дна і стінки, створення залишкових напружень стискання у поверхневому шарі. Одночасно з наклепуванням поверхневого шару формується перехідний радіус спряження дна і стінки корпусу у місці, яке піддається утворенню руйнування від втомленості. Збереження довговічності при зниженні металоємності корпусних деталей шестеренних насосів можливе за рахунок підвищення точності розрахунків на міцність і розробки методів проектування рівноміцних конструкцій.

Висновки

1. Проаналізувавши джерела науково – технічної інформації було встановлено, що існуючі конструкції корпусів шестеренних насосів, як з двома кришками, так і з однією мають свої переваги і недоліки, а тому вибір конструкції корпусу залежить від виробника, а також від замислів конструкторів і технологів по подальшому вдосконаленню шестеренних насосів.

2. Було встановлено, що корпуси з невід’ємним дном мають концентрацію напружень в зоні стику стінок корпусу з дном, а тому при збільшенні тиску можуть втрачати свою міцність цілісність.

3. При виготовленні корпусів шестеренних насосів зазвичай використовують, як чавун, так і ливарний сплав алюмінію. На підприємствах України для виготовлення насосів високого тиску використовують алюмінієві сплави, а для масляних насосів систем мащення корпуси виготовляють з чавуну методом лиття.

4. Різноманітні методи зміцнення корпусів мають, як конструктивні, так і технологічні спрямування. Одним з найбільш дієвих методів зміцнення корпусів є методи пластичного деформування.

РОЗДІЛ 3

Експериментально – теоретичне дослідження деформації корпусів шестеренних насосів

Аналіз результатів експериментального дослідження деформаційного стану корпусу шестеренного насоса

Перш ніж перейти до пропозицій по подальшому зміцненню корпусів шестеренних насосів розглянемо експериментальні дані по деформації корпусу.

На рис. 3.1 представлена деформації корпусів у поздовжній перерізі [34]:

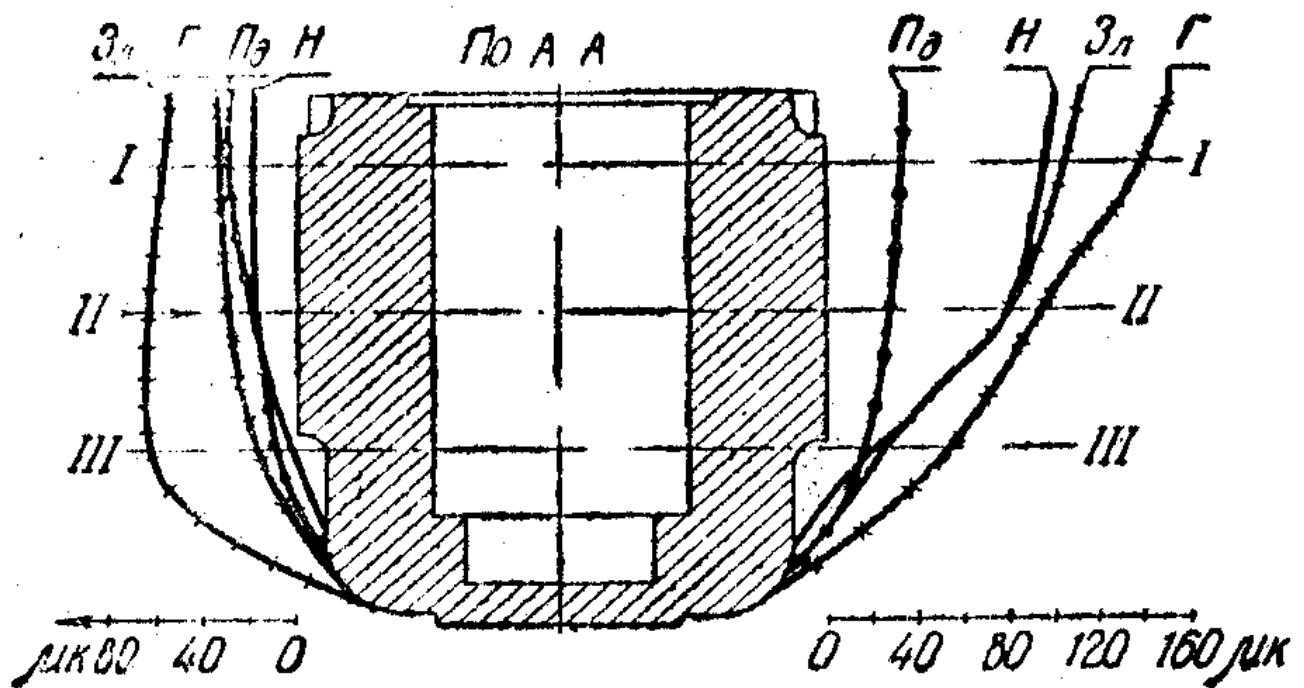


Рисунок 3.1 - Деформація корпусу в поздовжньому перетині при внутрішньому тиску 14, МПа, мкм, [41]

Пд – корпус обтиснутий у процесі пластичного деформування; Н – новий корпус; Зл – корпус відновлений заливанням металу; Г – корпус відновлений гільзуванням

На рис. 3.2 представлена деформація корпусу в поперечному перерізі в поясі розташування верхніх втулок, де деформація корпусу максимальна [34].

