

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
НУБІП України
МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка

УДК 631.354.02

НУБІП України

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного
факультету

д.т.н., професор

Братішко В.В.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри технічного сервісу
та інженерного менеджменту

імені М.П.Момотенка

Роговський І.Л.

НУБІП України
2023 р. 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: «Удосконалення експлуатаційних показників групових різьбових з'єднань двигунів зернозбиральних комбайнів в умовах ТОВ «Titan Machinery»»

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»

Освітня програма – «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, проф.

«підпис»

Братішко В.В.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент

«підпис»

Дев'ятко О.С.

Виконав

«підпис»

Литвиненко А.О.

НУБІП України
Київ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка
І.Л.Роговський
“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Литвиненку Андрію Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»
Освітня програма – «Агроінженерія»
Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Удосконалення експлуатаційних показників групових різьбових з'єднань двигунів зернозбиральних комбайнів в умовах ТОВ «Titan Machinery»»
затверджені наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 року №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру: 10.11.2023 р.

Вихідні дані до роботи:

~~Науково – технічна література, результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах експлуатаційних показників групових різьбових з'єднань двигунів зернозбиральних комбайнів~~

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан проблеми неточного збирання групових різьбових з'єднань при ремонті вузлів
2. Теоретичні передумови і обґрунтування контролю сили затяжки
3. Методика проведення експериментальних досліджень технічних засобів, інструментів та матеріалів для проведення експериментальних досліджень
4. Результати експериментів і оцінка економічної ефективності дослідження впливу стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту
5. Оцінка економічної ефективності від впровадження методики складання групових різьбових з'єднань

Дата видачі завдання 18.09.2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

О.С. Дев'ятко
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

А.В. Литвиненко
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота містить розрахунково-пояснювальну записку на 97 стор. машинописного тексту.

Ключові слова: закономірності, залежності, різьбове з'єднання, точність, зтяжка, поверхня, момент, системний, методика, дослідження, прибуток.

Отримані функціональні залежності дають можливість обчислення величини необхідного моменту зтягування без встановлення величини сили зтягування і коефіцієнтів тертя різьбових поверхонь в явному вигляді.

Встановлено і оцінено вплив стану різьбового з'єднання на точність контролю сили зтягування на момент.

Експериментально оцінено якість прилягання спряжених поверхонь деталей, що з'єднуються, ремонтваного вузла (агрегату) при зтягуванні групових різьбових з'єднань (ГРЗ) до величини рекомендованого технічними умовами на складання моменту і при складанні групових різьбових з'єднань (ГРЗ) за розробленою методикою.

НУБІП України

ЗМІСТ

ВСТУП.....

6

1. СТАН ПРОБЛЕМИ НЕТОЧНОГО ЗБИРАННЯ ГРУПОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИ РЕМОНТІ ВУЗЛІВ..... 9

1.1. Загальні відомості..... 9

1.2. Коефіцієнти тертя в різьбових з'єднаннях..... 11

1.3. Аналіз причин і наслідків неточної (нерівномірної) затягування ГРЗ..... 13

1.4. Аналіз методів, способів і засобів контролю сили затягування..... 20

1.4.1. Метод контролю сили затягування по моменту..... 21

1.4.2. Метод контролю сили затягування по куту повороту болта (гайки)..... 23

1.4.3. Метод контролю сили затягування по величині деформації болта..... 25

1.4.4. Метод контролю сили затягування по величині деформації шайби..... 29

1.4.5. Комбінований метод контролю сили затягування по моменту і кута повороту болта..... 30

2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНТРОЛЮ СИЛИ ЗАТЯГУВАННЯ..... 38

2.1. Силowe співвідношення в різьбовому з'єднанні при загвинчуванні і відгвинчуванні..... 38

2.2. Теоретичне обґрунтування контролю сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування..... 47

2.3. Розробка методики складання групових різьбових з'єднань..... 52

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... 59

3.1. Ціль і завдання експериментальних досліджень..... 59

3.2. Вибір технічних засобів, інструментів та матеріалів для проведення експериментальних досліджень..... 60

3.3. Методика дослідження впливу стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування на момент..... 60

3.4. Методика оцінки точності забезпечення сили затягування під час контролю через відношення моментів відгвинчування і загвинчування..... 64

3.5. Методика дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла.....	64
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ І ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	68
4.1. Результати дослідження впливу стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту.....	68
4.2. Результати оцінки точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування та загвинчування.....	76
4.3. Результати дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла, що ремонтується.....	77
5. ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ МЕТОДИКИ СКЛАДАННЯ ГРУПОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	84
ВИСНОВКИ.....	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	92

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Розвиток агропромислового комплексу країни неможливий без надійної техніки. Недостатня надійність сільськогосподарської техніки призводить до зниження її продуктивності і збільшення засобів на забезпечення її працездатності.

Одним із факторів, що визначають надійність відремонтованих машин в сільському господарстві, є точність затягування різьбових з'єднань.

У роботі розглянута проблема низькою точності затягування групових різьбових з'єднань (ГРЗ) вузлів машин, що ремонтуються. Проблема є актуальною, так як неточна і, як наслідок, нерівномірне затягування ГРЗ призводить до зниження надійності вузлів і машин в цілому.

Існують різні методи контролю осьової сили затягування (далі сили затягування) різьбових з'єднань, але в більшості випадків, контроль здійснюють методом прикладення крутного моменту з допомогою динамометричних (моментних) ключів.

При складанні вузла, який ремонтується рекомендований технічними умовами на складання момент затягування не гарантує забезпечення необхідної (розрахункової) величини сили затягування з достатньою точністю. Причиною цього є невідповідність фактичних коефіцієнтів тертя в різьбовому з'єднанні розрахунковим, що пояснюється змною (нестабільністю) стану різьбових з'єднань в процесі експлуатації. Відхилення створеної величини сили затягування від необхідною по різним оцінок може досягати $\pm 25 \dots 38\%$. Така

низька точність контролю неприпустима при складанні відповідальних та особливо відповідальних ГРЗ. Максимально допустиме відхилення від необхідної величини сили затягування при складанні особливо відповідальних ГРЗ (болти шатунів, кришок корінних підшипників і т.п.) складає $\pm 5\%$, відповідальних різьбових ГРЗ (болти головок циліндрів, піддонів картерів і т.п.) $+5 \dots -15\%$.

Дослідженню питань розрахунку і технології складання різьбових з'єднань присвячена значна кількість наукових робіт вітчизняних і зарубіжних авторів,

зокрема: Н.С. Жуковського, І.А. Біргера, Р.Б. Йосилевича, М.А. Саверіна, М.П. Новікова, В.Д. Продана, Н.Л. Клячкіна, С.Б. Жукова, І.Л. Бласра, С.А. Корніловича, А.В. Ланшикова, В.Д. Утенкова, С.Н. Леонова, А.Н. Потьомкіна, Н.М. Вагабова, Р.Таймінгса, Л.Мадушки, В.М. Липки, К. Чанга та багатьох інших.

Розроблено безліч методів, способів і засобів складання різьбових з'єднань, однак, проблема низької точності (нерівномірності) затягування ГРЗ вузлів у процесі ремонту сільськогосподарської техніки залишається не вирішеною.

Загальновідомим є те, що нерівномірне затягування ГРЗ викликає залишкову деформацію спряжених деталей і спотворення макрогеометрії їх спряжених поверхонь при експлуатації вузлів, а відповідальні деталі мають жорсткі допуски на відхилення. Наприклад, гранично допустимі відхилення від площинності спряжених поверхонь головок циліндрів (ГБЦ) і блоків двигунів зазвичай не більше 0.02...0.05 мм на 100 мм довжини. За офіційним даними досліджень на деформацію спряженої поверхні доводиться 28% від всіх дефектів ГБЦ при середньорегіональній кількості дефектних головок 900 од. в рік.

За даними робіт Вагабова Н.М. нерівномірна затяжка болтів ГБЦ, спричинена низькою точністю контролю сили затягування по моменту, що спотворює геометричну точність робочих поверхонь циліндрів, овальність яких може збільшуватися на 25-75%, конусність на 35-40%, що виходить за межі допуску. У свою чергу це дуже негативно дається взнаки на ресурс циліндропоршневої групи та двигуна загалом.

При затягуванні ГРЗ вузлів, що ремонтуються, з рекомендованим технічними умовами моментом нерідко бувають випадки зриву різьби та руйнування шпильок болтів. Наприклад, по даними ТОВ «Titan Machinery» за 2021 рік зафіксовано 117 випадків зриву різьби (руйнування) силових шпильок (болтів) в процесі монтажу ГБЦ двигунів, що ремонтуються (сімейства CASE, CASE 155, ЗІЛ-130, Д-240, CASE 110, Д-442 і ін) при дотриманні рекомендованих моментів затягування.

Таким чином, численні несправності сільськогосподарської техніки,

пов'язані з різьбовими з'єднаннями, а також систематичні ушкодження (руйнування) різьбових з'єднань при їх затигування є передумовами для пошуку нових шляхів удосконалення технології збирання ГРЗ вузлів машин, які ремонтуються.

Підвищити точність і рівномірність затигування ГРЗ пропонується застосуванням на практиці контролю сили затигування через відношення моментів відгвинчування і загвинчування, який дозволяє експериментально скоригувати значення рекомендованого моменту затигування шляхом непрямого обліку реальних коефіцієнтів тертя (без встановлення їх числових значень) в конкретному різьбовому з'єднанні і обчислення для нього необхідного моменту затигування.

Об'єктом досліджень є технологічний процес збирання групових різьбових з'єднань вузлів машин, що ремонтуються

Предметом досліджень є закономірності взаємозв'язку моменту та сили затигування

Метою роботи є підвищення точності і рівномірності затигування ГРЗ вузлів машин, що ремонтуються.

Завдання досліджень:

1. Здійснити аналіз проблеми неточності (нерівномірності) затигування ГРЗ вузлів машин, які ремонтуються, виявити причини виникнення нерівномірності затигування.

2. Теоретично обґрунтувати контроль сили затигування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування, на основі чого розробити методіку складання ГРЗ вузлів машин, які ремонтуються.

3. Експериментально дослідити вплив стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затигування та момент.

1. СТАН ПРОБЛЕМИ НЕТОЧНОГО ЗБИРАННЯ ГРУПОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИ РЕМОНТІ ВУЗЛІВ

1.1. Загальні відомості

Забезпечення надійною роботи різьбового з'єднання - завдання конструктора, технолога та експлуатаційника.

Неточна (Нерівномірна) затягування різьбових з'єднань, зокрема групових (наприклад, кріплення кришок корінних підшипників двигунів, кришок шатунів, головок циліндрів, фланців редукторів приводу насосів, піддонів картерів і т.д.), може звести до нуля \forall результати робіт по конструювання та виготовлення не тільки самих різьбових з'єднань, а й деталей, що з'єднуються ними.

Різьбові з'єднання є самим поширеним видом роз'ємного з'єднання. Вони характеризуються простотою і зручністю складання (розбірки), універсальністю і взаємозамінністю. У конструкціях машин різьбові з'єднання складають до 30% від загальної кількості з'єднань.

У силових агрегатах машин 80% різьбових з'єднань безпосередньо впливають на їх працездатність при експлуатації. Для відмови машини достатньо одного недотягнутого або перетягнутого різьбового з'єднання в одному з відповідальних вузлів: кривошипно-шатунному механізмі, коробці передач, кріпленні ГБЦ і т.д.

Застосовуються різьбові з'єднання, які збираються з контролем (переважно) та без контролю сили затягування. У сучасних тракторів, комбайнів і автомобілів більшість різьбових з'єднань мають суворо нормовану величину сили затягування.

Найбільш поширені конструкції різьбових з'єднань, застосовувані в виробництві сільськогосподарської техніки, наведено на рис. 1.1.

Надійність ГРЗ визначається:

- точністю забезпечення необхідною (розрахунковою) величиною сили затягування в процесі складання;
- рівномірністю розподілу сил затягування в різьбовій групі;

стабільністю сили затягування в процесі експлуатації.

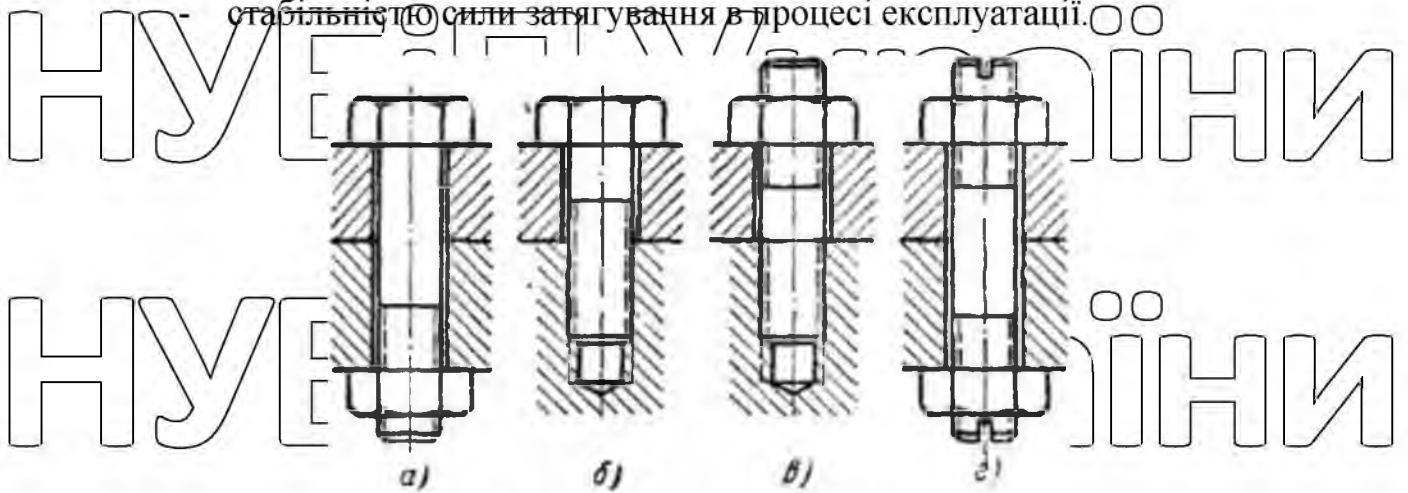


Рис. 1.1 – Типові різьбові з'єднання

(а - болтове; б - гвинтове; в, г - Шпилькове).

Для надійного та герметичного ГРЗ вузла головною вимогою при складанні є забезпечення максимальною точністю і рівномірності розподілу сил затягування. Точність і рівномірність розподілу сил затягування реалізуються в процесі складання ГРЗ різними способами.

Сила затягування F створює певний контактний тиск на стику деталей, що з'єднуються (рис. 1.2), забезпечуючи тим самим необхідну щільність і герметичність стику при дії зовнішньої (робочої) сили на з'єднання в процесі роботи вузла.

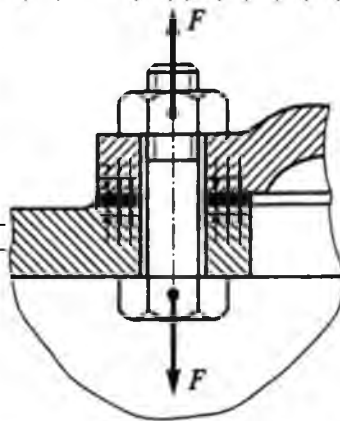


Рис. 1.2 - Дія сили затягування в різьбовому з'єднанні

Необхідна величина сили затягування визначається в процесі проектування вузла конструктором. Чим точніше реалізована необхідна сила затягування у

процесі складання, тим надійніше і довговічне з'єднання.

Запитаннями підвищення точності і рівномірності затягування різьбових з'єднань займалися такі вчені як: І. А. Біргер, Г. Б. Йосилевич, М. П. Новіков, В. Б. Жуков, І. Л. Блаер, С. А. Корнілович, А. В. Ланшиков, В. Д. Утенков, А. Н. Потьомкін, Ю. А. Кузьмін, Б. В. Гусаков, Б. Ю. Житніков, В. І. Зін'єв, М. Л. Гельфанд, Я. І. Ципенюк, В. Т. Чаїнов, В. В. Устїнов, В. І. Максак, Б. П. Барканів, Е. Б. Цхай, А. С. Ганцевич і ін. Незважаючи на безліч розроблених способів, методів та засобів збирання проблема неточності затягування різьбових з'єднань при ремонті вузлів машин залишається невирішеною. Безліч робіт спрямовані на підвищення точності затягування при автоматизоване складання різьбових з'єднань у виробничих умовах виготовлення вузлів і недостатньо уваги приділено способам (шляхам) підвищення точності та рівномірності затягування ГРЗ при складанні вузлів в умовах ремонту машин.

1.2. Коефіцієнти тертя в різьбових з'єднаннях

За даними численних експериментальних досліджень коефіцієнти тертя в різьбових з'єднаннях в процесі експлуатації нестабільні і залежать від цілого ряду факторів: шорсткості робочих різьбових поверхонь, наявності і виду мастила, наявності і виду покриття, наявності абразивних частинок або корозії в зоні контакту спряжених різьбових поверхонь, швидкості закручування та і т. д. Особливістю експлуатації сільськогосподарської техніки в тому, що вона постійно схильна до впливу агресивного середовища. У міру напрацювання стан різьбових з'єднань змінюється (корозія, забруднення, зношування заводських покриттів і т. д.), при цьому коефіцієнти тертя різьбових поверхонь розсіюються в широкому діапазоні від 0.05 до 0.5.

У роботі Алієва Ф. К. розглянуто вплив атмосферної корозії на різьбові з'єднання в процесі експлуатації сільськогосподарської техніки. У роботі підтверджується факт негативного впливу атмосферної корозії на складально-розбірні операції і надійність різьбових з'єднань. Під впливом вібрацій і змінних навантажень в різьбових з'єднаннях виникають відносні мікропереміщення

спряжених різьбових поверхонь, що є причиною їх зношування в умовах фреттинг-корозії. Корозія та абразивні частинки, що потрапляють у різьбове з'єднання, що змінюють шорсткість робочих поверхонь, збільшують сили тертя, тим самим, впливають на точність затягування різьбових з'єднань.

У роботі Іосилевича Г.Б. представлені приблизні значення коефіцієнтів тертя в різьбі та на опорній поверхні гайки (таблиця 1.1) залежності від виду покриття і мастильного матеріалу, отримані експериментальним шляхом.

З таблиці 1.1 видно, що мастильні матеріали зменшують на 20-40% стабілізують коефіцієнти тертя (зменшують їх розсіювання). Однак користуватися на практиці табличними значеннями коефіцієнтів тертя для визначення необхідних моментів затягування недоцільно.

Сьогодні усе більше знаходять своє застосування в складальних операціях різьбові фіксатори або клеї-герметики.

Таблиця 1.1

Коефіцієнти тертя у різьбі f_p та на опорній поверхні гайки f_T

Покриття	Коефіцієнт тертя	Без мастильного матеріалу	Солідол	Машинна олива	Машинна олива з добавкою двохсірчистого молібдену (20%)
Без покриття	f_p	0.32-0.52	0.18-0.23	0.16-0.21	0.11-0.15
	f_T	0.14-0.24	0.10-0.14	0.11-0.14	0.07-0.10
Кадмієве	f_p	0.24-0.32	0.15-0.25	0.16-0.22	0.11-0.15
	f_T	0.12-0.24	0.05-0.15	0.05-0.13	0.04-0.07
Цинкове	f_p	0.24-0.40	0.15-0.20	0.14-0.19	0.14-0.19
	f_T	0.07-0.10	0.09-0.11	0.08-0.11	0.06-0.09
Фосфатне	f_p	0.15-0.23	0.15-0.20	0.15-0.19	0.14-0.17
	f_T	0.09-0.12	0.10-0.13	0.09-0.13	0.07-0.10
Оксидне	f_p	0.50-0.84	0.39-0.51	0.37-0.47	0.15-0.21
	f_T	0.20-0.43	0.19-0.29	0.19-0.29	0.07-0.11

Матеріал болта і гайки сталь 45, різьби М10

Різьбові фіксатори (клеї-герметики) використовують для герметизації різьбовий пари від вологи, а також для запобігання можливого мимовільного відгвинчування різьбовий деталі в процесі роботи вузла. Клей-герметик наноситься на різьбову поверхню, після чого виготовляється затягування

різбового з'єднання. У затягнутому стані відбувається відкидання клею, в результаті чого в контактні витки різьби утворюється міцний адгезійний зв'язок. Наявність клею-герметика в контактні різбових поверхнях, що труться, при затягуванні також впливає на значення коефіцієнтів тертя, що необхідно враховувати при контролі сили затягування по моменту.

При ручній затяжці динамометричними ключами необхідно враховувати, що швидкість обертання ключа впливає на значення коефіцієнтів тертя, відповідно і на значення моменту на ключі. З збільшенням швидкості затягування коефіцієнти тертя зменшуються, і навпаки. Тому важливо дотримуватися максимально рівномірне обертання інструменту при затягуванні кожного різбового з'єднання ГРЗ, виключаючи затягування "ривками".

1.3. Аналіз причин і наслідків неточної (нерівномірної) затягування ГРЗ

Можна виділити дві групи факторів, які зумовлюють появу нерівномірності розподілу сил затягування в ГРЗ вузла, який ремонтується:

- технологічні (мають місце безпосередньо в процесі складання),
- експлуатаційні (виникають в процесі роботи вузла).

До технологічних факторів відносяться похибка методів і засобів контролю сили затягування, невідповідність розрахункових параметрів фактичним (коефіцієнтів тертя, геометричних розмірів різьби, коефіцієнтів податливості і т.д.), перенапружень и сил у ГРЗ при послідовній затяжці, людський фактор.

В процесі складання технологічні фактори призводять до відхилення від необхідної величини сили затягування в велику або меншу сторону (перетягнуте або недотягнуте з'єднання).

Найбільший вплив на точність затягування надає похибка методів контролю. Самим простим і зручним в застосуванні є метод контролю сили затягування по моменту. Однак даний контроль має велику похибку. У процесі складання різбового з'єднання вузла, що ремонтується, відхилення створеною величини сили затягування від необхідної за різними оцінками може досягати

+25...38%. Величина такої похибки неприпустима при складанні ГРЗ вузлів сільськогосподарської техніки, що ремонтується.

Причиною даного відхилення (похибки) є невідповідність фактичних коефіцієнтів тертя спряжених у процесі затягування різьбових поверхонь розрахунковим, що пояснюється зміною (нестабільністю) стану різьбових з'єднань під час експлуатації. Нестабільність стану різьбового з'єднання обумовлена зміною шорсткості різьбових поверхонь, корозією і забрудненням, зношуванням заводських антикорозійних і протизадирних покриттів, застосуванням різних мастильних і розкислюючих матеріалів при роботі з різьбовими з'єднаннями і т.д. Тому при одному і том ж значенні моменту на ключі в залежності від стану різьбового з'єднання (Коефіцієнтів тертя) сила затягування може приймати різні, значно відмінні один від одного, значення.

Аналіз технологічного процесу ремонту на ремонтно-сервісних підприємствах ТОВ «Степове» і ТОВ «Titan Machinery» показав, що різьбові деталі (шпильки, болти, гайки) піддаються інтенсивному іржавінню після технологічної операції мийки вузлів (деталі). Наприклад, на рис. 1.3 та 1.4 представлені шпильки ГБЦ двигунів CASE, CASE 155 та CASE 110, які пройшли мийку. Наявність деякої корозії на різьбових поверхнях шпильок (болтів) не означає їх непридатність до подальшої експлуатації, однак зміна стану поверхні необхідно враховувати.

Однією з причин нерівномірної затягування ГРЗ вузлів, що ремонтуються, може стати наявність (відсутність) або відмінність виду мастила в окремих різьбових з'єднаннях групи. Для прикладу можна навести кріплення ГБЦ двигунів, де, як правило, середній ряд болтів ГРЗ конструктивно розташований під кришкою ГБЦ, що не виключає влучення моторного олії в з'єднання даного ряду, а решта болтів ГРЗ конструктивно розташовані зовні і піддаються впливу корозії і забруднення при експлуатації.

ОСТ 37.001.050 - 73 «Затягування різьбових з'єднань. Норми затягування» містить норми рекомендованих моментів затягування для кріплення різьбових.

з'єднань різного діаметра та класу міцності, а також враховує випадок застосування мастиля при складанні і пояснює, що при застосуванні мастильних матеріалів або зміні виду мастила величину рекомендованого моменту необхідно

коригувати. Величина коригування повинна бути визначена експериментально.



Рис. 1.3 – Шпильки ГБЦ перед збиранням двигуна CASE 135 після мийки



Рис. 1.4 – Шпильки ГБЦ перед збиранням двигуна CASE 110 після мийки

Нерідко в процесі ремонту вузлів машин зрив різьби в отворах корпусів деталей відновлюють розточуванням і нарізуванням різьби під більший діаметр. Внаслідок того фактичні значення коефіцієнтів тертя та геометричні розміри різьби вже не відповідають розрахунковим, що впливає на зателність моменту

від сили затягування. Для відновленого різьбового з'єднання значення моменту необхідно визначати заново з урахуванням даних зміни.

При складанні ГРЗ вузлів, що ремонтуються, причиною нерівномірної затягування може бути великий інтервал величини рекомендованого технічними умовами моменту затягування. Через людський фактор, затягування кожного різьбового з'єднання групи може проводитися не до одного значення моменту, а до різних, потрапляють в інтервал рекомендованого моменту.

З аналізу робіт дослідників в цьому напрямку можна зрозуміти, що у технічних умовах на складання ГРЗ двигунів закордонного виробництва, затягування ГРЗ рекомендують виробляти переважно до конкретної (однієї) величини моменту. Це ж спостерігається і в деяких технічних умов на складання ГРЗ двигунів вітчизняного виробництва.

Особливість складання ГРЗ у тому, що в процесі послідовної затягування різьбових з'єднань відбувається перенапружень сил затягування, так як затягування кожного наступного болта (Гайки) різьбовий групи наводить до ослаблення сили затягування в раніше затягнутому болті. Тому складання ГРЗ завжди виготовляється в кілька етапів і з певною послідовністю. Кількість етапів (зазвичай 3-4) та найбільш оптимальна схема затягування болтів визначається конструктором та вказується в технічних умовах на складання вузла. Зазвичай при затяжці ГРЗ (3 етапи) першому етапі величину сили затягування створюють до 30% від розрахункового значення, другою етапі до 70%, третьому 100%.

При надмірній затяжці різьбових з'єднань у процесі збирання часто бувають випадки зриву різьби навіть при дотриманні рекомендованих технічними умовами на складання моментах, що пояснюється зміною стану різьбових з'єднань. Наприклад, по даними ТОВ «Titan Machinery» за 2021 рік зафіксовано 117 випадків зриву різьби (руйнування) силових шпильок (болтів) в процесі монтажу ГВЦ різних ремонтуються двигунів (сімейства CASE, CASE 155, ЗІЛ-130, Д-240, CASE 110, Д-442 та ін.) при дотриманні рекомендованих моментів затягування.

Експлуатаційні фактори визначають причини зниження величини сили затягування в різьбовій групі в процесі роботи вузла. До них відносяться деформаційне згладжування мікронерівностей спряжених поверхонь в стик деталей і в самих різьбових з'єднаннях (осада мікронерівностей), можливі залишкові деформації стрижня болта (шпильки), релаксація напружень затягування, самовідгвинчування тощо.

Відхилення від розрахункової величини сили затягування при складанні різьбового з'єднання в меншу сторону (недотягнуте з'єднання) тягне до збільшення амплітуди вібрацій деталей в процесі роботи вузла, що в свою черга сприяє процесу самовідгвинчування різьбового з'єднання і може стати причиною передчасного руйнування з'єднання від втоми.

Крипильні різьбові з'єднання при постійних навантаженнях належать до числа самогальмуються, так як зазвичай коефіцієнт тертя спокою більше 0.06 і наведений кут тертя в різьбі більше кута підйому різьби. Однак при вібраціях коефіцієнти тертя в різьбі та на торці гайки (головки болта) зменшуються, умова самогальмування може порушуватися, в результаті чого може відбуватися самовідгвинчування. Для запобігання самовідгвинчування при складанні різьбових з'єднань використовують різні елементи стопоріння.

Величина «падіння» сили затягування в такому випадку визначається:

$$\Delta F = \frac{\varphi_{\Gamma} \cdot P}{2\pi (\lambda_{\text{Б}} + \lambda_{\text{Д}})}, \quad (1.1)$$

де φ_{Γ} - кут повороту гайки при самовідкручування, град;

P - крок різьби, м;

$\lambda_{\text{Б}}$ - коефіцієнт податливості болта (шпильки), м/Н;

$\lambda_{\text{Д}}$ - коефіцієнт податливості стягваних деталей, м/Н.

У процесі експлуатації в результаті віброповзучості металу можуть виникати залишкові деформації стрижня болта (шпильки). При цьому болт залишково подовжується, а на напружень у затягування зменшується, що може стати причиною нерівномірності сил затягування в ГРЗ.

У випадку надмірно затягнутого болта під впливом різких динамічних навантажень (детонація, удари і тощо) пружні деформації в тілі болта можуть "переходити" в пластичні, що також призводить до залишкового подовження болта, «втраті» сили затягування, або до руйнування стрижня болта.

Сила затягування в результаті залишкового подовження болта $\delta_{ост}$ зменшується на величину:

$$\Delta F = \frac{\delta_{ост}}{(\lambda_B + \lambda_D)}, \quad (1.2)$$

З формули (1.2) слід, що з збільшенням податливості елементів з'єднання величина «втрати» сили затягування зменшується.

При експлуатації може відбуватися зниження сили затягування в різьбовому з'єднанні через деформаційних процесів на поверхнях стиків деталей, що з'єднуються, в контакті витків різьби і на опорній поверхні гайки.

Для підвищення стабільності сили затягування при експлуатації конструктори та технологи прагнуть зменшення або обмеження можливої пластичної «осади» з'єднання, а також до збільшення податливості болта (шпильки) у з'єднанні. Зменшення «осади» може бути досягнуто зменшенням числа стиків в з'єднанні, відсутністю прокладок з м'яких матеріалів, підвищенням якості нарізування різьби і обробки стикових поверхонь деталей (зниженням висоти мікронерівностей), застосуванням високоміцних болтів, що дозволяють уникнути пластичного подовження.

Неточні (нерівномірне) затягування різьбових з'єднань є причиною несправностей в процесі експлуатації сільськогосподарської техніки в вигляді руйнувань різьбових з'єднань, деформації стягнених деталей, розгерметизації стиків вузлів, деформації і зриву різьби, підвищеною вібрації деталей вузлів, самовідвинчування гайок (болтів), інтенсивного зносу різьби.

З аналізу робіт дослідників, можна, можливо укласти, що нерівномірна затяжка ГРЗ кріплень ГБЦ двигунів (ДВЗ) надає негативний вплив на більше відповідальні послідання та механізми ДВЗ.

У роботі Вагабова Н.М. проведено дослідження впливу нерівномірності

затягування ГРЗ кріплення ГБЦ дизелів типу 4С8.5/11 на точність геометричної форми робочих поверхонь (дзеркал) циліндрів (гільз). Автор експериментально встановив, що нерівномірні контактні тиски, діючі з боку ГБЦ на опорні бурти втулок циліндрів, що є наслідком нерівномірного затягування ГРЗ, спотворюють геометричну точність дзеркал циліндрів. За даними роботи максимальна величина овальності циліндрів після затягування ГРЗ ГБЦ з контролем за моментом досягала 0,035 мм.

Наприклад, допуск на відхилення від циліндричності дзеркала гільзи двигунів ЯМЗ-238 – 0.025 мм, ЗІЛ-130 – 0.03 мм, OM904LA (Mercedes-Benz) – 0.012 мм, CASE 155-0.03, D0824LFC (MAN) - 0.008, D4DC (Hyundai) - 0.03 мм.