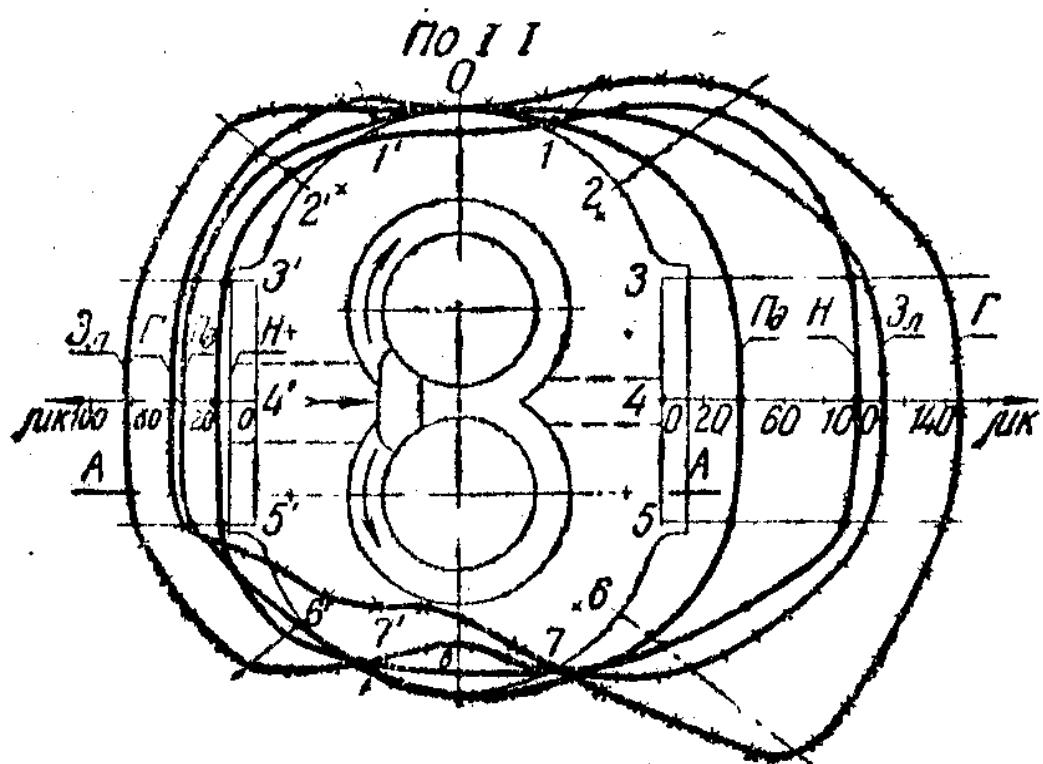


Рисунок 3.2 - Деформація корпусу в поперечному перерізі в поясі розташування верхніх втулок в області максимальних деформацій [41]

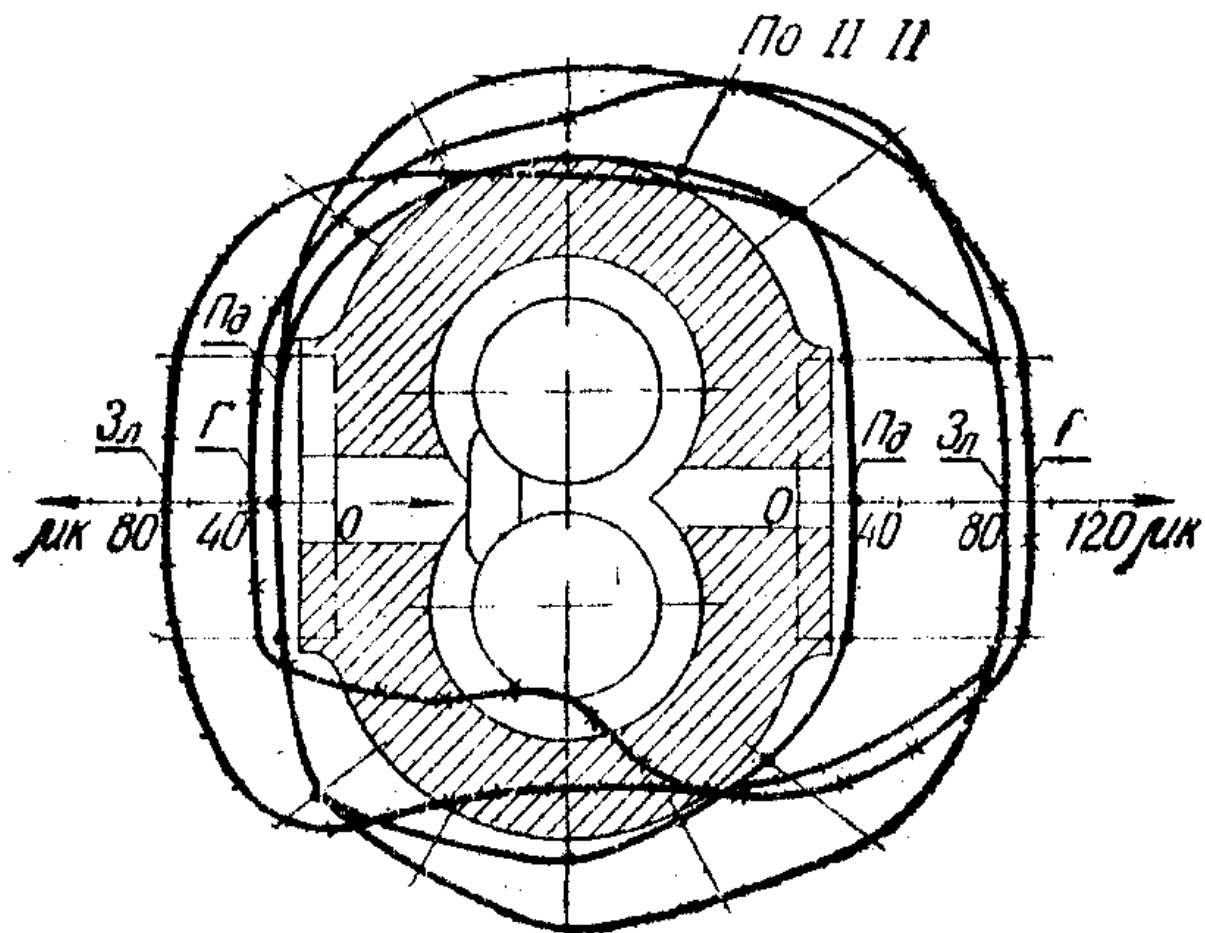


Рисунок 3.3 - Деформація корпусу в поперечному перерізі в поясі розташування шестерень [41]

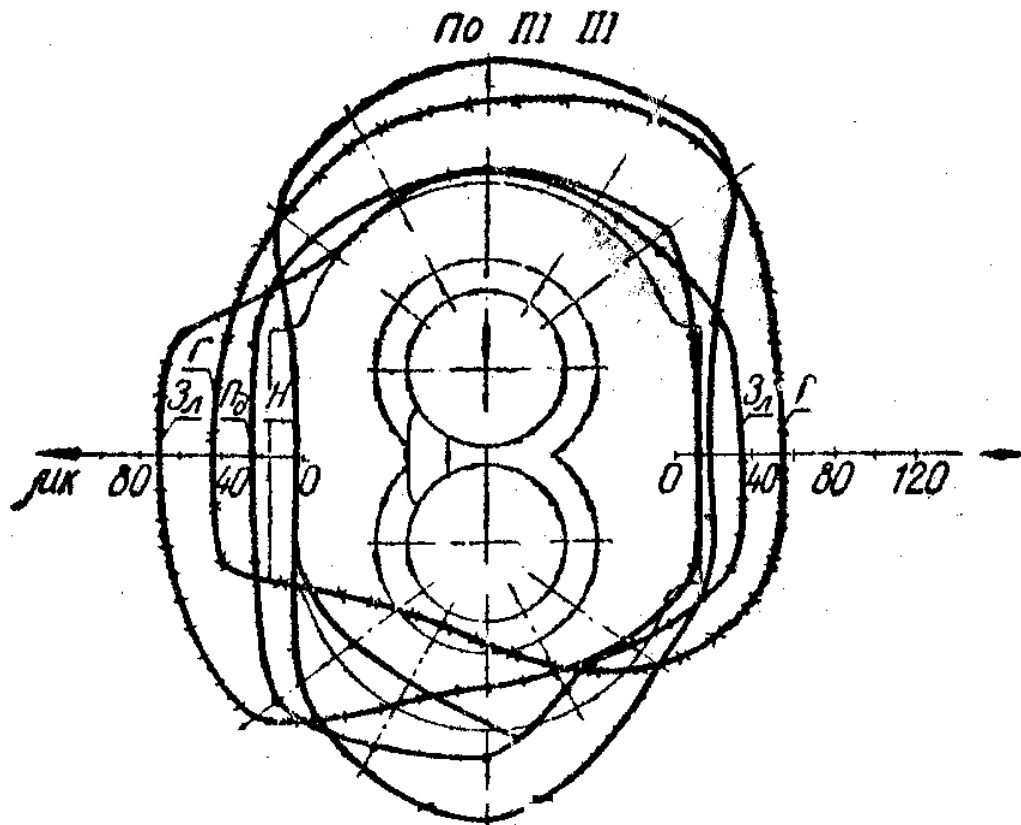


Рисунок 3.4 Деформація корпусу в поперечному перерізі в поясі розташування нижніх втулок [41]

Аналізуючи представлені графіки в залежності від розташування досліджуваної точки на корпусі приходимо до наступного висновку.

З рис. 3.1 бачимо, що графік розподілу деформацій несиметричний щодо вертикальної осі, що легко пояснюється наявністю в насосі камери всмоктування (низького тиску) і камери нагнітання (високого тиску)

Крім того, деформація корпусу в області розташування верхніх втулок максимальна, що пояснюється великою консолю відраховуючи від дна корпусу.

Звичайно ж, на ступінь деформації впливають і властивості матеріалу не дивлячись на те, що матеріал по хімічному складу той самий. Як бачимо з мал. 3.1 і 3.2 3.3 і 3.4 мінімальні деформації характеризують корпус після обтиснення.

Значний інтерес представляють графіки деформацій корпусу в поперечному перерізі в області верхніх втулок. Деформація корпусу нерівномірною. І якщо підвищені деформації корпусу з боку камери нагнітання природні, то низькі деформації уздовж вертикальної осі (рис. 3.2, 3.3 і 3.4) явище неочевидне. Як бачимо з рис. 3.2, 3.3 і 3.4 зазначені деформації не тільки близькі до нуля, але і можуть бути негативними.

Теоретичні дослідження деформаційного стану корпусу шестеренного насоса

Задача підвищення надійності корпусних деталей шестеренних насосів зниження їхньої металоємності тісно пов'язані з удосконалюванням розрахунків корпусів на міцність .

Юдиным Е.М. пропонується для розрахунку максимальних напружень, що діють на внутрішній поверхні порожнини корпуса насоса, відома формула Ляме для товстостінних циліндрів:

$$\sigma = p \frac{D_n^2 + D_e^2}{D_n^2 - D_e^2}, \quad (3.1)$$

де p - максимальний тиск, що розвивається насосом, Па;

D_n - зовнішній діаметр корпуса, м;

D_e - усереднений діаметр внутрішньої поверхні корпуса, м.

При використанні цієї формули Юдін Е.М. вважає, що для алюмінієвого лиття значення максимальної напруги не повинно перевершувати 50 МПа, тобто коефіцієнт запасу міцності дорівнює 4.

Осіпов А.Ф. при оцінці працездатності корпуса рекомендує забезпечувати максимальну жорсткість корпуса, причому припустима величина радіального переміщення від тиску, що розвивається насосом, не повинна перевершувати 0,01 мм. При цьому розрахунок деформацій пропонується вести за формулою:

$$\delta = \frac{p R_e^2}{E(R_n^2 - R_e^2)} \left[(1 - \mu) R_e + (1 + \mu) \frac{R_e^2}{R_n} \right], \quad (3.2)$$

де δ - деформація корпуса, м;

p - максимальний тиск, що розвивається насосом, Па;

R_n - зовнішній радіус корпуса, м;

R_e - усереднений радіус внутрішньої поверхні корпуса, м;

E - модуль пружності матеріалу корпуса, Па;

μ - коефіцієнт Пуассона.

Якщо тиск у товстостінному циліндрі розподілено рівномірно, то на довільному радіусі R має місце напружений стан, який представлений на мал. 3.5.

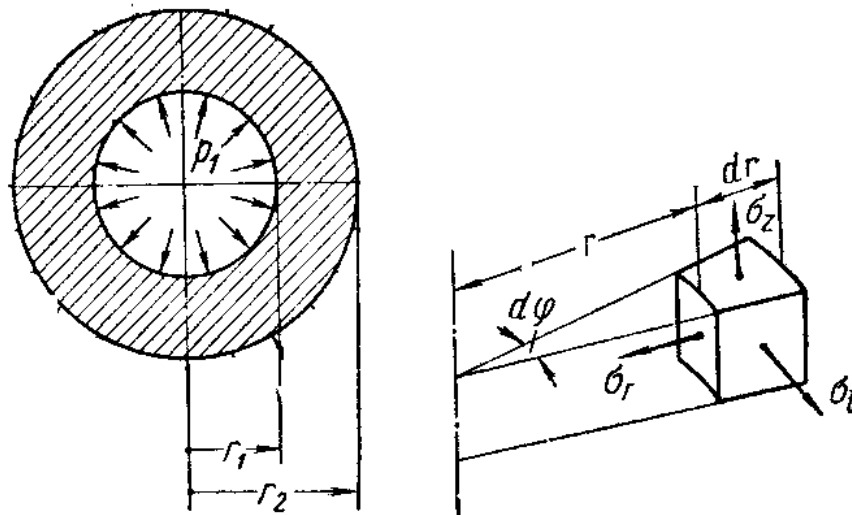


Рисунок 3.5 - Напружений стан товстостінної труби при внутрішньому навантаженні

Головні напруги в стінках корпусу при наявності осьової напруги, що розтягує корпус, від дії робочої рідини під тиском в осьовому напрямку обчислюють за формулами [35]:

- радіальна напруга:

$$\sigma_R = p \frac{R_e^2}{R_H^2 - R_e^2} \left(1 - \frac{R_H^2}{R^2} \right), \quad (3.3)$$

- тангенціальна напруга:

$$\sigma_t = p \frac{R_e^2}{R_H^2 - R_e^2} \left(1 + \frac{R_H^2}{R^2} \right), \quad (3.4)$$

- осьова напруга:

$$\sigma_z = p \frac{R_e^2}{R_H^2 - R_e^2}, \quad (3.5)$$

При цьому радіальні деформації корпусу обчислюють за формулою:

$$\delta = \frac{R}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r - \mu \sigma_z), \quad (3.6)$$

Підставивши в залежність (3.6) значення головних напружень σ_R , σ_t і σ_z , одержимо залежність (3.6) в розгорнутому виді, залежність деформації від координати R :

$$\delta(R) = \frac{pR_e^2}{E(R_H^2 - R_e^2)} \left[(1-\mu)R + (1+\mu)\frac{R_H^2}{R} \right] - \frac{\mu\sigma_z R}{E} \quad (3.7)$$

Залежність деформації корпусу від текучого радіуса **R** (формула (3.7)) представлена на рис. 3.6.