У роботі Утенкова В. Д. також наголошується, що нерівномірна затяжка ГРЗ ГБЦ спотворює геометричну точність дзеркал циліндрів, овальність яких збільшується на 25-75%, конусність на 35-40%. З аналізу робіт Кесарійського А.Г., Липки В.М., Рапацького Ю.Л. слідує, що нерівномірне затягування кріплення ГБЦ вносить суттєві спотворення в спочатку задану форму прецизійних поверхонь дзеркал циліндрів, що призводить до зростання кінематичних втрат в циліндро-поршневій групі.

В результаті спотворення геометрії дзеркала циліндра стабільність зазору з'єднанні «поршень-циліндр», а, отже, рівномірне прилягання маелознімних і компресійних кілець не забезпечується, що наводить до інтенсивному і нерівномірному зносу останніх, підвищеному витраті олії «на чад», втрати потужності та ресурсу двигуна. Наприклад, за даними роботи зменшення овальності гільзи з 0.1 до 0.02 мм зменшує витрату олії на чад на 25..30%, а кількість картерних газів зменшується більше чим в 4 рази. Крім того зводяться до мінімуму всі зусилля технологів із забезпечення високої точності робочих поверхонь циліндрів на операціях механічної обробки.

На основі вищевикладеного можна укласти - затяжка ГРЗ вузлів при ремонті сільськогосподарської техніки має проводитися з максимальною точністю і, отже, рівномірністю.

1.4. Аналіз методів, способів і засобів контролю сили затягування

Одним з основних напрямів досліджень в області різьбових з'єднань було і залишається вдосконалення методів (способів) та засобів контролю сили затягування.

Сьогодні основними методами контролю сили затягування є:

- контроль сили затягування по моменту;
- контроль сили затягування по кутку повороту болта (гайки);
- контроль сили затягування по величині деформації стрижня болта (шпильки);

- контроль сили затягування по величині деформації шайби;
- комбінований метод контролю сили затягування по моменту і куту повороту.

Усе методи контролю мають похибкою забезпечення необхідною величиною сили затягування. Підвищення точності і рівномірності затягування ГРЗ ремонтованих вузлів машин бачиться у зменшенні похибки контролю сили затягування з урахуванням причин її зумовлюють.

Можна, можливо відзначити, що найпростішим способом обмеження крутного моменту при затягування різьбових з'єднань є вибір відповідної довжини рукояті ключа. Однак сила руки збирача та швидкість обертання ключа в процесі затягування можуть змінюватися в широких межах, що не забезпечить точну і рівномірне затягування ГРЗ. За даними роботи [88] прискладання ГРЗ даними способом розкид сил затягування може досягати 200%. Тому, даний спосіб застосовується тільки при ненормованого затягування маловідновідальних різьбових з'єднань.

1.4.1. Метод контролю сили затягування по моменту

Даний метод отримав широке застосування в складальних операціях, в том числі при ремонті сільськогосподарської техніки. Переваги цього методу у простоті його здійснення, зручності контролю та великий номенклатурі

інструменту - різні граничні (рис. 1.5) і індикаторні (рис. 1.6) динамометричні ключі.



Рис. 1.5 - Граничний динамометричний ключ



Рис. 1.6 - Індикаторний динамометричний ключ

Даний метод контролю полягає в створенні на гайці (болті) крутного моменту (моменту затягування), що опосередковано забезпечує необхідну

величину сили затягування. У основі методу лежить математична залежність

моменту від сили затягування, яка враховує коефіцієнти тертя різбових поверхонь:

$$M_{\text{зат}} = 0,5Fd_2 \left(f_T \frac{D_T}{d_2} + f_P \right) + F \frac{P}{2\pi}, \quad (1.3)$$

де F - сила затягування, Н;

d_2 - середній діаметр різьби, м;

f_T - коефіцієнт тертя на опорній поверхні гайки;

f_P - наведений коефіцієнт тертя в різьбі;

D_T - середній діаметр опорної поверхні гайки, м;

P - крок різьби, м.

Точність даного методу контролю во багато в чому визначається значеннями коефіцієнтів тертя в різбовому з'єднанні, що є його головним

недоліком. У насправді у різьбових з'єднань вузлів машин, які ремонтуються реальні значення коефіцієнтів тертя можуть змінюватись в достатньо широкому діапазоні від 0.05 до 0.5. Низька точність даного контролю при складанні вузлів, що мають напруження, (за різними оцінок $\pm 25...38\%$) визначає низьку надійність з'єднань при експлуатації сільськогосподарської техніки.

Діяльність Іосилевич Р.Б. для підвищення точності контролю сили затягування по моменту пропонується використовувати різьбовий динамометр (рис. 1.7), за допомогою якого можна встановити чисельні значення фактичних коефіцієнтів тертя для конкретної різьбовий пари, щоб розрахувати величину необхідного моменту затягування залежно (1.3).

Конструктивно динамометр виконаний в вигляді кільцевий пружини 1 з індикатором вартового типу 2. Величина деформації пружини тарована з величиною сили, чинною на її (сили затягування). У пружину встановлюється випробуваний болт 5. Під гайкою 4 монтований упорний шарикопідшипник 3. Гайка затягується динамометричним ключем до необхідною величини сили затягування і фіксується значення моменту затягування.

Прикладається момент затягування витрачається на подолання сил тертя на опорній поверхні гайки (Головки болта) і в різьбі:

$$M_{зат} = M_T + M_P, \quad (1.4)$$

де M_T - момент сил тертя на опорній поверхні гайки, Нм;

M_P - момент сил тертя в різьбі, Нм.

Оскільки тертя на торці гайки не відбувається, а тертям кочення в підшипнику нехтуємо, то виходить, що момент затягування, що прикладається, дорівнює моменту сил тертя в різьбі $M_{зат} = M_P$.

Тоді коефіцієнт тертя в різьбі визначається за формулою:

$$M_{зат} = \frac{2M_P}{Fd_2} - \frac{P}{2\pi d_2}, \quad (1.5)$$

Коефіцієнт тертя на опорній поверхні гайки визначається по формулі:

$$f_T = \frac{M_T}{FR_T}, \quad (1.7)$$

де R_c - наведений радіус тертя, м.

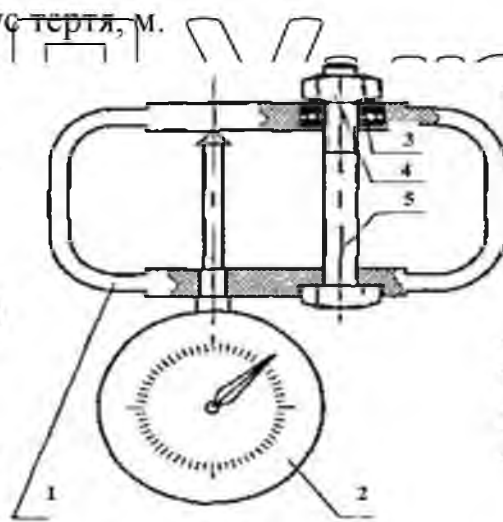


Рис. 1.7 - Схема різбового динамометра

Після того як фактичні коефіцієнти тертя різбовий пари встановлені, по формулі (1.3) визначається значення необхідного моменту затягування.

Визначення коефіцієнтів тертя за допомогою різбового динамометра можливо тільки для з'єднань «болт-гайка» або «шпилька-гайка». Вастосування динамометра для з'єднань «болт – різбовий отвір корпусу деталі» неможливо. Даний спосіб обчислення необхідного моменту затягування через визначення числових значень коефіцієнтів тертя представляється вкрай складною операцією при складанні багато болтових ГРЗ, тим більше в умовах ремонту сільськогосподарської техніки.

1.4.2. Метод контролю сили затягування по куту повороту болта

(гайки)

Даний метод полягає у вимірі величини кута повороту болта, яка пов'язана з величиною сили затягування залежністю:

$$\varphi = 360 \frac{F}{P} \left(\sum_{i=1}^n \lambda_{B_i} + \sum_{i=1}^d \lambda_{D_i} \right) \quad (1.8)$$

де λ_B, λ_D - коефіцієнти податливості болта і деталей відповідно, м/Н;

i - кількість ділянок болта (шпильки) з різною площею поперечного перерізу

(при наявності);

j – кількість деталей, що з'єднуються.

При «жорстких стиках» та довгих болтах (шпильках), коли податливістю деталей, що з'єднуються, можна знехтувати в порівнянні з податливістю болта, необхідний кут повороту можна визначити:

$$\varphi = 360 \frac{F}{P} \sum_{i=1}^n \lambda_{Bi} \rho \quad (1.9)$$

У відмінність від попереднього методу контролю, даний метод виключає вплив коефіцієнтів тертя, однак, він мало застосовується у практиці складання різьбових з'єднань за рахунок труднощів у визначенні нульового кута повороту

φ_0 , при якому відбувається обтискання стику та вибірка зазорів у з'єднанні. До того ж неможливо визначити кут, на який необхідно докрутити болти ГРЗ при перенапрузі сил затягування в процесі послідовного складання ГРЗ ручним інструментом.

У роботі Чайнова В.І. запропоновано спосіб контролю сили затягування, при якому визначається кут повороту гайки з попереднім обчисленням нульового кута φ_0 . Методика визначення кута затягування запропонованим способом представляється дуже трудомісткою операцією при складання різьбових з'єднань.

Контроль сили затягування по куту повороту болта (гайки) здійснюється з допомогою транспортних ключів, шаблонів або кутомірів (рис. 1.8). При цьому похибка вимірювання кута зазвичай складає 10-15 градусів, а точність забезпечення необхідною сили затягування не вище $\pm 20-23\%$.

Даний метод контролю непридатний при складання жорстких з'єднань з короткими болтами або шпильками (коли $l_s \leq 6d$, d – номінальний діаметр болта, м), оскільки величина розрахункового кута затягування при цьому мала і порівнянна з похибкою методу.

1.4.3. Метод контролю сили затягування по величині деформації болта

Даний метод вважається одним із найбільш точних методів контролю сили затягування (точність $\pm 5\%$). Його застосовують при контролі сили затягування особливо відповідальних з'єднань (наприклад, шатунних болтів).

Метод заснований на вимірювання величини подовження стрижня болта (шпильки) під дією сили затягування.



Рис. 1.8 – Кутомір

Сила затягування в цьому випадку визначається:

$$F = \frac{\delta}{\lambda_B} \quad (1.10)$$

де δ - відносне подовження болта, м.

Величина подовження болта визначається:

$$\delta = F \lambda_B = F \frac{l_B}{E_B A_B} \quad (1.9)$$

де l_B - довжина болта, м;

E_B - модуль пружності матеріалу болта, Н/м^2 ;

A_B - площа поперечного перерізу болта, м^2 .

Даний метод застосовують, коли різьбова деталь має значну довжину, оскільки величина подовження у разі більш відчутна і можливо точніше виміряно. Метод неприйнятний для коротких і жорстких болтів (коли $l_B \leq 6d$),

оскільки величина деформації болта мала (20...60 мкм) і порівнянна з похибкою виміру. Для вимірювання величини подовження болта зазвичай використовують індикаторну скобу (рис. 1.9) якщо існує можливість двостороннього доступу до торців болта (Шпильки).



Рис. 1.9 - Скоба індикаторна

У разі одностороннього доступу (з'єднання «болт – глухий отвір корпусу») в роботі Біргера І.А. запропоновано використовувати болти з контрольним штифтом (рис. 1.10). Торець головки болта та штифта до затягування врівень. Після затягування торець штифта заглибитися на величину витяжки стрижня болта, величина якого вимірюється індикаторною головкою.

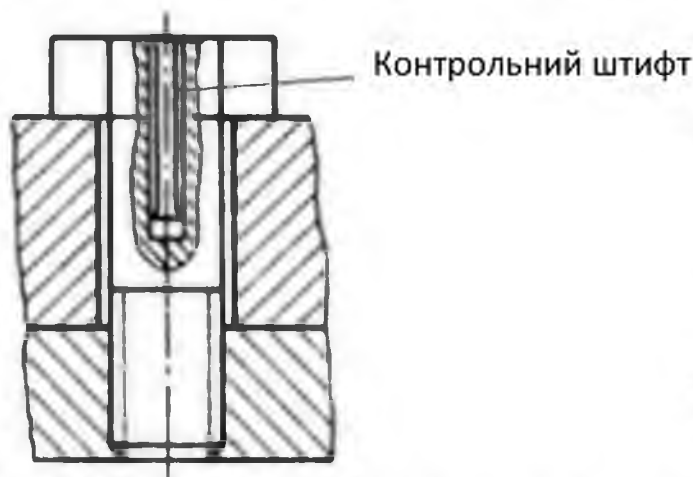


Рис. 1.10 – Схема болта з контрольним штифтом

У роботі Кузьміна Ю. А. запропоновано спосіб затягування ГРЗ заснований на синтезі методів контролю сили затягування, що моменту та подовженню стрижня болта. Для визначення необхідного моменту затягування різьбової групи автор пропонує використовувати болт з контрольним штифтом («Болт-свідок»).

"Болт-свідок" виготовляється з болта конкретної різьбової групи, шляхом висвердлювання в ньому осьового наскрізного отвори діаметром 2 мм і встановлення до нього контрольного штифта. Величина "утопання" штифта заздалегідь тарується з величиною сили затягування. «Болт-свідок» затягують динамометричним ключем до певної величини «утопання», відповідної необхідної сили затягування, та фіксують значення моменту на ключі.

Приймаючи, що всі болти різьбової групи мають однакову довжину, однаковий стан, вид покриття та мастило (за наявності) автор пропонує робити затяжку ГРЗ з отриманим моментом. Однак це рішення не забезпечить рівномірність розподілу сил затягування в ГРЗ, тому що довжина болтів в ГРЗ найчастіше різна (тобто податливість болтів і локальних областей деталі різна), податливість «болта-свідка» буде відрізнятися від податливості решти болтів ГРЗ внаслідок зменшення площі поперечного перерізу стрижня після проточки. Крім того, біля вузла, що має деяке напруження, стан різьбових з'єднань в ГРЗ неоднаково, коефіцієнти тертя в різьбових з'єднаннях можуть значно відрізнятися і за однакового моменті сили затягування в ГРЗ будуть різні.

Найточніше проконтролювати силу затягування з подовження стрижня болта можна за допомогою тензометричних датчиків, які наклеюються на гладку частину болта (ніпильки) або заливаються в центральне отвір. Похибка забезпечення сили затягування близько $\pm 2\%$. Застосування такого способу збирання при ремонті сільськогосподарської техніки виключено, так як спосіб трудомісткий, вимагає наявності дорогою апаратури (підсилювач, осцилограф і тощо) і високу кваліфікацію збирача.

Виробник складального інструменту Norbar (США) випускає прилад.

USM-3 (рис. 1.11) для визначення величини сили затягування в різьбових з'єднаннях. Принцип роботи приладу полягає у вимірі часу проходження ультразвукових хвиль в тілі болта. Прилад має датчик-перетворювач, який є випромінювачем та приймачем ультразвукових хвиль.



Рис. 1.11 – Ультразвуковий прилад USM-3

У меню приладу вибираються значення діаметра болта, кроку різби, модуля пружності матеріалу болта. Перетворювач закріплюється на голівці болта в осевому напрямі. Час проходження ультразвукової хвилі пропорційно подовженню стержня болта в межах пружних деформацій. По мірі затягування тіло болта подовжується (рис. 1.12), а час проходження ультразвукової хвилі збільшується. Вимірюється довжина болта до затягування та час затягування. За таким принципом прилад визначає величину відносного подовження болта і потім обчислює величину чинної сили затягування.

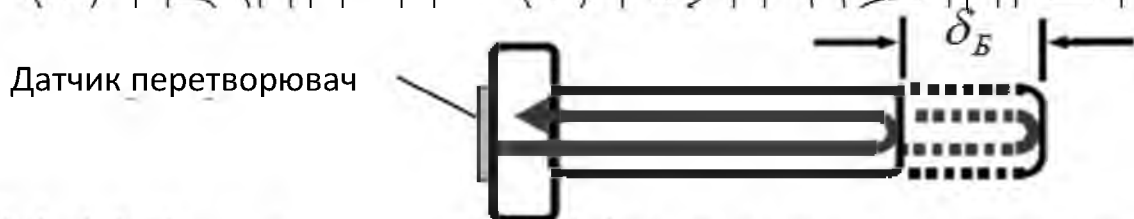


Рис. 1.12 – Графічне зображення ультразвукових хвиль в тілі болта

Даний прилад відрізняється високою вартістю і трудомісткістю операцій, а використання його при складанні різьбових з'єднань передбачає високу кваліфікацію збирача.

1.4.4. Метод контролю сили затягування по величині деформації шайби

Даний метод контролю передбачає встановлення проміжного елемента (рис. 1.13 б), що складається з мірної шайби 1 і кільця 2 різної висоти. Під дією сили затягування шайба 1 змінюється на величину b і кільце 2 затискається.

Величина b тарована з величиною необхідною сили затягування.

Випробування, проведені Біргером І.А. і Йосилевичем Г.Б. в лабораторних і експлуатаційних умовах, показали, що похибка вимірювання сили затягування даним методом складає $\pm 10\%$.

У роботі Зіняєва В.І. запропонований пневмотензометричний спосіб контролю сили затягування, за допомогою U-подібної шайби (рисунок 1.13, а). При затягуванні шайба деформується і кільцева щілина зменшується з допомогою спеціального пневматичного приладу вимірюється витрата повітря через кільцеву щілина, в результаті чого визначається величина сили затягування. Де недоліків даного методу можна, можливо віднести неможливість повторного використання шайб.

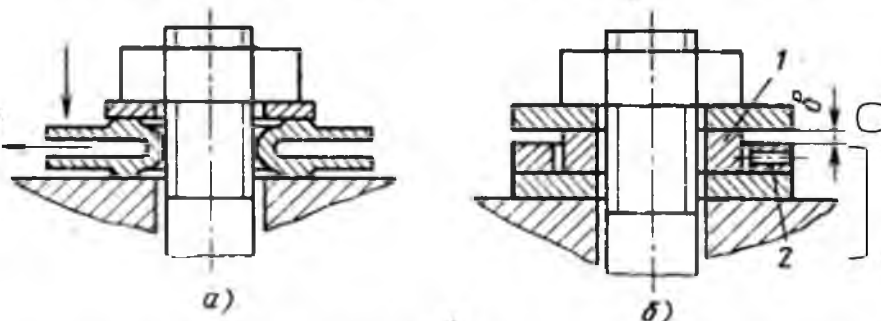


Рис. 1.13 - Шайби для контролю сили затягування

1.4.5. Комбінований метод контролю сили затягування по моменту і кута повороту болта

Даний метод заснований на спільному застосуванні методів контролю сили зтягування по крутному моменту і кутку повороту крипильний деталі.

Спочатку зтягування ГРЗ виготовляється до певної величини крутного моменту. При цьому відбувається обтискання стику, вибірка зазорів та забезпечується нульовий кут (кут відліку). Потім різьбові з'єднання «довертаються» на величину розрахункового кута.

На основі аналізу літературних джерел по ремонту сільськогосподарської техніки даний метод знайшов застосування при складанні ГРЗ різних вузлів.

Однак недоліком даного методу є те, що точність контролю залежить від стану різьбового з'єднання, оскільки спочатку сила зтягування контролюється по моменту.

При складанні вузлів машин, які ремонтуються на етапі контролю сили зтягування по моменту, неоднаковість коефіцієнтів тертя в з'єднаннях різьбовий група означає створення різних за величиною сил зтягування. Отже, нерівномірність розподілу сил зтягування може виникнути вже на стадії забезпечення кута відліку. За даними роботи Блаєра (І.Л.) точність даного контролю не вище $\pm 18\%$. За даними роботи при складанні ГРЗ вузлів, що ремонтуються даними способом рекомендується занижувати величину розрахункового кута, встановленого технічними вимогами на складання, так як часто бувають випадки зриву різьби та руйнування шпильок по причини їх перетяжки.

Підставляючи дані, отримуємо:

$$M_{ЗАГ} = \frac{360F \left(\sum_{i=1}^n \lambda_{D_i} + \sum_{j=1}^k \lambda_{D_j} \right)}{P} \cdot \frac{M_{ЗАВ}}{\varphi}, \quad (1.16)$$

Рівняння (1.16) справедливо, якщо сила зтягування змінюється пропорційно куту повороту болта. Як відомо, на етапі обтиснення стику залежність сили зтягування від кута повороту має нелінійний характер (рис. 1.14, ділянка $O'A$). Після вибірки зазорів у стику деталей залежність сили зтягування від кута повороту стає лінійною і зберігає лінійність у межах

пружних деформацій болта (рис. 1.15, ділянку AB).

Так як значення кута відліку φ при якому відбувається обтискання стику, встановити точно складно, можна, можливо перейти до розгляду відносини

збільшення моменту загвинчування до збільшення кута повороту болта (рис.

1.15) попередньо затягнутої різьбової пари до деякої величини моменту M_1 . Для

цього різьбове з'єднання має бути попередньо затягнуте з таким моментом M_1

щоб болт повернувся на кут φ_1 , який буде більше (або дорівнює) кутку відліку

φ_0 . Додатково затягуючи різьбове з'єднання з моментом $\Delta M_{зав}$, вимірюється

збільшення кута повороту $\Delta\varphi$.

З рис. 1.15 видно:

$$\Delta M_{зав} = M_K - M_1, \quad (1.17)$$

де M_1 - попередній момент загвинчування, Нм;

M_K - кінцевий момент загвинчування, Нм.

Тоді залежність прийме вигляд:

$$M_{зав} = \frac{360 F \left(\sum_{i=1}^n \rho_{E_i} + \sum_{j=1}^k \lambda_{L_j} \right) \cdot \Delta M_{зав}}{P \cdot \Delta\varphi}, \quad (1.18)$$

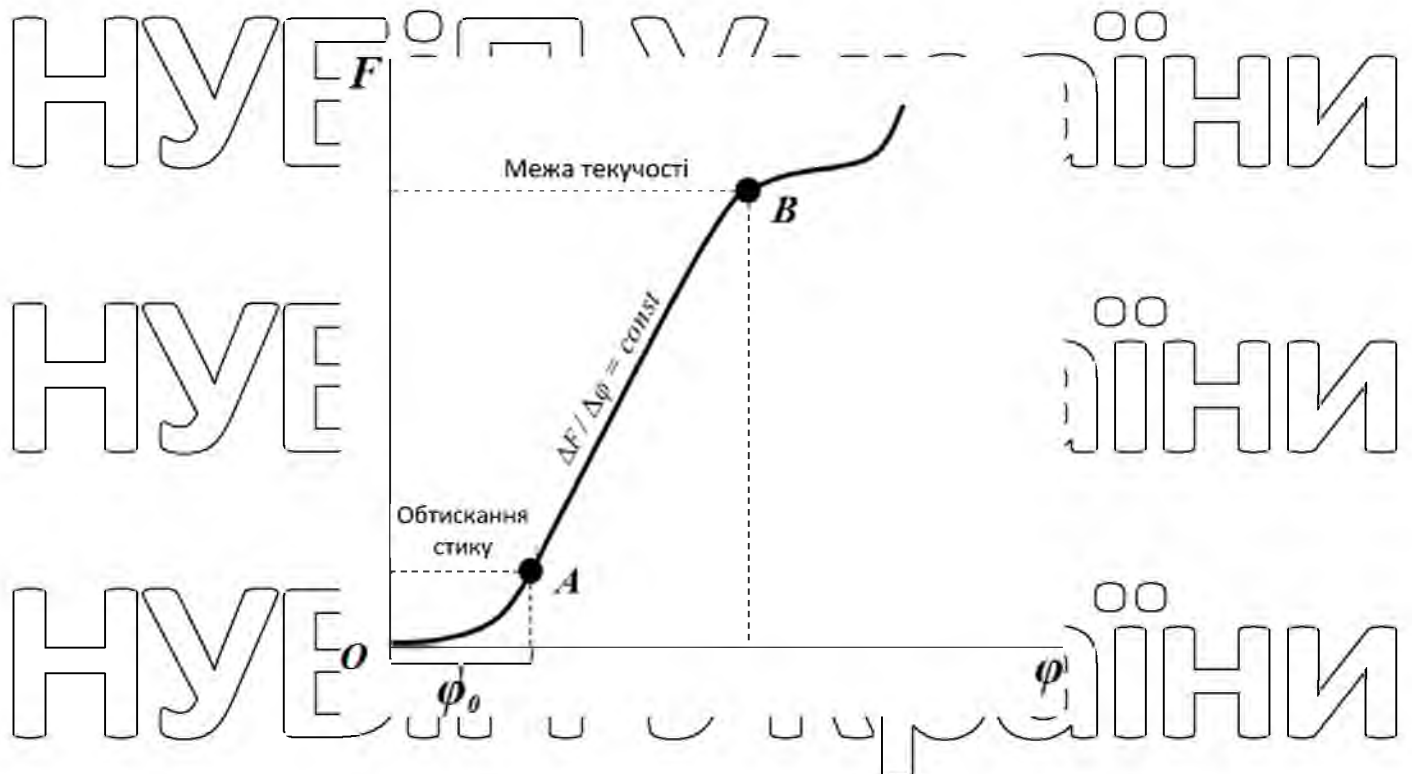


Рис. 1.14. Графік залежності сили затягування від кута повороту болта

Залежно (1.18) можна розрахувати необхідний момент затягування конкретного різьбового з'єднання, знаючи необхідну величину сили затягування, податливість болта і деталей, крок різьби, і, заздалегідь визначивши, відношення прирощень моменту загвинчування і кута повороту болта. Приріст кута повороту болта можна виміряти з допомогою кутоміра.

На рис. 1.16 показано залежність відносини $\Delta M_{зав} / \Delta \varphi$ від кута повороту болта. Залежність має лінійний характер від точки обтиснення стику (точка А) до настання межі пластичності болта (крапка В).

Виробник складального інструменту «Kamasa Tools» (Японія) випускає цифровий прилад для вимірювання моменту затягування і кута повороту (рис. 1.17). Заявлена точність вимірювання моментаданим приладом складає $\pm 2\%$, кута повороту $\pm 3\%$.

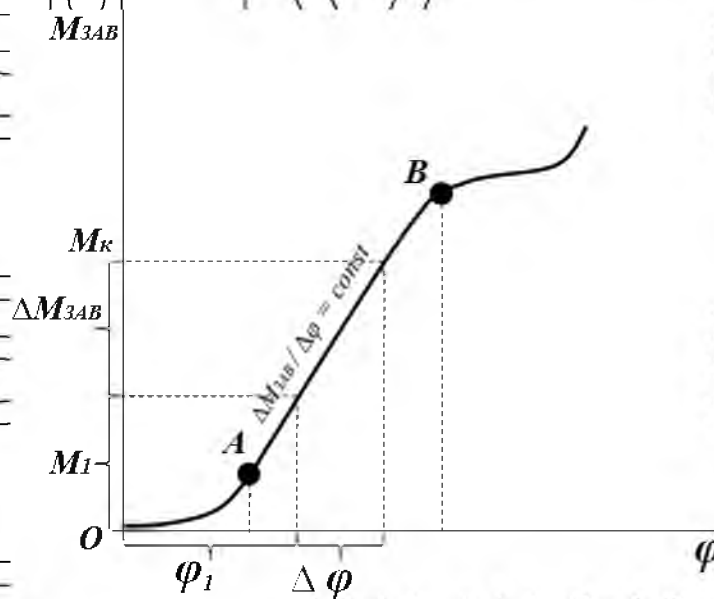


Рис. 1.15 - Графік залежності моменту загвинчування від кута повороту болта

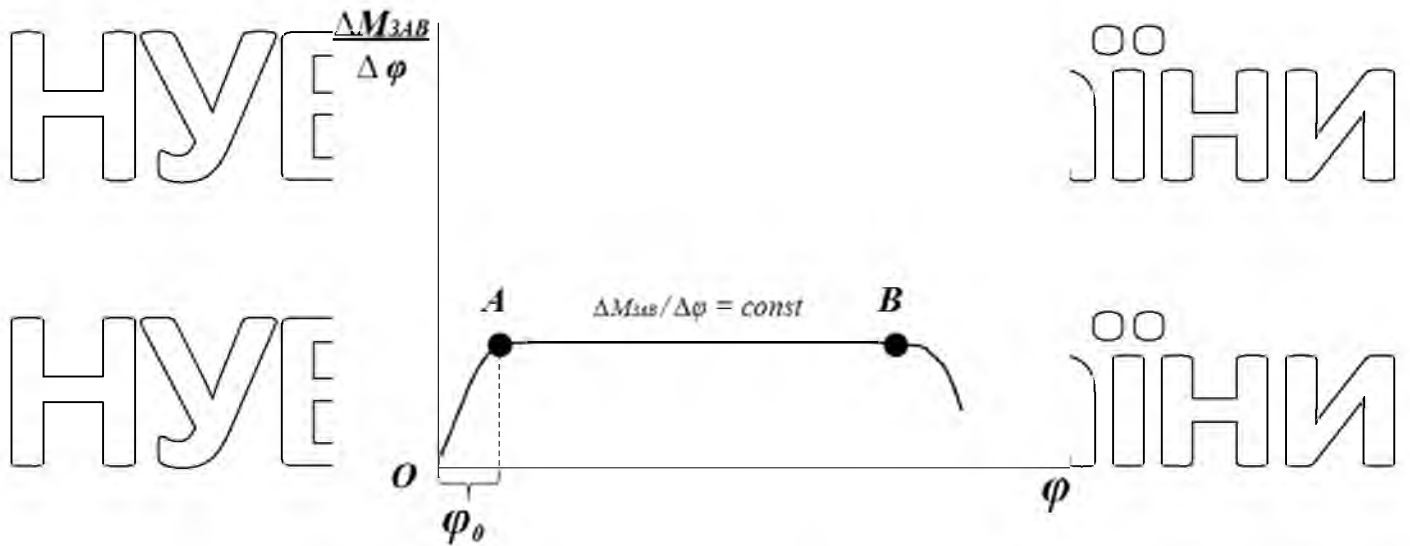


Рис. 1.16 - Залежність $\Delta M_{зав} / \Delta \varphi = f(?)$

Як правило, стягувана деталь має жорсткість набагато більше жорсткості болта і її податливість можна, можливо знехтувати.

Тоді отримаємо:

$$M_{зав} = \frac{360 F \sum_{i=1}^n \lambda_{B_i}}{P} \cdot \frac{\Delta M_{зав}}{\Delta \varphi} \quad (1.16)$$



Рис. 1.17 - Цифровий індикатор моменту

затягування і кута повороту

Якщо прийняти, що діаметр стрижня на довжині деформується частини

болта (шпильки) постійного перерізу, отримаємо:

$$M_{зав} = \frac{360 l^* E_B}{P A_B E_B} \cdot \frac{\Delta M_{зав}}{\Delta \varphi} \quad (1.16)$$

При точному розрахунку можна скористатися експериментальними даними досліджень податливості різьбових з'єднань.

У процесі затягування різьбового з'єднання відбувається подовження болта (шпильки) і вкорочення стягваних деталей. Їх величини в зокрема залежать від деформаційних здібностей (податливості) стрижня і різьби болта, шайби (при наявності), стягваних деталей, ущільнювального елемента (при наявності), мікронерівностей в сполученнях «гайка-шайба», «шайба-стягується деталь».

У роботі Продана В.Д. представлений докладний аналіз деформаційних здібностей елементів різьбових з'єднань, наведено залежності уточненого розрахунку податливості проміжних елементів, кріпильних і стягваних деталей, а також значення коефіцієнтів податливості елементів різьбового з'єднання.