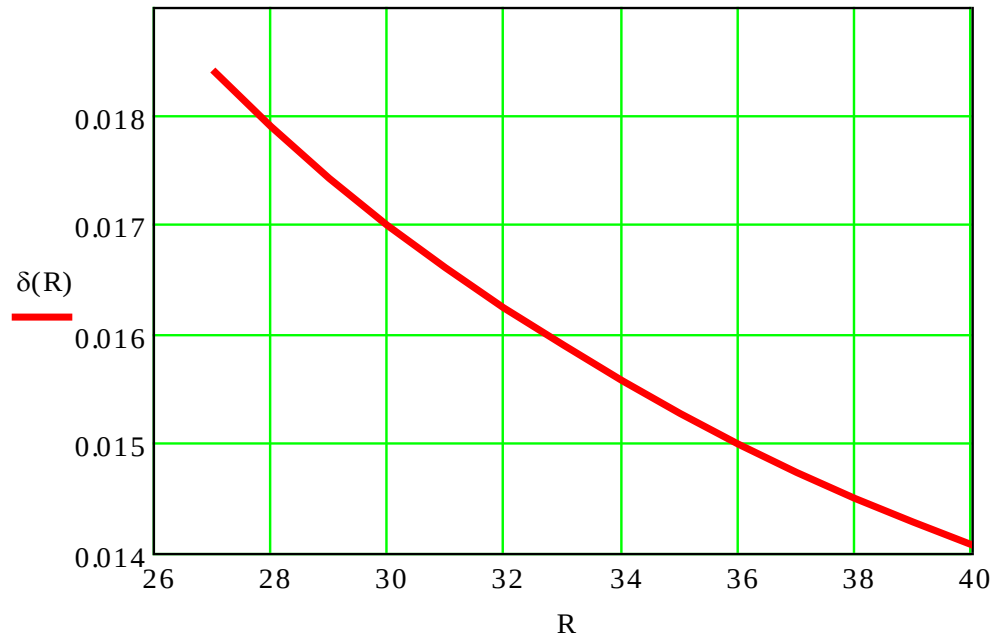


Рисунок 3.6. - Залежність деформації корпусу від текучого радіуса **R**

Розрахунки графічної залежності (3.7) були проведені для наступних значень параметрів: **R** = 27, 28...40 мм; **R_e** = 27мм; **R_H** = 40мм; **p** = 17,5·10⁶Па; **E** = 7,0·10¹⁰Па; **μ** = 0,3

Знайшовши першу похідну від залежності (3.6) по текучому радіусу **R** одержимо залежність швидкості зміни деформації корпусу від зміни поточного радіуса.

$$\delta v(R) = \delta'(R) = \frac{pR_e^2}{E(R_H^2 - R_e^2)} (1-\mu) - (1+\mu)\frac{R_H^2}{R^2} - \frac{\mu\sigma_z}{E} \quad (3.8)$$

На мал. 3.7 представлена залежність швидкості зміни деформації корпусу від поточного радіуса **R**

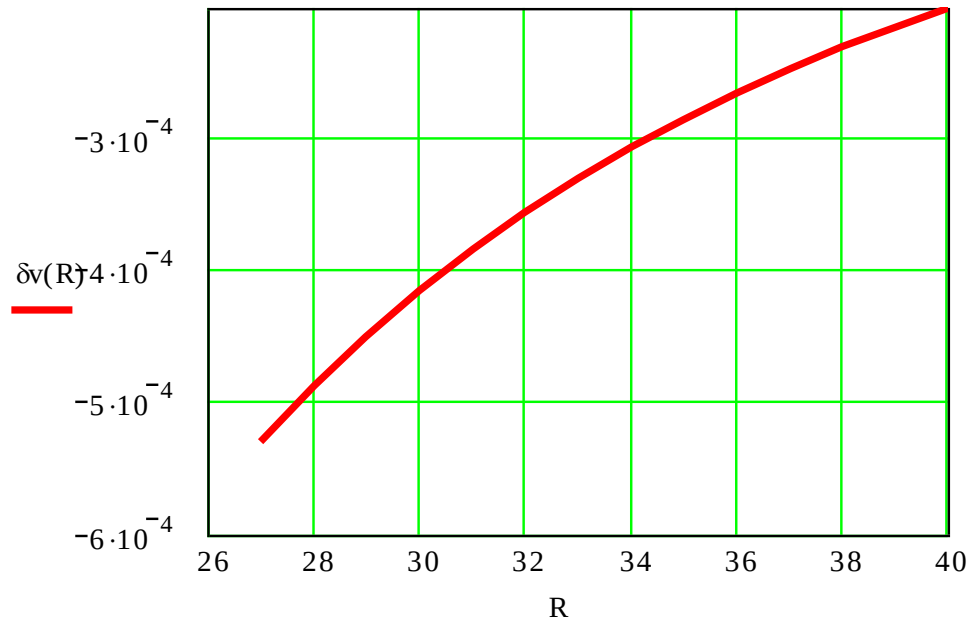


Рисунок 3.7 - Залежність швидкості зміни деформації корпусу від текучого радіуса **R**.

Знайшовши другу похідну від залежності (3.6) по текучому радіусі **R** одержимо залежність зміни швидкості деформації корпусу від зміни текучого радіуса.

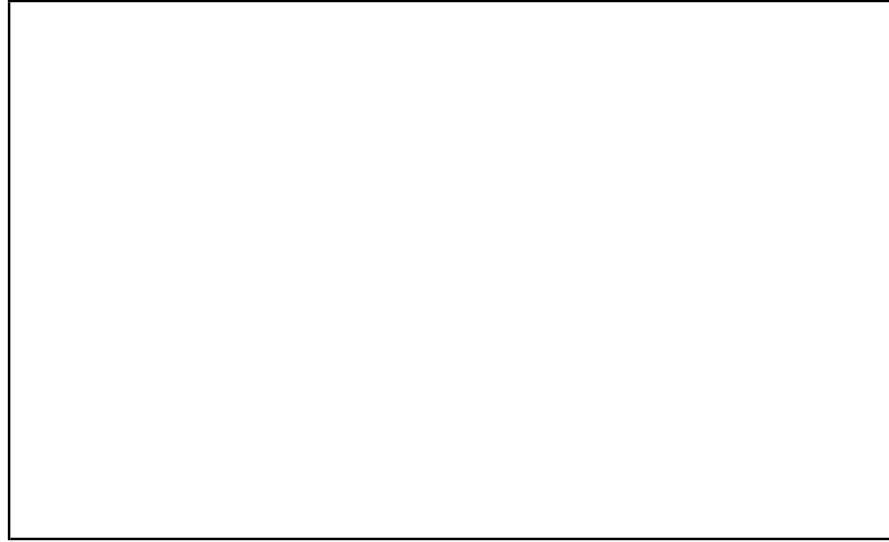
$$\delta w(R) = \delta''(R) = \frac{2pR_e^3}{E(R_n^2 - R_e^2)}(1 - \mu) + 2(1 + \mu)\frac{R_n^2}{R^3} \quad (3.9)$$

На рис. 3.8 представлена залежність зміни швидкості деформації корпусу від текучого радіуса **R**.