При визначенні податливості стягваних деталей розглядають умовний конус тиску (рис. 1.18) при дії сили затягування. Подання о конусі тиску обґрунтовано характером розподілу напружень σ в матеріалі деталі від тиску з боку гайки (головки болта). З фізичної крапки зору перехід до розгляду конуса тиску означає заміну дійсних напружень сили затягування рівномірно розподіленими напруженнями в межах площі перерізу конуса.

На основі експериментальних і теоретичних досліджень тангенс кута нахилу утворює конуса тиску дорівнює $tg\varphi_K = 0.4 \dots 0.5$.

Коефіцієнт податливості стягваних деталей:

$$\lambda_{Д}^* = \frac{\lambda_{Д}^*}{E_{Д} d_0} \quad (1.28)$$

де $E_{Д}$ - модуль пружності матеріалу деталі, Н/м^2 ;

$\lambda_{Д}^*$ - безрозмірний розрахунковий коефіцієнт.

Значення розрахункового коефіцієнта $\lambda_{Д}^*$ приймається з таблиці 1.2.

Значення $\lambda_{Д}^*$ в залежності від $tg\varphi_K$

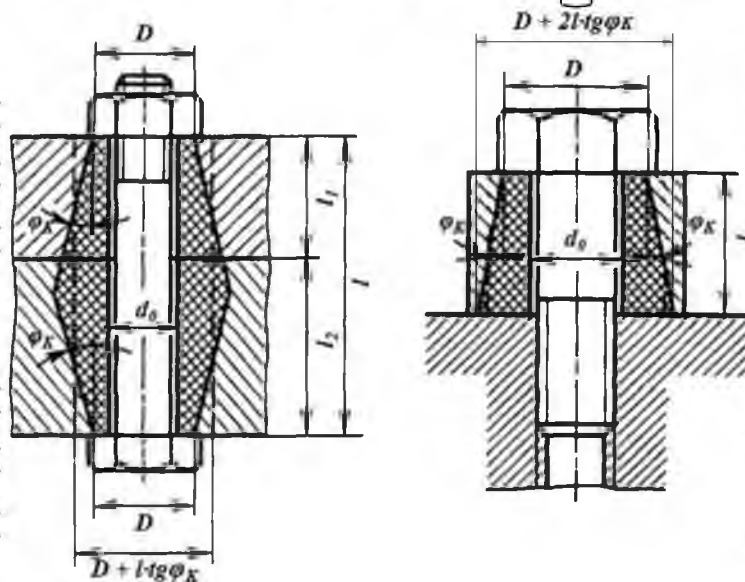
Таблиця 1.2

D/d_0	l/d_0	Значення $\lambda_{Д}^*$ при $tg\varphi_K$
---------	---------	--

1.2		0.4	0.5
	1	1.03	0.90
	2	1.31	1.11
	3	1.45	1.22
	5	1.60	1.32
1.4		0.4	0.5
	1	0.64	0.57
	2	0.87	0.75
	3	0.99	0.84
	5	1.13	0.94
1.6		0.4	0.5
	1	0.46	0.42
	2	0.65	0.57
	3	0.76	0.65
	5	0.88	0.74
1.8		0.4	0.5
	1	0.35	0.32
	2	0.51	0.45
	3	0.61	0.53
	5	0.72	0.64
2		0.4	0.5
	1	0.28	0.26
	2	0.40	0.37
	3	0.51	0.44
	5	0.64	0.52

Для випадку, коли болт з'єднує два фланця з однаковим модулем пружності, І. А. Біргером отримано наступне вираз для визначення коефіцієнта податливості деталей:

$$\lambda_{\text{ст}} = \frac{46}{\text{tg} \varphi_k l_D d_0 \pi} \cdot \text{tg} \frac{(D + d_0)(D + l \cdot \text{tg} \varphi_k - d_0)}{(D - d_0)(D + l \cdot \text{tg} \varphi_k + d_0)} \quad (1.29)$$



Вис. 1.18 - Умовні конуси тиску в різьбовому з'єднанні

Коефіцієнт податливості плоский прокладки

$$\lambda_{II} = \frac{\delta_{II}}{S_{II} E_{II}}, \quad (1.30)$$

де δ_{II} - товщина прокладки в межах конуса тиску, м;

S_{II} - площа прокладки, м²;

E_{II} - модуль пружності матеріалу прокладки, Н/м².

Наближене значення коефіцієнта податливості прокладки можна,

можливо обчислити по формулою:

$$\lambda_{II} = \frac{0,0373(B_{II} - 1)^{0,56}}{E_{II}}, \quad (1.30)$$

де B_{II} - коефіцієнт товстостінності прокладки.

У таблицях 1.3-1.5 представлені значення податливості різьби діапазоні М10-М30 для з'єднань «болт-гайка», «шпилька, вкручена в корпус-гайка», «шпилька-дві гайки» в залежності від сили затягування з врахуванням мікронерівностей в зоні контакту «гайка (головка болта) – деталь, що стягується». При розрахунку податливості мікронерівностей було прийнято $R_z = 40$ мкм.

У таблиці 1.6 представлені значення податливості різьби в залежності від діаметра стрижня болта (шпильки) та сили затягування з урахуванням мікронерівностей в зоні контакту «шайба - стягується деталь» ($R_z = 40$ мкм).

Висновки

1. Аналіз стану проблеми показав, що нерівномірність затягування ГРЗ вузлів під час ремонту сільськогосподарської техніки зумовлена низькою точністю ($\pm 25..38\%$) контролю сили затягування по моменту, внаслідок зміни стану різьбових з'єднань під час експлуатації.

2. Результатом неточною (Нерівномірний) затягування ГРЗ може стати руйнування різьбових з'єднань, деформація стягнутих деталей, деформація або

зрив витків різьби, розгерметизація стиків вузлів і т.д. Нерівномірна затяжка болтів ГБЦ впливає на ресурс циліндро-поршневої групи та двигуна в загальному.

В. Як показав аналіз, існуючі методи та способи контролю сили затягування різьбових з'єднань, які можуть бути застосовані в ремонтному виробництві сільськогосподарської техніки, недостатньо ефективні з точки зору точності затягування і їх застосування не гарантує надійного з'єднання.

Для підвищення точності та рівномірності затягування ГРЗ вузлів машин, які ремонтуються необхідно враховувати фактичний стан різьбових з'єднань.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНТРОЛЮ СИЛИ ЗАТЯГУВАННЯ

Наукою о різьбових з'єднаннях займалися такі видатні вітчизняні вчені як:

Н.Є. Жуковський, І.І. Артоболевський, Г.Б. Йосилевич, І.А. Біргер, М.М. Іванов,
М.А. Саверін, П.І. Бобаріков, А.І. Сидоров, Н.Д. Клячкін, А.І. Якушев, Р.Р.

Мавлютов, Р.Х. Мустаєв та ін. Вченими докладно розглянуті завдання силового
співвідношення в різьбових з'єднаннях, розподілу навантажень і напружень и,

міцності розрахунку різьбових з'єднань. на основі вивчених матеріалів нами

зроблено докладний аналіз силового співвідношення в різьбовому з'єднанні при

загвинчуванні і відгвинчуванні, аналіз розрахунку величини сили затягування

різьбових з'єднань і виконано теоретичне обґрунтування контролю сили

затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування. На

основі даного контролю розроблено методика складання ГРЗ ремонтіваних

вузлів машин.

2.1. Силоне співвідношення в різьбовому з'єднанні при загвинчуванні і відгвинчуванні

У процесі загвинчування різьбового з'єднання динамометричним ключем
сила, прикладена до рукояті ключа, створює момент затягування (момент
загвинчування):

$$M_{\text{ЗАТ}} = F_{\text{КЛ}} L_{\text{КЛ}}, \quad (2.1)$$

де $F_{\text{КЛ}}$ - сила, прикладена до рукояті ключа, Н;

$L_{\text{КЛ}}$ - довжина ключа, м.

Під довжиною ключа прийнято розуміти відстань від осі болта до точки
докладання сили $F_{\text{КЛ}}$ на рукояті ключа. Після того як гайка (головка болта) в

процесі наживлення стосується своєю опорний поверхні (шайби), розглядаються

два трибоспільження в різьбовому з'єднанні: «торець гайки - опорна поверхня»,

«витки різьби гайки - витки різьби болта (Шпильки)». При надалі повороті гайки,

виникає сила затягування, величина якої збільшується по мірі повороту. При

цьому збільшуються і сили тертя, діючі в контактні сполучених різьбових поверхнях.

Тоді можна, можливо сказати, що прикладається до гайки момент затягування (закручування) «Витрачається» на подолання моментів від сил тертя, виникають у контактні витків різьби, а також у контактні торця гайки та її опорний поверхні:

$$M_{ЗАГ} = M_{ЗАВ} = M_p M_T, \quad (2.2)$$

де M_p - момент сил тертя у різьбі, Нм;

M_T - момент сил тертя на опорний поверхні гайки, Нм.

Припущення і обмеження:

- розглядається кріпильна метрична циліндрична різьба з трикутним профілем,
- шайба плоска і в процесі затягування нерухома;
- контактні тиску зі сторони гайки (Головки болта) рівномірно розподілені на опорній поверхні (шайбі) в процесі затягування;
- при затягуванні коефіцієнти тертя різьбових поверхнях стабільні, різьбові поверхні правильної форми.

Пляма контакту гайки з опорний поверхнею має кільцеподібну форму, площа якої дорівнює:

$$S_K = \pi \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \right), \quad (2.3)$$

де D - зовнішній діаметр опорний поверхні гайки, м (рис. 2.1);

d_0 - діаметр отвору шайби, м.

Якщо прийняти, що при затягуванні різьбового з'єднання контактні тиску зі сторони гайки рівномірно розподілені на опорний поверхні, тобто:

$$q_T = \frac{F}{S_K} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_0^2)}, \quad (2.4)$$

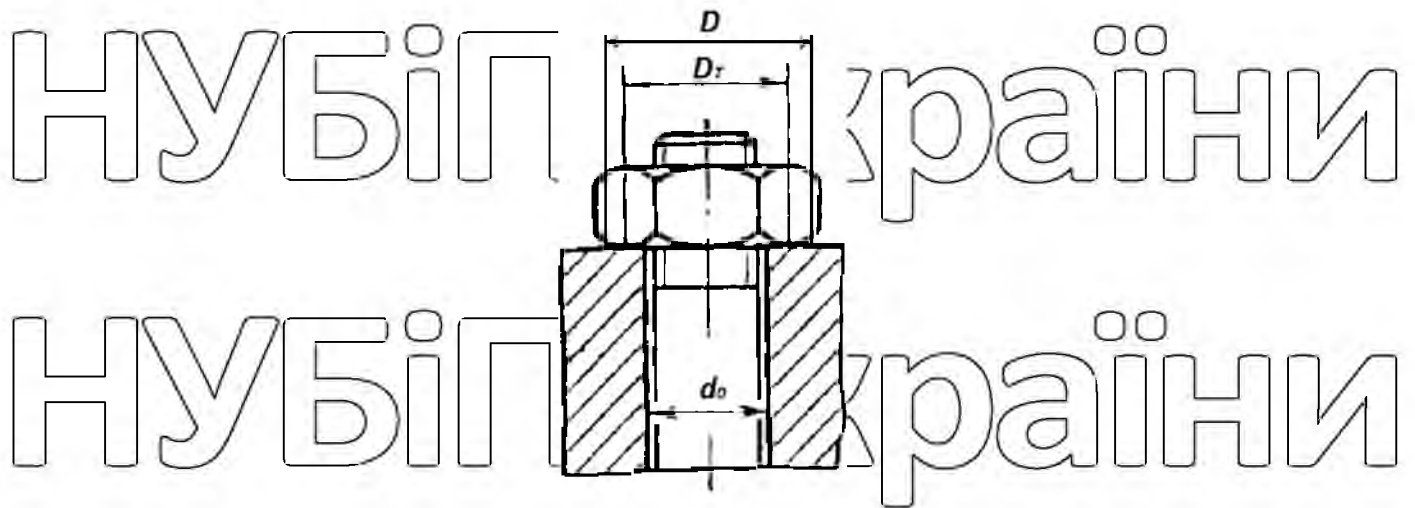


Рис. 2.1 - Схема різьбового з'єднання

А питомі сили тертя пов'язані з контактним тиском залежністю

$$\tau = q_T f_T \quad (2.5)$$

де f_T - коефіцієнт тертя на опорній поверхні гайки.

Тоді момент сил тертя M_T у контакті «гайка – опорна поверхня» обчислимо через інтегрування питомих сил тертя за площею обмеженою діаметрами D і d_0 з урахуванням рівнянь (2.4) та (2.5) отримаємо:

$$M_T = \int_{d_0/2}^{D/2} \tau \cdot 2\pi r \cdot dr = 2\tau\pi \int_{d_0/2}^{D/2} r^2 \pi dr = 2\tau\pi \left[\frac{r^3}{3} \right]_{d_0/2}^{D/2} = 2\tau\pi \frac{r^3}{3} \Big|_{d_0/2}^{D/2}$$

$$= 2\tau\pi \frac{1}{3} \left(\left(\frac{D}{2} \right)^3 - \left(\frac{d_0}{2} \right)^3 \right) = 2q^3 f_T \pi \frac{1}{3} \left(\left(\frac{D}{2} \right)^3 - \left(\frac{d_0}{2} \right)^3 \right) = \dots, (2.6)$$

$$= 2 \frac{4h}{\pi(D^2 - d_0^2)} \cdot f_T \pi \frac{1}{3} (D^3 - d_0^3) \frac{1}{8} = FR_T f_T = F \cdot 0.5 D_T C_T$$

де R_T - наведений радіус тертя опорній поверхні гайки, м.

D_T - середній діаметр опорної поверхні гайки, м

$$D_T = \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \frac{1}{3} = \frac{D_T}{2} = \frac{D + d_0}{2}, \quad (2.7)$$

Для визначення моменту сил тертя в різьбі M_p розглянемо силове співвідношення на елементарною майданчику dA , виділеного на робочій поверхні витка болта (рис. 2.2). Майданчик dA віддалений від осі болта на відстань половини величини середнього діаметра різьби $d/2$. При взаємодії

вигків різьби на майданчик dA з боку витка гайки діє сила затягування F_A . З сторони болта перпендикулярно площині витка буде діяти реакція нормального тиску F_{nA} . У площині торкання витків протилежно обертальній силі

F_{VA} діє сила тертя F_{TA} . Реакція R_A , відхилена на кут тертя ρ , є результуючою сили тертя F_{TA} і реакції нормального тиску F_{nA} :

$$R_A = F_{TA} + F_{nA} \quad (28)$$

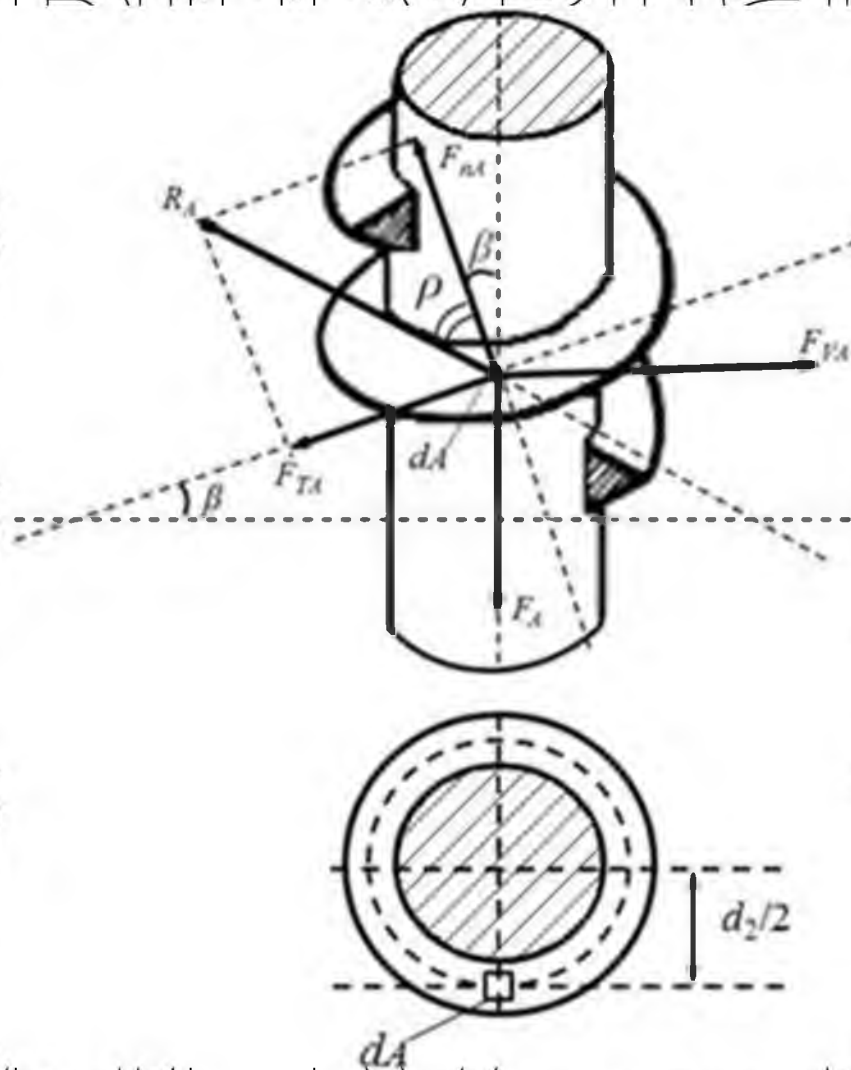


Рис. 2.2 - Силowe співвідношення в різьбі при загвинчуванні

Побудуємо багатокутник сил, діючих на елементарною майданчику dA при загвинчуванні (рис. 2.3).