Аналізуючи представлені залежності бачимо, що зміна деформації корпусу (див. рис. 3.4) від росту радіуса дещо менша, ніж лінійна залежність. Іншими словами швидкість зменшення деформації від росту зовнішнього радіуса менше ніж навіть зміна по лінійній залежності.

Про це ж свідчать графіки, представлені на рис. 3.7 і 3.8. Крім того з графічних залежностей, представлених на рис. 3.7 і 3.8 бачимо, що аналітична залежність (3.7) не має локального екстремуму.

$\delta w(R)$



R

Рисунок 3.8. - Залежність зміни швидкості деформації корпусу від текучого радіуса R .

Виходячи з цього виникає питання про те, чи існує оптимальне співвідношення між зовнішнім і внутрішнім радіусами. Для цього дещо видозмінимо залежність (3.7).

Введемо відношення зовнішнього діаметру до внутрішнього:

$$\frac{R_n}{R_e} = k \quad (3.10)$$

Тоді радіус зовнішньої стінки через радіус внутрішньої стінки корпусу можна виразити як:

$$R_n = kR_e \quad (3.11)$$

У якості нової змінної візьмемо змінну $k = 1,0; 1,1 \dots 2 \dots 2,0$

Тоді залежність (3.7) перетвориться до вигляду:

$$\delta(k) = \frac{pR_e^2}{E(k^2R_e^2 - R_e^2)} \left[(1 - \mu)R + (1 + \mu) \frac{k^2R_e^2}{R} \right] - \frac{\mu\sigma_z(k)R}{E} \quad (3.12)$$

Графік залежності (3.12) представлений на рис. 3.9. Розрахунки графіка 3.9 були проведені при наступних значеннях параметрів $k = 1,0; 1,1 \dots 2 \dots 2,0$; $R = 27,5$ мм, $R_e = 27,5$ мм; $p = 17,5 \cdot 10^6$ Па; $E = 7,0 \cdot 10^{10}$ Па; $\mu = 0,3$

З графіка 3.7 чітко видно, що деформація корпусу різко убиває по лінійній залежності до співвідношення $k = 1,1$. Потім швидкість убивання дещо сповільнюється для $k = 1,1 \dots 1,2$ і ще менше для $k = 1,2 \dots 1,3$.

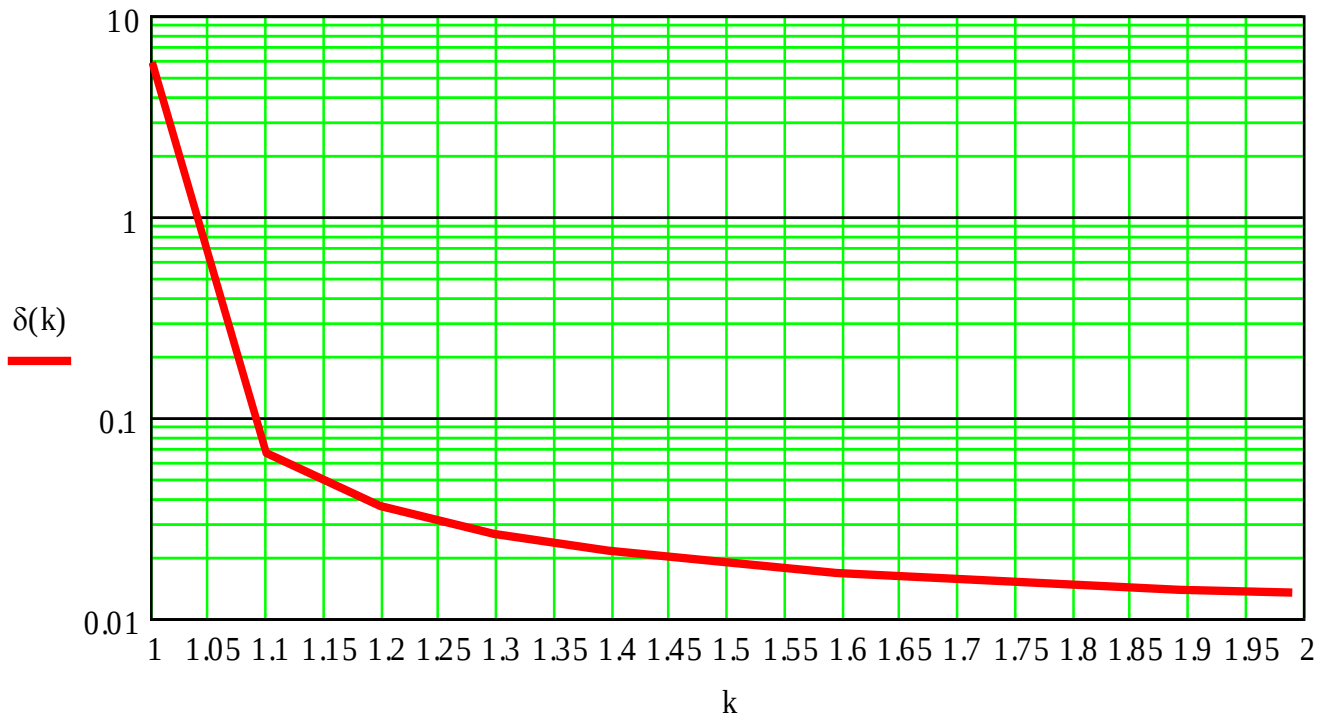


Рисунок 3.9 - Графік залежності деформації корпусу від співвідношення радіусів **k**

Висновки.

1. Виходячи з припущення, що корпус шестеренного насоса є полим циліндром нами були розглянуті та проаналізовані методи його розрахунку.
2. В результаті аналізу відомих методів розрахунку було отримане нове знання, щодо швидкості убутання внутрішніх напружень і деформацій корпусу від зміни співвідношення його зовнішнього діаметру до внутрішнього.
3. Оскільки нами була розглянута дещо спрощена модель корпусу у вигляді полого циліндра, яка суттєво відрізняється від реального корпусу за формою і конфігурацією, то можна припустити, що методи розрахунку, що пропонуються не відповідають існуючому положенню справ. Звідси витікає висновок про необхідність створення нової розрахункової моделі корпусу з використанням сучасних розрахункових засобів.

Пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

Виходячи з вищевикладеного аналізу деформаційного стану корпусу, можна запропонувати ряд заходів щодо удосконалення корпусу.

Усі можливі способи зміцнення корпусів шестеренних насосів можна розбити на технологічні, які включають використання інших матеріалів, конструкторські й експлуатаційні, а також змішані способи, наприклад технологічно - конструкторський метод.

Технологічні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

Гончаровим Н.И. [36] і Кудрявцевим П.Р. [37] при аналізі різних способів відновлення і зміцнення корпусів шестеренного насоса було встановлено, що одним з найбільш прогресивних методів відновлення і зміцнення корпусу є метод обтиснення корпусу пластичним деформуванням. При цьому різко зростає межа міцності матеріалу корпусу з 210 МПа до 310 МПа. Використання матеріалів з підвищеними характеристиками міцності дозволить або підвищити міцність корпусу, або ж знизити його масу при тих же параметрах міцності.

Виходячи з цього, пропонується обжимати корпус після лиття, при цьому можна підібрати режими термомеханічної обробки таким чином, завдяки яким можливо одержати мікроструктуру матеріалу корпусу відповідну мікроструктурі після загартування і старіння [42]. Але, крім того, у результаті термомеханічної обробки вдається подрібнити зерно, благотворно змінити текстуру матеріалу, залікувати дефекти і мікротріщини, зміцнити матеріал, а також створити внутрішні напруження стискання, які перешкоджають деформації корпусу під час роботи шестеренного насоса.

Західні фірми йдуть, навіть, на ускладнення конструкції насоса використовуючи конструкцію корпусу з двома кришками, завдяки чому мають можливість для виготовлення корпусу використовувати суцільнотягнені труби, тобто використовувати матеріал заздалегідь оброблений методами пластичного деформування.

З іншого боку, зіставивши міцність і вагові властивості якісних сталей дійдемо висновку про те, що використання сталевих корпусів дозволить у кілька разів зміцнити корпус при одночасному зниженні його маси.

Дійсно, відомо, що щільність алюмінію в три рази менше щільності сталі:
 $\rho_{Al} = 2600 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_{Fe} = 7800 \text{ кг/м}^3$.

З іншого боку модуль пружності алюмінію саме втричі програє модулю пружності сталі: $E_{Fe} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ і $E_{Al} = 0,7 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

Крім того, міцність загартованої сталі в сім разів міцніше алюмінію. Так межа міцності для алюмінію $\sigma_{Al} = 210 \text{ МПа}$, для загартованої сталі 25 ХГТ $\sigma_{Fe} = 1470 \text{ МПа}$.

Єдиною перешкодою для впровадження сталевих корпусів, або корпусів із суцільнотягнутих сталевих труб є проблема приробки корпусу, яку можливо вирішити технологічними методами.

Конструктивні пропозиції щодо подальшого зміцнення корпусів шестеренних насосів

З рис. 3.1 бачимо, що графік розподілу деформацій несиметричний щодо вертикальної осі, що легко пояснюється наявністю в насосі камери всмоктування (камери низького тиску) і камери нагнітання (камери високого тиску)

Крім того, деформація корпусу в області розташування верхніх втулок максимальна, що пояснюється великою консоллю від дна корпусу.

Природно напрошується рішення знизити масу корпусу шляхом оптимізації перетинів корпусу відповідно до розподілу внутрішніх напружень.

Так може бути зменшені перетини стінок з боку камери всмоктування й утворення поясів, що зміцнюють корпус в зоні передніх втулок навколо корпусу, причому теж різної товщини (рис. 4.1).

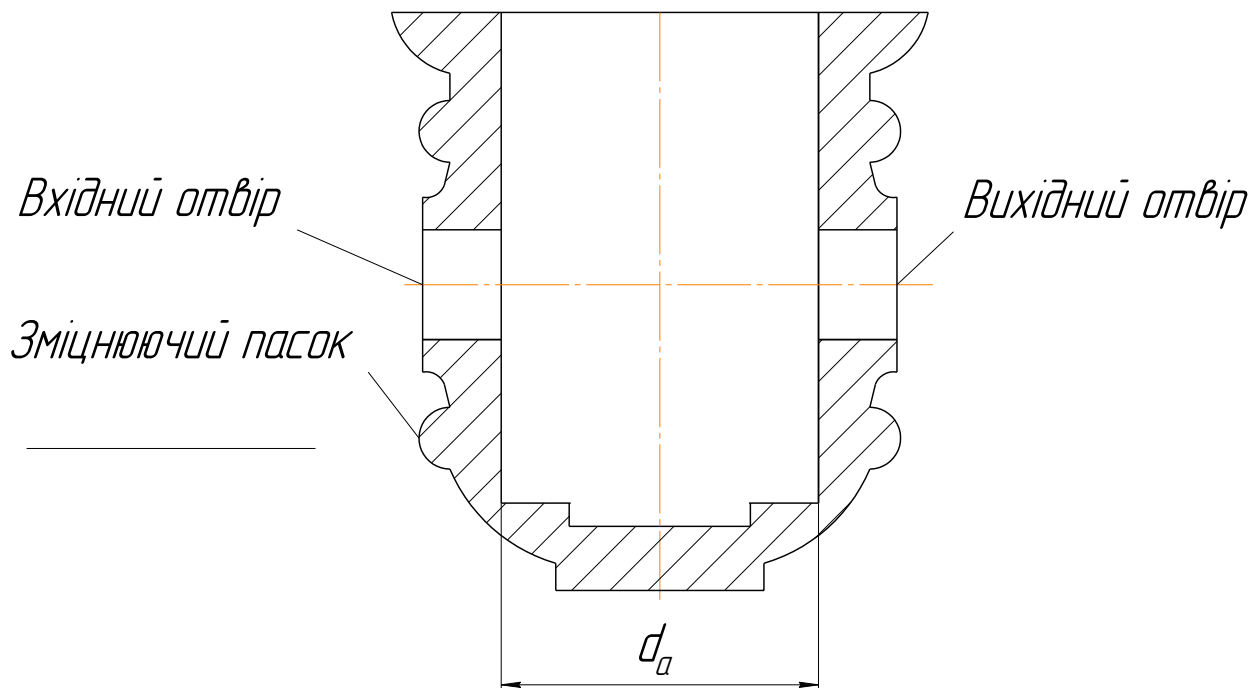


Рисунок 4.1 - Схема корпусу шестеренного насоса з пасками, що його зміцнюють

При цьому, слід зауважити наступне. Із рис. 3.9 витікає, що максимальна швидкість зменшення деформацій відповідає відношенню зовнішнього до внутрішнього діаметрів в межах: $k=1...1,1$. Далі з зростанням цього співвідношення швидкість зменшення напружень і деформацій корпусу різко зменшується. Виходячи з цього, витікає, що максимальна товщина оболонки не повинна перевищувати 10...20 % внутрішнього діаметра (див. рис. 3.9).

Тому кращим рішенням з точки зору максимально раціонального використання якості міцності матеріалу корпусу є використання товщини корпусу в зазначених межах.