З рис. 2.3 видно, що результуюча сила R_A дорівнює:

$$R_A = \frac{F_A}{\cos(\beta + \rho)} = \frac{F_{VA}}{\sin(\beta + \rho)} \quad (29)$$

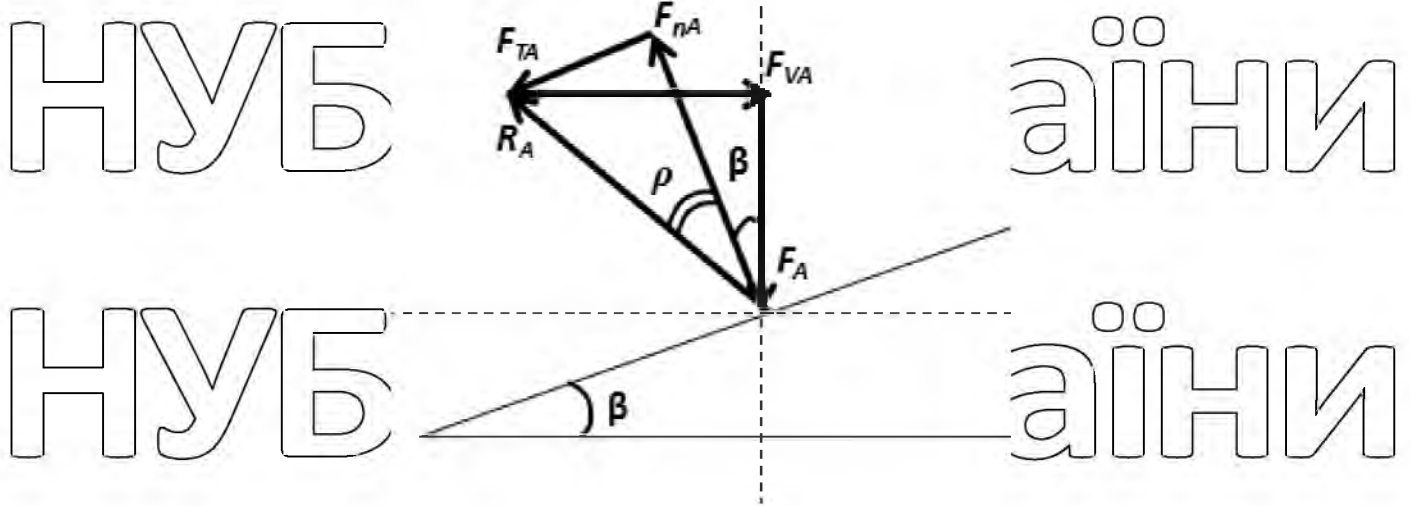


Рис. 2.3 - Багатокутник сил при загвинчуванні різбового з'єднання

Тоді обертальна сила F_{VA} дорівнює:

$$F_{VA} = \frac{F_A \sin(\beta + \rho)}{\cos(\beta + \rho)} = F_A \operatorname{tg}(\beta + \rho) \quad (2.10)$$

Момент сил тертя у різьбі у разі не реактивний, а активний, діючий з боку ключа. З урахуванням виразу (2.10) момент сил тертя в різьбі при загвинчуванні дорівнює:

$$M_P = \int_A F_{VA} \frac{d_2}{2} dA = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho) \int_A F_A dA = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho) \quad (2.11)$$

З рисунку 2.3 слідує:

$$\operatorname{tg}(\rho) = \frac{F_{TA}}{F_{nA}} = \frac{f F_{nA}}{F_{nA}} = f \quad (2.12)$$

де f - коефіцієнт тертя фрикційної пари.

Якщо розглянути профіль витка трикутного різьби (рисунок 2.4), видно, що реакція нормального тиску, відхилена на кут підйому різьби β , також відхилена і половину кута профілю різьби α . У метричній трикутній різьбі $\alpha = 60$ градусів.

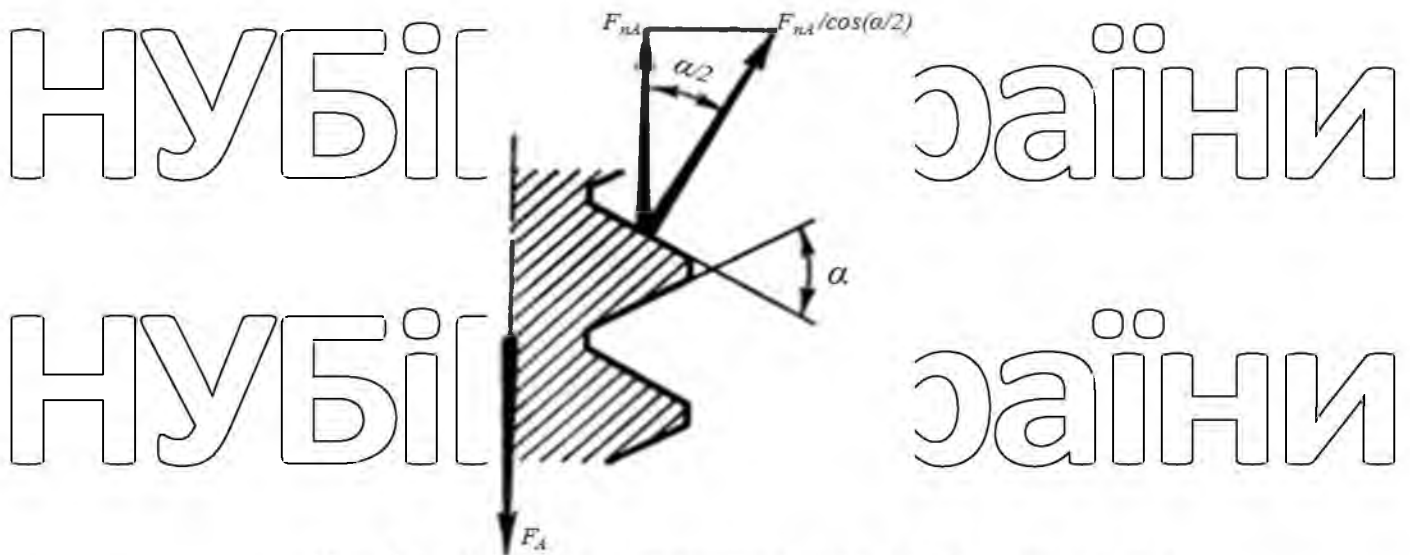


Рис. 2.4 - Профіль витка трикутної різьби і схема сил

Враховуючи відхилення реакції нормального тиску внаслідок форми профілю витка різьби (Рис. 2.4), отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\rho) = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = f_P. \quad (2.13)$$

де f_P - наведений коефіцієнт тертя в різьби.

Тоді кут тертя дорівнює:

$$\rho = \operatorname{arctg}(f_P). \quad (2.14)$$

Розгорнемо ділянку гвинтової лінії аналізованої метричної трикутної циліндричної різьби пожежиною AB до середнього діаметру на площину (рис. 2.5). Отримаємо прямокутний трикутник з кутом підйому різьби β при вершині A , в якому протилежний катет дорівнює кроку різьби P , а прилеглий катет дорівнює довжині кола по середньому діаметру різьби πd_2 .

З рис. 2.5 стає очевидним:

$$\operatorname{tg}(\beta + \rho) = \frac{P}{\pi d_2}. \quad (2.15)$$

У виразі (2.11) значення тангенсу суми двох кутів дорівнює:

$$\operatorname{tg}(\beta + \rho) = \frac{\operatorname{tg}(\beta) + \operatorname{tg}(\rho)}{1 - \operatorname{tg}(\beta)\operatorname{tg}(\rho)} \quad (2.16)$$

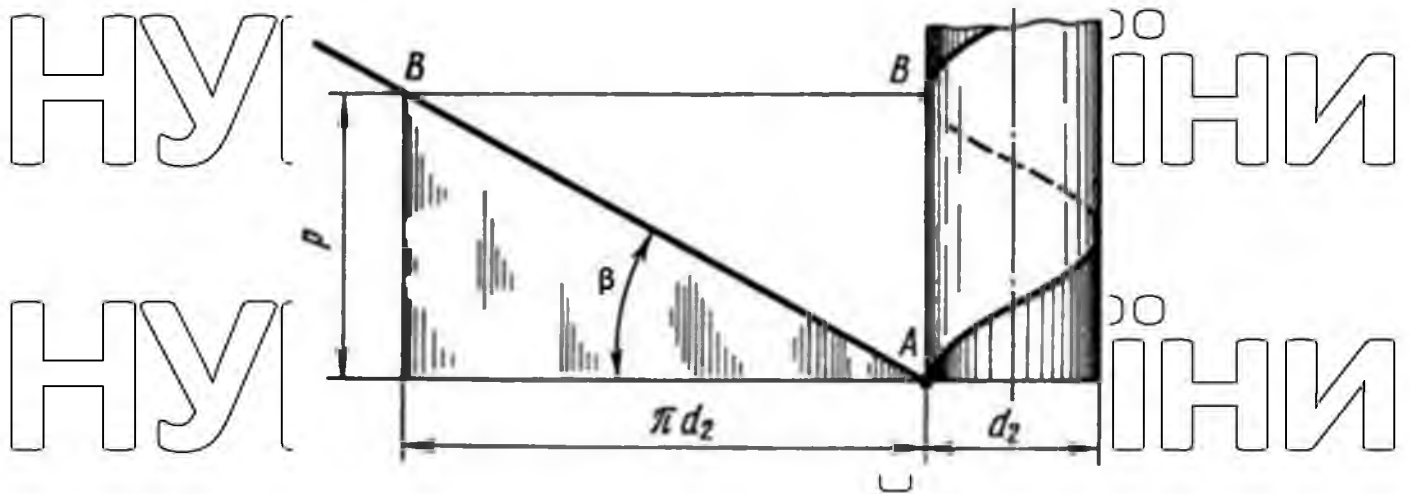


Рис. 2.5 -Гвинтова лінія різьби на площині

З урахуванням виразів (2.13), (2.15), (2.16) вираз моменту сил тертя в різьбі при загвинчуванні (2.11) можна, можливо записати:

$$M_p = F \frac{d_2}{2} \left(\frac{\operatorname{tg}(\beta) + \operatorname{tg}(\rho)}{1 - \operatorname{tg}(\beta)\operatorname{tg}(\rho)} \right) = F \frac{d_2}{2} \frac{\frac{P}{\pi d_2} + f_p}{1 - \frac{P}{\pi d_2} f_p} \quad (2.17)$$

Так як значення $f_p \frac{P}{\pi d_2} \ll 1$ їм можна, можливо знехтувати. Тоді момент сил тертя в різьбі при загвинчуванні запишеться:

$$M_p = F \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi d_2} + f_p \right) \quad (2.18)$$

Враховуючи вирази (2.6), (2.7), (2.18), формула визначення моменту загвинчування (2.2) прийме вигляд:

$$M_{зав} = 0,5 F d_2 \left(f_T \frac{D_T}{d_2} + f_p \right) + F \frac{P}{2\pi} \quad (2.19)$$

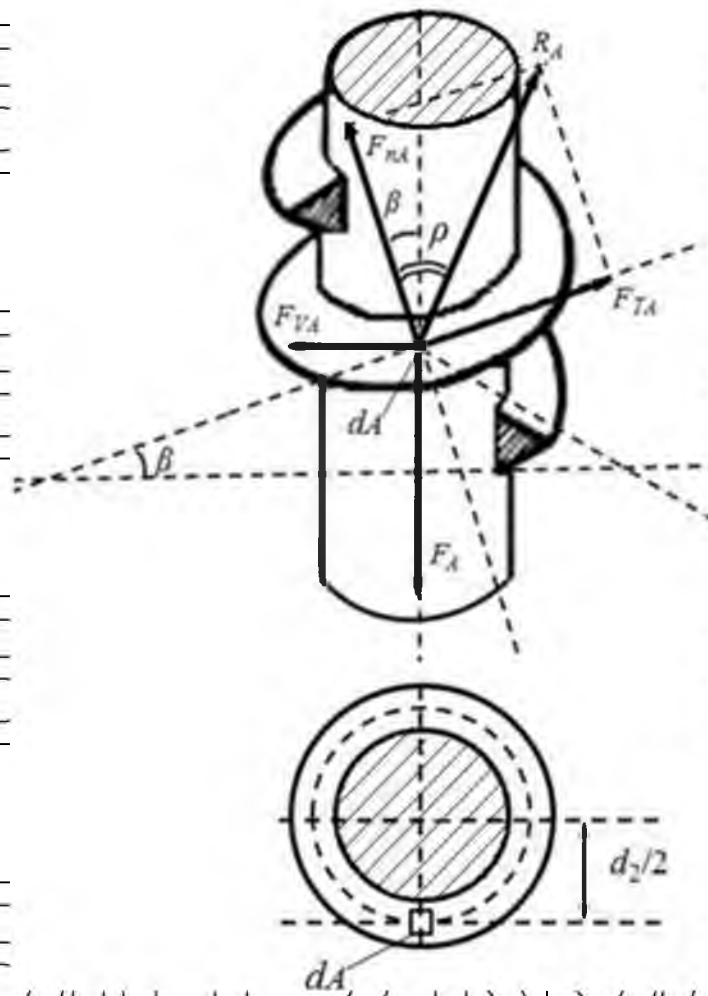
Розглянемо силове співвідношення на елементарній майданчику dA привідгвинчуванні різьбового з'єднання (рис. 2.6).