Значний інтерес представляють графіки деформацій корпусу в поперечному перерізі в області верхніх втулок. Як видно з рис. 3.2, 3.3 і 3.4 деформація корпусу нерівномірна. І якщо підвищені деформації корпусу з боку камери нагнітання природні, то низькі деформації уздовж вертикальної осі (рис. 3.2, 3.3 і 3.4.) явище неочевидне. Як бачимо з рис. 3.2, 3.3 і 3.4 зазначені деформації не тільки близькі до нуля, але і можуть бути негативними.

Виходячи з цього в області мінімальних напружень можна зменшити переріз корпусу без зниження міцності корпусу. Зокрема, уздовж горизонтальної осі можна вивести два вихідних отвори (рис. 4.2).

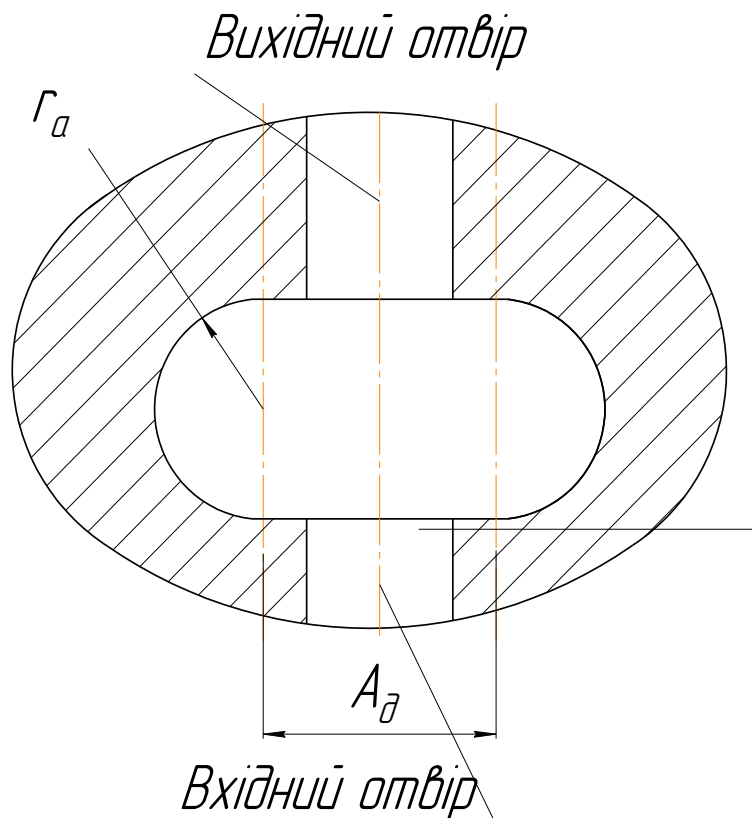


Рисунок 4.2 - Схема корпусу шестеренного насоса з асиметричним розподілом матеріалу відповідно до внутрішніх напружень

Зменшення області високого тиску, що діє на корпус призводить до зменшення напружень, що виникають у корпусі і зниженню навантаження на підшипники, що знижує, крім того сили тертя в підшипниках і приводить до росту механічного ККД шестеренного насоса.

Зниження площі, на яку діє тиск шляхом обмеження камери високого тиску по периметру реалізований у шестеренних насосах з обмеженою камерою високого тиску конструктивного виконання типу НШ- А.

У дисертації Грязева В.В. [34] пропонується так само обмежувати камеру високого тиску по висоті. В даний час на ВАТ «Гідросила» м. Кропивницький насоси такого типу доведені до промислового впровадження і почато їхній серійний випуск - це нові насоси типу НШ-УК.

Аналізуючи залежність (3.7) приходимо до наступного. З ростом осьових напружень σ_z радіальні навантаження знижуються. Звідси впливає таке рішення. Уже при збиранні шестеренного насоса створити внутрішні напруження розтягування, наприклад шляхом затягування болтів кріплення кришки, що відповідно до залежності (3.7) приведе до зниження радіальних деформацій.

Пропонується конструкція корпусу шестеренного насоса, в якому робоча рідина під тиском, що створює насос підсилює корпус. Це можна реалізувати у

вигляді подвійного корпусу. Перший внутрішній корпус під впливом зовнішнього тиску робочої рідини практично не піддається деформаціям (див. рис. 4.3). Що запобігає перекиосу вузла , що качає, у процесі роботи насоса.

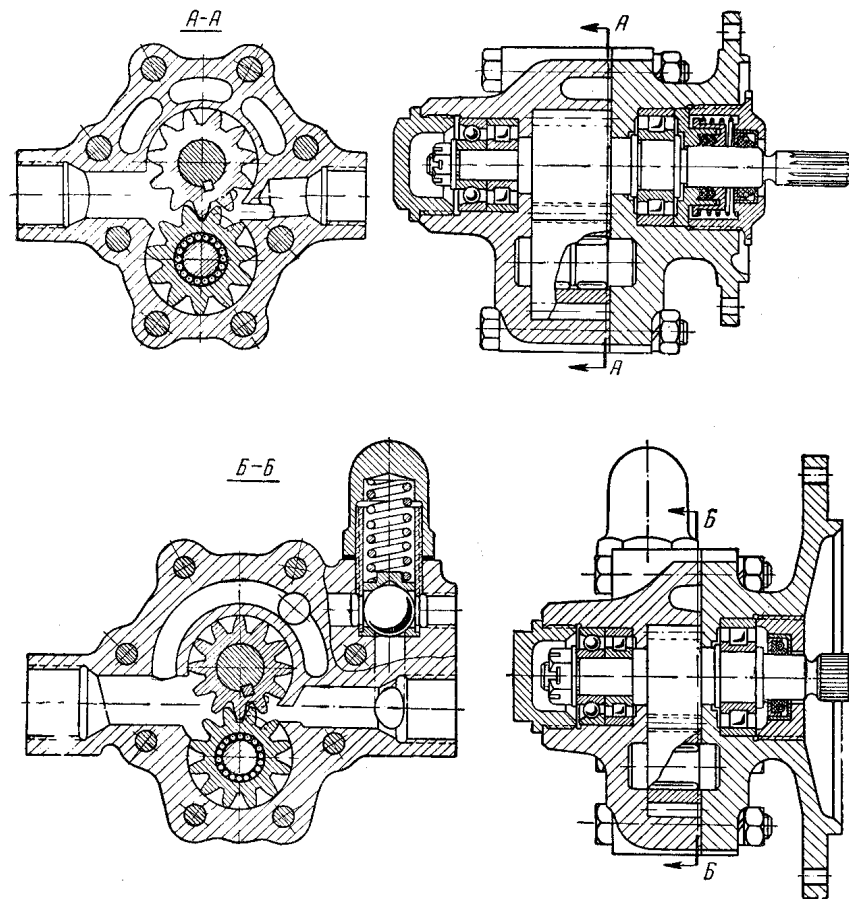


Рисунок 4.3 - Схема подвійного корпусу шестеренного насоса

ВИСНОВКИ.

1. Пропозиція насосів з обмеженою камерою високого тиску в даний час, для даного рівня тиску, що розвивається шестеренними насосами загалом знімає гостру проблему подальшого зміцнення корпусу.