НУЕ

НУЕ

НУЕ

НУЕ



їни

їни

їни

їни

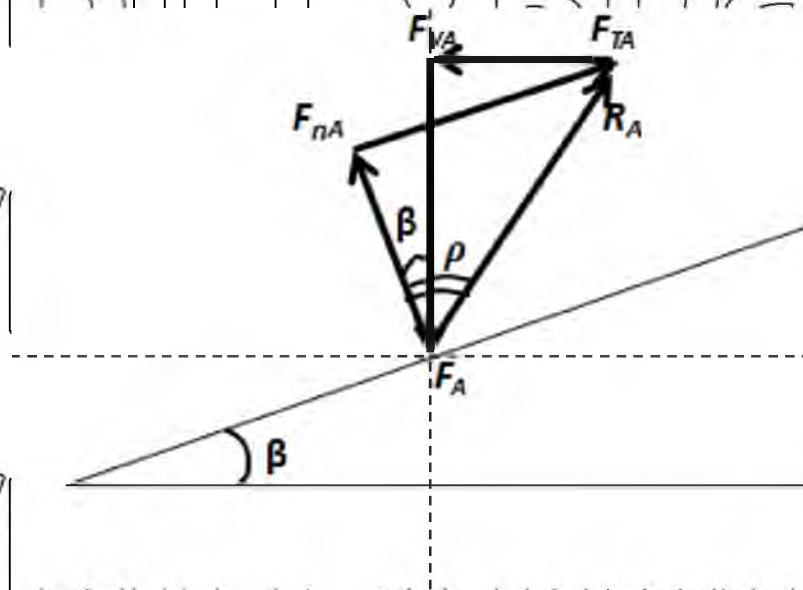
Рис. 2.6 - Силowe співвідношення в різьбі при відгвинчуванні

Побудуємо багатокутник сил, діючих на елементарною майданчику dA при відгвинчуванні (рис. 2.7).

НУЕ

НУ

НУ



їни

їни

їни

Рис. 2.7 - Багатокутник сил при відгвинчуванні різьбового з'єднання

З малюнка 2.7 видно, що результуюча сила R_A дорівнює:

$$R_A = \frac{F_A}{\cos(\rho - \beta)} = \frac{F_{VA}}{\sin(\rho - \beta)} \quad (2.20)$$

Тоді обертальна сила F_{VA} визначиться:

$$F_{VA} = \frac{F_A \sin(\rho - \beta)}{\cos(\rho - \beta)} = F_A \operatorname{tg}(\rho - \beta). \quad (2.21)$$

Момент сил тертя в різьбі при відвинчуванні визначиться:

$$M_P = \int_A F_{VA} \frac{d_2}{2} dA = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\rho - \beta) \int_A F_A dA = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\rho - \beta). \quad (2.22)$$

Тангенс різниці двох кутів:

$$\operatorname{tg}(\beta - \rho) = \frac{\operatorname{tg}(\rho) - \operatorname{tg}(\beta)}{1 + \operatorname{tg}(\rho)\operatorname{tg}(\beta)}. \quad (2.23)$$

З врахуванням виразів (2.13), (2.15), (2.23) вираз моменту сил тертя в різьбі при відвинчуванні (2.22) можна записати:

$$M_P = F \frac{d_2}{2} \left(\frac{\operatorname{tg}(\rho) - \operatorname{tg}(\beta)}{1 + \operatorname{tg}(\rho)\operatorname{tg}(\beta)} \right) = F \frac{d_2}{2} \left(\frac{f_P - \frac{P}{\pi d_2}}{1 + f_P \frac{P}{\pi d_2}} \right). \quad (2.24)$$

Так як значення $f_P \frac{P}{\pi d_2} \ll 1$ їм можна, можливо знехтувати. Тоді момент сил тертя в різьбі при відвинчуванні запишеться:

$$M_P = F \frac{d_2}{2} \left(f_P - \frac{P}{\pi d_2} \right). \quad (2.25)$$

Враховуючи вирази (2.2), (2.6) і (2.25) момент відвинчування буде дорівнює:

$$M_{OTB} = 0,5 F d_2 \left(f_T \frac{D_T}{d_2} + f_P \right) - F \frac{P}{2\pi}. \quad (2.26)$$

2.2. Теоретичне обґрунтування контролю сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування

Сутність даного контролю полягає в обчисленні необхідного моменту затягування для забезпечення необхідної сили затягування конкретної різьбової пари з врахуванням її фактичного стану через відношення моментів відгвинчування та загвинчування. Коефіцієнти тертя в різьбовому з'єднанні, які залежать від стану різьбових поверхонь, побічно враховуються (безвстановлення їх числових значень) відношенням моментів відгвинчування і загвинчування, величини яких експериментально вимірюються динамометричним ключем для конкретного різьбового з'єднання.

У виразах (2.19) і (2.26) складові, виділені в дужках, позначимо як Z , тобто:

$$Z = \left(f_T \frac{D_T}{d_2} + f_P \right). \quad (2.43)$$

Висловимо Z з (2.19):

$$Z = \frac{M_{ЗАВ} - F \frac{P}{2\pi}}{F \frac{d_2}{2}} \quad (2.44)$$

Висловимо Z з (2.26)

$$Z = \frac{M_{ОТВ} + F \frac{P}{2\pi}}{F \frac{d_2}{2}} \quad (2.45)$$

Вирішуючи спільно вирази (2.44) і (2.45), отримаємо:

$$M_{ЗАТ} = \frac{FP}{\pi \left(1 - \frac{M_{ОТВ}}{M_{ЗАВ}} \right)}; \quad M_{ОТВ} \approx M_{ЗАВ} \quad (2.46)$$

Залежність (2.46) є основою контролю сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування. Для визначення необхідного моменту затягування потрібно знати величину необхідної сили затягування F , крок різьби P , і зробити замір моментів загвинчування $M_{ЗАВ}$ і відгвинчування

M_{OTB} динамометричним ключем для конкретної різьбової пари. ○○

За даними роботи Жукова В.Б. зі збільшенням сили (моменту) затягування відношення $M_{OTB} / M_{ЗАВ} = const.$ Момент відтвинчування завжди менше моменту загвинчування, що підтверджують численні теоретичні і експериментальні дослідження. За даними досліджень, відношення $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ для різьбових з'єднань різних вузлів можуть приймати значення не більше від 0.6 до 0.95. Співробітниками були досліджені різьбові групи кріплень ГБЦ двигунів, піддонів картерів, вузлів трансмісії. Усього було досліджено 265 різьбових з'єднань різних вузлів. Кількість болтів (Гайок) в різьбових групах становило 4, 6, 8, 10, 17, 18 шт. Переважна кількість отриманих значень $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ перебували у інтервалі 0.8 – 0.85. У таблиці 2.1 наведено значення $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ для снльного кількості досліджених різьбових з'єднань в лабораторіях кафедри.

Таблиця 2.1

Значення відносин $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$					
$M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$	0.6-0.65	0.7-0.75	0.8-0.85	0.9-0.95	Всього
Кількість	14	47	139	65	265
%	5	17	53	25	100

Вперше залежність (2.46) була отримана Жуковим В. Б. під час наукового дослідження щільності стиків різьбових з'єднань авіаційних двигунів, пізніше була відзначена в роботах дослідників.

Методика визначення відносини $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$, запропонована Жуковим В. Б., полягала в розрахунку деякого моменту загвинчування за формулою (2.47), затягування різьбового з'єднання з цим моментом, в подальшому відтвинчуванні різьбового з'єднання з одночасним виміром моменту відтвинчування, співвідношенні отриманих моментів.

Спрощена формула визначення моменту загвинчування:

$$M_{ЗАВ} = 0.2 \cdot F \cdot d \quad (2.47)$$

Недоліком даної методики визначення відносини $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ є те, що

значення моменту відгвинчування може змінюватись в залежності від швидкості обертання ключа при загвинчуванні, т.к. швидкість обертання впливає величину збільшення сили затягування. Чим більша швидкість обертання ключа – тим більше збільшення сили затягування, при тому самому значенні моменту загвинчування, та навпаки.

До того ж, при вимірі моменту відгвинчування мають місце коефіцієнти тертя спокою, а при вимірі моменту загвинчування – ковзання. Як відомо, коефіцієнти тертя спокою завжди більше коефіцієнтів тертя ковзання на деяку величину, тому, коли гайка «рушає з місця», що прикладається момент має кілька більше значення. Даний висновок узгоджується з висновками інших дослідників. Якщо це не враховувати, то відношення моментів $M_{отв} / M_{зав}$ буде встановлено не точно і необхідний момент затягування буде розрахований з деякою помилкою. Точність забезпечення сили затягування у такий спосіб заданими робіт Жукова В.Б. і Іосилевича Г. Б. становить $\pm 10\%$. Для того, щоб забезпечити силу затягування з точністю $\pm 10\%$ необхідно враховувати навіть соті частки приватного від поділу моментів.

Для більше точного визначення відносини $M_{отв} / M_{зав}$ нами був запропонований технологічний прийом (Рис. 2.10), що полягає в попередньому навантаженні різьбового з'єднання 1, нанесення розмітки положення гайки (головки болта) щодо корпусу деталі 2, вимірювання моменту загвинчування 3, поверненні гайки в розмічене становище 4, вимірі моменту відгвинчування 5.

Навантаження проводиться затяжкою різьбового з'єднання до величини рекомендованого (технічними умовами на складання вузла) моменту

Тобто, перед виконанням вимірів моментів необхідно затягнути (навантажити) різьбове з'єднання (при цьому в різьбовому з'єднанні створюється деяка сила затягування і розподіл контактних тисків) і нанести розмітку положення гайки щодо корпусу деталей. Потім динамометричним ключем зробити замір моменту загвинчування при «торканні гайки з місця», повернути гайку в розмічене становище і зробити замір моменту відгвинчування також при «зрушення гайки з місця». Отримані значення моментів та співвідносяться. Цей

технологічний прийом дозволяє виключити недоліки, відзначені в методиці визначення відносини $M_{ДТЗ} / M_{Зав}$, запропонованої Жуковим В.Б.

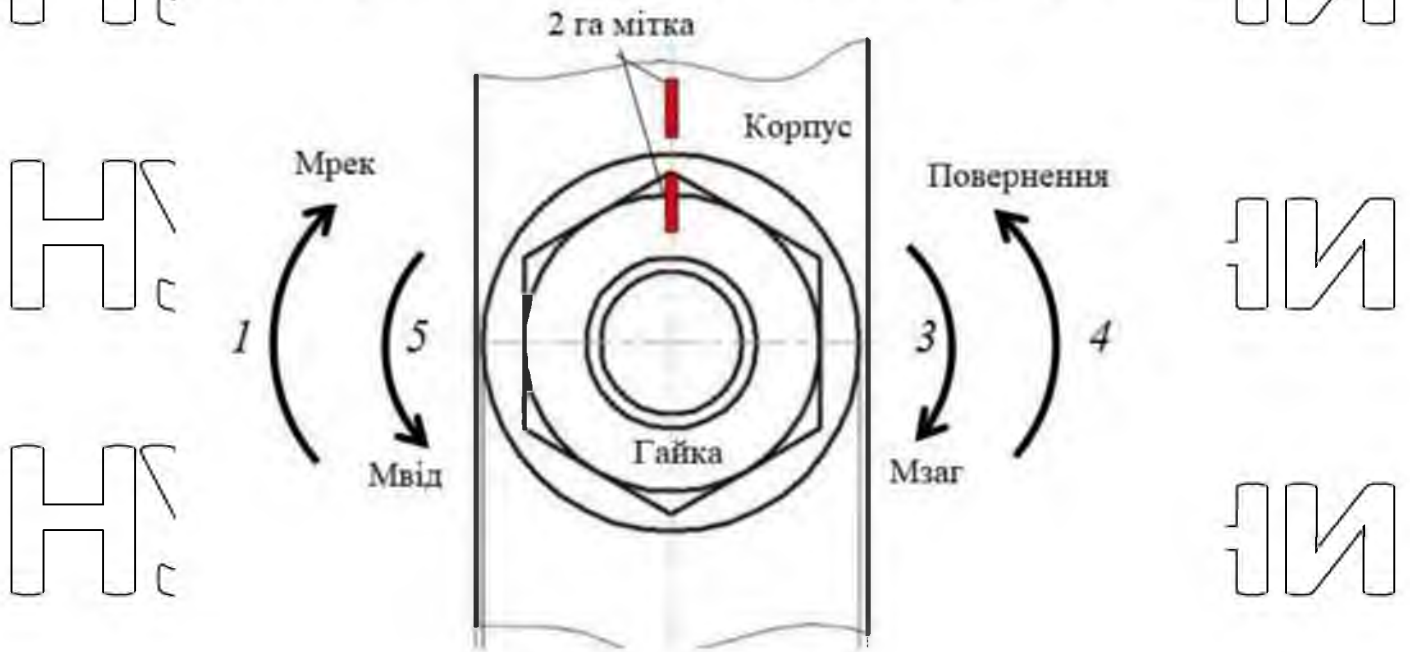


Рис. 2.10 - До виміру моментів загвинчування і відгвинчування

При контролі сили затягування даним способом необхідно використовувати динамометричні ключі, що дозволяють визначати значення моментів з точністю до сотих частин.

Призначення моменту затягування для відповідальних ГРЗ вузлів, що ремонтуються, залежно (2.47) неприпустимо, оскільки при отриманні даної залежності було допущено, що коефіцієнти тертя на опорній поверхні гайки і в різьбі однакові по величині, середній діаметр різьби дорівнює зовнішньому діаметру. Насправді ж коефіцієнти тертя неоднакові і, як правило, коефіцієнти тертя в різьбі більше, чим на опорному торці гайки (Див. таблицю Ф.1), до тому ж у різьбового з'єднання, має деяке нахилування, фактичні значення коефіцієнтів тертя невідповідають табличним.

Виразивши з формули (2.46) силу затягування, отримаємо:

$$F = \frac{M_{Зат}}{r} \left(1 - \frac{M_{охв}}{M_{Зав}} \right) \quad (2.48)$$

Із залежності (2.48) можна, можливо визначити силу затягування при деякому моменті, в залежності від кроку різьби і значення відносини моментів відгвинчування та загвинчування.

З аналізу робіт стало очевидним, що в технічних умовах на складання вузлів сільськогосподарської техніки потрібна (розрахункова) величина сили затягування різьбових з'єднань не вказується. Величина сили затягування F у технічних умовах на складання вузлів сільськогосподарської техніки не вказується, а встановити її в умовах ремонтного виробництва не є можливим.

В результаті дослідження практики призначення сили затягування різьбових з'єднань, нами були отримані функціональні залежності (2.49-2.51) для обчислення моменту затягування, виходячи з умови збереження щільності стику деталей або міцності болта, не враховують величини сили затягування і коефіцієнтів тертя різьбових поверхонь у явному вигляді.

При дії зовнішньої сили на різьбове з'єднання в осьовому напрямі, виходячи з умови збереження щільності стику деталей (2.36), величина необхідного моменту затягування визначиться:

$$M_{ЗАТ} = \frac{\nu(1-\chi)F_{ВН}P}{\pi\left(1-\frac{M_{ОТВ}}{M_{ЗАВ}}\right)} \quad (2.49)$$

Стосовно конкретного болта (шпильці) головки циліндрів двигуна залежність (2.49) можна, можливо записати:

$$M_{ЗАТ} = \frac{\nu(1-\chi)PQ_{МАХ}D_{ЦИЛ}^2 0,25}{N_B\left(1-\frac{M_{ОТВ}}{M_{ЗАВ}}\right)} \quad (2.50)$$

де N_B - кількість болтів (шпильок), що припадає на один циліндр, шт.;

$D_{ЦИЛ}$ - діаметр циліндра, м;

$Q_{МАХ}$ - максимальне тиск в циліндрі двигуна, Н/м².

Припущення:

• площа стінки камери згоряння дорівнює площі отвору втулки

циліндра;

- шпильки, що припадають на один циліндр, рівновіддалені друг від друга (від осі циліндра втулки)

максимальне тиск в циліндрі двигуна в момент згоряння палива складає:

- для бензинових двигунів з іскровим запалюванням 2.5... 5 МПа;

- для дизелів без турбонаддува 5... 7 МПа;

- для дизелів з турбонаддувом 7... 12 МПа.

Виходячи з умови збереження міцності болта (шпильки) (2.38, 2.40),

величина необхідного моменту затягування визначиться:

$$M_{ЗАТ} = \frac{0,25 d_1^2 K_{\sigma} P}{N_B \left(1 - \frac{M_{ОТВ}}{M_{ЗАВ}}\right)} = \frac{0,25 (d - 1.0825 P)^2 K_{\sigma} P}{N_B \left(1 - \frac{M_{ОТВ}}{M_{ЗАВ}}\right)} \quad (2.51)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьби болта (шпильки), м;

K_{σ} - коефіцієнт, залежить від виду сталі болта: легована сталь (0.5...0.6), вуглецева сталь (0.6...0.7);

d - зовнішній діаметр різьби болта (шпильки), м.