2. Для подальшого удосконалювання корпусу необхідно створення нової теоретичної моделі, заснованої на методах кінцевих елементів із використанням для розрахунку сучасних засобів обчислювальної техніки.

3. Але оскільки критерієм істини є практика, те звичайно ж, для подальшого удосконалювання корпусу, його зміцнення, зниження маси необхідно створення серйозної дослідної бази по створенню і дослідженню експериментальних корпусів

насосів, а також подальшого розвитку експериментальної бази даних, що доречі потребує значних витрат.

4. У звіті приведений ряд напрямків по подальшому напрямку пошукових досліджень для створення корпусу, здатного витримати будь-яке наперед заданий тиск.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проаналізувавши джерела науково – технічної інформації було встановлено, що існуючі конструкції корпусів шестеренних насосів, як з двома кришками, так і з однією мають свої переваги і недоліки, а тому вибір конструкції корпусу залежить від виробника, а також від замислів конструкторів і технологів по подальшому вдосконаленню шестеренних насосів.

2. Різноманітні методи зміцнення корпусів мають, як конструктивні, так і технологічні спрямування. Одним з найбільш дієвих методів зміцнення корпусів є методи пластичного деформування.

3. Виходячи з припущення, що корпус шестеренного насоса є полімциліндром нами були розглянуті та проаналізовані методи його розрахунку.

4. Теоретичними дослідженнями було отримане нове знання, щодо швидкості убування внутрішніх напружень і деформацій корпусу від зміни співвідношення його зовнішнього діаметру до внутрішнього.

5. Запропоновано ряд напрямків, як конструктивних так і технологічних методів зміцнення корпусів шестеренного насоса, які втім, потребують подальших теоретичних і експериментальних досліджень.

Список використаної літератури

1. Любимов Б.А. Развитие объемного гидравлического привода в тракторах. “Тракторы и сельхозмашины”, 1970, № 4, с. 25 – 26.
2. Гончаров Н.Н. Исследование процесса восстановления корпусов насосов НШ пластической деформацией. Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., МАДИ, 1971, 21 с.
3. Грязев В.В., Дроздов А.Б. Исследование нагруженности корпусов шестеренных насосов. В сб. “Механизированные процессы строительного производства”, МВ ССО РСФСР. Волгоград. Волгоградский политехнический институт, 1974, с. 33-37.
4. Грязев В.В., Сдобин Б.З., Тихомиров В.М. Ускоренные испытания корпусов шестеренных насосов типа НШ на гидродинамическом стенде. В сб. “Развитие гидрофикации тракторов и сельскохозяйственных машин”. Тезисы докл. Всесоюзн. научно-техн. конф. в Виннице 9-11 дек. 1975 г. М., НАТИ, с. 87.
5. Грязев В.В., Сдобин Б.З. и др. Повышение усталостной прочности корпусов шестеренных насосов выбором оптимальной толщины дна. В сб. “Гидропривод и автоматика в тракторостроении”. М., ЦНИИТЭНтракторосельхозмаш, вып. 2(9), 1977, с. 23-36.
6. Додин Л.Г. О кавитации в шестеренном насосе. В сб. “Гидропривод и гидропневмоавтоматика”. Киев, “Техника”. Вып. 3, 1968, с. 174-176.
7. Иванов Н.Т., Янсон В.П. Исследование причин разрушения некоторых деталей шестеренных насосов НШ. В кн. “Труды Латвийской сельскохозяйственной академии”. Елгава, вып. XIX, 1967, с. 273-283.
8. Кугель Р.В. Ускоренные ресурсные испытания в машиностроении. М., “Знание”, 1963, 88 с.
9. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа. М., “Машиностроение”, 1971, 200 с.
10. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. М., “Машиностроение”, 1964, 236 с.
11. Вышенский И.И. Шестеренная гидромашина. Авт. свид. 363880.
12. Гордеева Т.А., Кегина И.П. Анализ излома при оценке надежности материалов. М., “Машиностроение”, 1976. 200 с.
13. Додин Л.Г. Шестеренные насосы гидравлических навесных систем сельскохозяйственных тракторов. М., НИИавт, серия “Автомобилестроение”, 1967, 48 с.
14. Dowty modern higt perfomanke gear pumps. Dowty Hydraulik Units. Ltd Cheltenham. February, 1970, 26 p.

15. Исследования по упрочнению литых корпусов шестеренных насосов НШ-10Е местной пластической деформацией с целью повышения рабочего давления до 14,0 – 16,0 МПа. Отчет НИР по теме ОТ6-3/120-76. Рук. С.н.с. Грязев В.В. Волгоград ВНИИТИ, 1978, 28 с.

16. Рыкова М.П., Тихомиров В.М., Дубинко В.Ю., Никаноров И.А., Грязев В.В., Борисов З.А., Бурхина А.И., Герман Г.В. Разработка сплава для корпусов гидронасосов с рабочим давлением до 200 атм. В сб. “Развитие гидрофикации тракторов и сельхозмашин”. Тезисы докл. Всесоюзн. научн. Техн. конф. в Виннице 9 – 11 дек. 1975. М., НАТИ, 1975.

17. Тихомиров В.М., и др. Сплав на основе алюминия. Авт. свид. № 486068 “Открытия. Изобрет. Пром. образцы. Товарные знаки”. 1976, № 36, с. 72.

18. Тихомиров В.М., и др. Сплав на основе алюминия. Авт. свид. № 518528 “Открытия. Изобрет. Пром. образцы. Товарные знаки”. 1976, № 23, с. 83.

19. Отраслевая методика стендовых ресурсных испытаний шестеренных насосов. М., ОНТИ-НАТИ, 1977, 10 с.

20. Слобин В.З., Грязев В.В. Гидродинамический стенд для ускоренных испытаний корпусов шестеренных насосов. В сб. “Ускоренные методы испытаний на надежность технических систем”. Тезисы докл. Всесоюзной научно-технической конф. в Минске 29 – 31 мая 1972 г. М., 1972, с. 178 – 179.

21. Насос шестеренный НШ – 46У. Паспорт НС НШ – 46У. Винница, МТСХМ, ВЗТА, 1974, 4 с.

22. Мудряк В.Н. Исследование работоспособности шестеренчатых насосов гидросистем тракторов и сельхозмашин. Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Кишинев, КСХИ, 1968, 16 с.

23. Янсон В.П., Иванов Н.Т., Грундулис А.П. Методика измерений напряжений деталей агрегатов гидропривода с использованием тензорезистивного эффекта. В кн. “Труды латвийской сельскохозяйственной академии”. вып. XIX. Елгава, 1967, с. 273 – 283.

24. Гейбулл Б. Усталостные испытания и анализ их результатов. М., “Машиностроение”, 1964, 275 с.

25. Wadaworth H.T. Hudchings. – J. Philos. Mag., 3(1968), p. 1154.