Внутрішній діаметр метричної трикутної різьби дорівнює:

$$d_1 = d - 1.0825 \cdot P. \quad (2.52)$$

Отримана залежність (2.51) дала можливість розробки методики складання ГРЗ вузлів машин, що ремонтуються, оскільки всі складові даної залежності можуть бути відомі в умовах ремонтного виробництва.

2.3. Розробка методики складання групових різьбових з'єднань

У результаті дослідження контролю сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування нами була розроблена методика складання ГРЗ вузлів машин, які ремонтуються. Дана методика передбачає складання групових різьбових з'єднань з метричною циліндричною трикутною різьбою з плоскою шайбою. Для вимірювання моменту загвинчування (відгвинчування) необхідно використовувати індикаторні динамометричні ключі, що дозволяють визначати значення моменту з точністю до сотих часткою.

Усе операції виконуються послідовно

Процес складання ГРЗ по пропонованій методиці складається з наступних етапів:

- 1) підготовка різьбових з'єднань;
- 2) виміри моментів загвинчування і відгвинчування;
- 3) обчислення необхідних моментів затягування (за допомогою номограми або прикладення для ПК);
- 4) затягування групового різьбового з'єднання.

Підготовка різьбових з'єднань включає очищення і промивання різьбових з'єднань (для цього використовують бензин, дизельне паливо або склад WD-40), а також дефектацію різьбових з'єднань (візуальний огляд різьбових поверхонь на наявність зім'ятих або зірваних витків різьби). При наявності зірваних витків різьби болт, шпилька або гайка бракуються. Різьби в отворі корпусу деталі відновлюють розточуванням та нарізуванням різьби під більший діаметр, вкручуванням різьбової втулки або спіральної вставки. За наявності зім'ятих витків різьби «проходять» мігчиком (плашкою). З допомогою нормальних і граничних калібрів перевіряють різьби кріпильних деталей на відсутність хитання або труднощі згвинчування. При необхідності різьбові з'єднання групи обробляють мастильним матеріалом. Не допускається надмірна кількість мастильного матеріалу в глухих різьбових отворах корпусу деталі, тому що це може стати причиною розвитку втомних тріщин у стінках корпусу деталі в різьбовому отворі.

Виміри моментів загвинчування і відгвинчування:

- всі болти (Гайки) ГРЗ нагвинчуються до дотику з опорною поверхнею (з шайбою);
- ГРЗ затягується поетапно з допомогою динамометричного ключа до величини рекомендованого моменту затягування $M_{РЕК}$, в рекомендовану послідовність; рекомендований момент, послідовність (схема) затягування та кількість етапів затягування ГРЗ приймається з технічних умов на складання даного вузла; затягування всіх болтів проводиться плавно, з однаковою, по

можливості, швидкістю обертання ключа;

- за допомогою маркера наноситься розмітка положення головок болтів (гайок) щодо корпусу деталі; мітка головки болта повинна строго збігатися з міткою корпусу; заміна або перестановка болтів (Гайок) в надалі не допускається;

- динамометричним ключем для кожною різьбовий пари виготовляється замір моментів загвинчування $M_{зав}$ при «зрушення гайки з місця»; значення моментів загвинчування округляються до сотих часткою і заносяться в таблицю; виміри моментів виконуються у послідовності затягування ГРЗ;

- за допомогою гайкового ключа головки болтів (гайки) повертаються строго в розмічені положення;

проводиться замір моментів відгвинчування $M_{отв}$ «при торканні гайки з місця» для кожною різьбовий пари; значення моментів відгвинчування округляються до сотих часткою і заносяться в таблицю; виміри моментів виконуються в послідовності затягування ГРЗ;

Усе різьбові з'єднання "відпускаються".

Обчислення необхідних моментів затягування з допомогою номограми:

- по маркуванню болта (шпильки) встановлюються крок різьби і клас міцності; крок різьби також можна, можливо встановити з допомогою різьбоміра;

- з таблиці (Значення сили затяжки за умовою міцності болта) приймається величина сили затягування по умові міцності болта (шпильки) в залежності від кроку, номінального діаметра різьби та класу міцності;

- по даними заповненою таблиці визначаються відношення моментів відгвинчування та загвинчування для кожною різьбовою пари, значення яких округляються до сотих часток і заносяться в цю ж таблицю;

- залежно від кроку різьби вибирається номограма, по відповідної номограмі визначаються величини необхідних моментів затягування $M_{зат}$ для кожною різьбовою пари, виходячи із значення прийнятої сили затягування і

встановлених значень відносин моментів $M_{OTB} / M_{ЗAB}$; значення моментів затягування $M_{ЗAT}$ заносяться в таблицю,

приймається кількість етапів затягування (зазвичай 3-4 етапу), пропорційно «розбиваються» значення моментів затягування $M_{ЗAT}$ і заносяться в таблицю (додаток А).

- при затягування в 3 етапу:

1 етап затягування – різьбові з'єднання затягуються з моментом $0,3 M_{ЗAT}$; 2

етап затягування – різьбові з'єднання затягуються з моментом $0,7 M_{ЗAT}$; 3

етап затягування - різьбові з'єднання затягуються з моментом $M_{ЗAT}$;

- при затягування в чотири етапа:

1 етап затягування – різьбові з'єднання затягуються з моментом $0,25 M_{ЗAT}$; 2

етап затягування - різьбові з'єднання затягуються з моментом $0,5 M_{ЗAT}$; 3

етап затягування – різьбові з'єднання затягуються з моментом $0,75 M_{ЗAT}$; 4

етап затягування – різьбові з'єднання затягуються з моментом $M_{ЗAT}$.

Для автоматизації вищеприписаного процесу визначення необхідних моментів затягування нами була розроблена програма для ПК.

Обчислення необхідних моментів затягування з допомогою програм для ПК:

- по маркуванню болта (шпильки) встановлюються крок різьби і клас міцності;

- з таблиці (додаток Б) приймається величина сили затягування по умові міцності болта (шпильки) в залежності від кроку, номінального діаметра різьби та класу міцності;

- в програму для ПК вводяться значення необхідної сили затягування, крок різьби і кількість болтів в ГРЗ (Рис. 2.11), потім переходять по засланні "Вперед";

Введите расчётные данные:

Требуемое усилие затяжки, Н
36075

Шаг резьбы, мм
1,75

Количество болтов в резьбовой группе, 1..50
17

< Назад Вперед >

Рис. 2.11 - Интерфейс прикладення

В програму вводяться значення моментів закручування та відкручування (Рис. 2.12) згідно заздалегідь заповненою таблиці (додаток а), потім переходять за посиланням «Вперед», програма здійснює обчислення необхідних моментів затягування та виводить на екран користувачеві (Рис.

2.13).

Введите значения моментов закручивания и откручивания:

№ болта (гайки) в порядке затяжки	Момент закручивания, Нм	Момент откручивания, Нм
1	82,92	62,93
2	81,46	61,7
3	80,73	61,22
4	81,95	64,02
5	82,19	59,51
6	81,71	59,75
7	81,22	65
8	81,95	59,89
9	83,41	66,95
10	82,44	65,24
11	83,17	67,68

< Назад Вперед >

Рис. 2.12 - Интерфейс прикладення

РАСЧЁТ:

Номер болта (гайки)	Необходимый момент на ключе, Нм
1	83,4
2	82,89
3	83,2
4	91,9
5	72,87
6	74,81
7	100,68
8	74,69
9	101,89
10	96,37
11	107,96

Рис. 2.13 - Интерфейс прикладення

Для виконання поетапний затягування переходять по закладці «Поэтапна затяжка», програма обчислює значення необхідних моментів для кожного етапу (рис. 2.14), які виводяться на Друк або заносяться від руки в таблицю.

РАСЧЁТ:

	Этап I	Этап II	Этап III	Этап IV
1	20,85	41,7	62,55	83,4
2	20,72	41,44	62,167	82,89
3	20,8	41,6	62,4	83,2
4	22,97	45,95	68,92	91,9
5	18,21	36,43	54,65	72,87
6	18,70	37,40	56,10	74,81
7	25,17	50,34	75,51	100,68
8	18,67	37,34	56,01	74,69
9	25,47	50,94	76,41	101,89
10	24,09	48,18	72,27	96,37
11	26,99	53,98	80,97	107,96
12	25,13	50,26	75,39	100,52
13	18,70	37,40	56,10	74,81

Рис. 2.14 - Интерфейс прикладення

Затягування групового різьбового з'єднання болти (Гайки) нагвинчуються до дотику з опорний поверхнею.

Динамометричним ключем виготовляється поетапна затягування різьбових з'єднань в рекомендованою технічними умовами на складання послідовності до величин обчислених моментів згідно заповненою таблиці (додаток А); затягування всіх різьбових з'єднань виготовляється плавно, з однаковою, наскільки можна, швидкістю обертання ключа, виключаючи затягування "ривками".

Висновки

1. Наведено теоретичні передумови контролю сили затягування різьбових з'єднань через відношення моментів відгвинчування та загвинчування.

Вироблено аналіз силового співвідношення в різьбовому з'єднанні при загвинчуванні та відгвинчуванні, а також розрахунку величини сили затягування різьбових з'єднань.

2. Теоретично обґрунтовано контроль сили затягування різьбових з'єднань через відношення моментів відгвинчування і загвинчування. Отримано нові функціональні залежності для визначення необхідного моменту затягування, виходячи з умови збереження щільності стику деталей, а також міцності болта, не враховують силу затягування та коефіцієнти тертя в явному вигляді.

на основі наукових досліджень розроблено методика складання ГРЗ, заснована на контролі сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування. Побудовано номограми для визначення необхідного моменту затягування і розроблено програму для ПК.

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Ціль і завдання експериментальних досліджень

В результаті проведених теоретичних досліджень було зроблено висновок про тому, що низька точність контролю сили затягування по моменту, головним чином, визначається зміною (нестабільністю) стану різьбових з'єднань процесі експлуатації.

Нестабільність стану різьбових з'єднань може бути обумовлена:

- зміною шорсткості робочих поверхонь різьбового з'єднання;
- зношуванням антикорозійних і протизадирних покриттів;
- корозією різьбових поверхонь;
- потраплянням абразивних частинок в зону контакту різьбових поверхонь;
- застосуванням різних мастильних та розкислювальних матеріалів і т.д.

Передбачається, що застосування на практиці контролю сили затягування через відношення моментів $M_{ВТВ}/M_{ЗАВ}$ дозволить підвищити точність і рівномірність затягування ГРЗ. При такому контролі відношенням моментів $M_{ВТВ}/M_{ЗАВ}$, величин яких експериментально встановлюються (вимірюються) для конкретного різьбового з'єднання, можна побічно врахувати реальні значення коефіцієнтів тертя в різьбовому з'єднанні (без встановлення їх числових значень), що дасть можливість обчислення необхідного моменту для забезпечення необхідної сили затягування. У зв'язку з цим, метою даних експериментальних досліджень є перевірка і підтвердження висщеназваних припущень і висновків.

Для цього поставлені наступні завдання:

- експериментально досліджувати вплив стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту;
- зробити оцінку точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування та загвинчування;
- дослідити рівномірність затягування ГРЗ вузла, що ремонтується,

зробити якісну оцінку рівномірності затягування ГРЗ при складанні за розробленою методикою.

3.2. Вибір технічних засобів, інструментів та матеріалів для проведення експериментальних досліджень

При виконанні експериментів використовувалися наступні прилади, інструменти та матеріали:

- тарований динамометричний ключ (довжина важеля ключа 600 мм, ціна поділу індикаторної головки ключа 0.001 мм);

- лабораторна встановлення для випробування різьбових з'єднань ДМ-27 (ціна поділу індикаторної головки динамометричної пружини 0.001 мм);

- різьбомір;

- моторне олія Esso Ultron SAE 5W-40;

- склад WD - 40;

- молибденова мастило Hi-Gear 5531;

- спирт технічний;

- кислота азотна;

- вода дистильована;

- ватман ГОСТ 597-73 (формат А2);

- копіювальна папір ГОСТ 489-88.

3.3. Методика дослідження впливу стану різьбового з'єднання на

точність контролю сили затягування на момент

Для визначення числових значень сили затягування при різних станах різьбової пари була використана установка для випробування різьбових з'єднань ДМ-27 (рис. 3.1). Вимірювання сили затягування вироблялися по відомій методиці.

Експериментальний зразок (болт) 1 монтувався в встановлення ДМ-27 через центральне отвір динамометричної пружини 2. У отворі пружини болт центрувався сферичній шайбою 3.

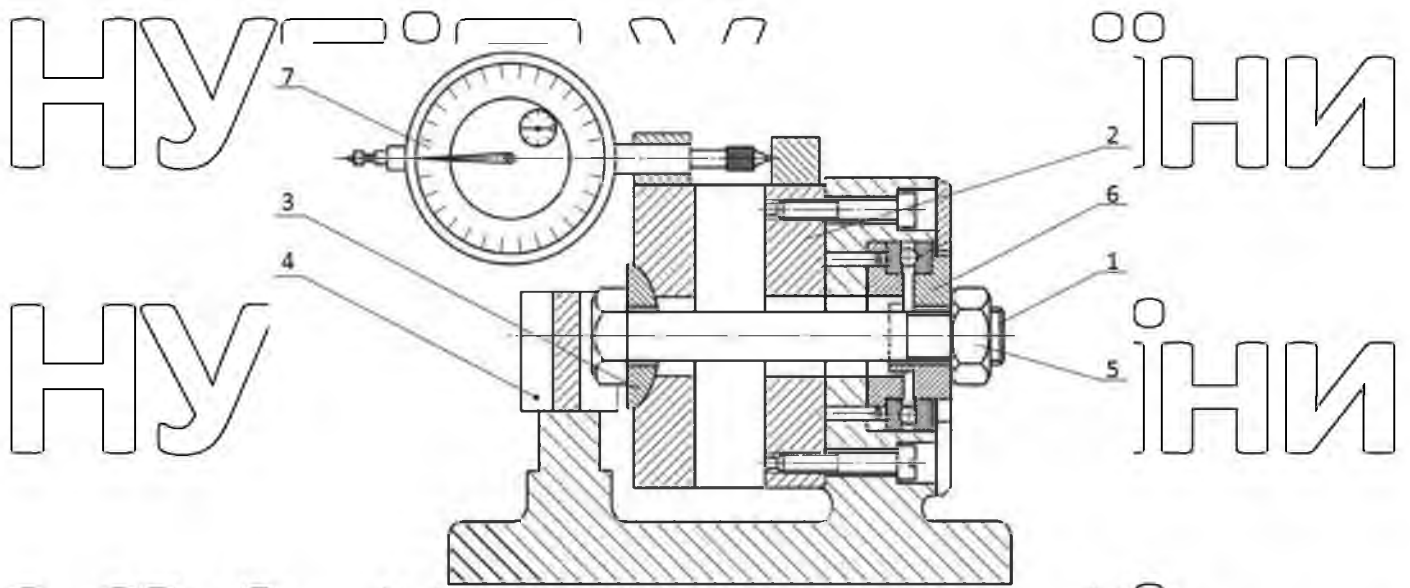


Рис. 3.1 - Схема установки ДМ 27

Головка болта утримувалася від провертання з допомогою знімного сухаря 4. Гайка 5 спиралася на нерухому шайбу 6. До гайці 5 прикладався обертаючий момент (момент затягування), в результаті чого пружина 2 відчувала деформацію стискування, величина якої вимірювалася за допомогою індикатора вартового типу 7. Величина деформації пружини тарована з величиною сили, що діє на її. Вимірювання прикладеного до гайці 5 моменту затягування здійснювали динамометричним ключем, тарованим по величині деформації вигину рукояті (Рис. 3.2). на рис. 3.3 і 3.4 представлені тарувальні характеристики динамометричного ключа і пружини відповідно.



Рис. 3.2 – Вимірювання сили затягування

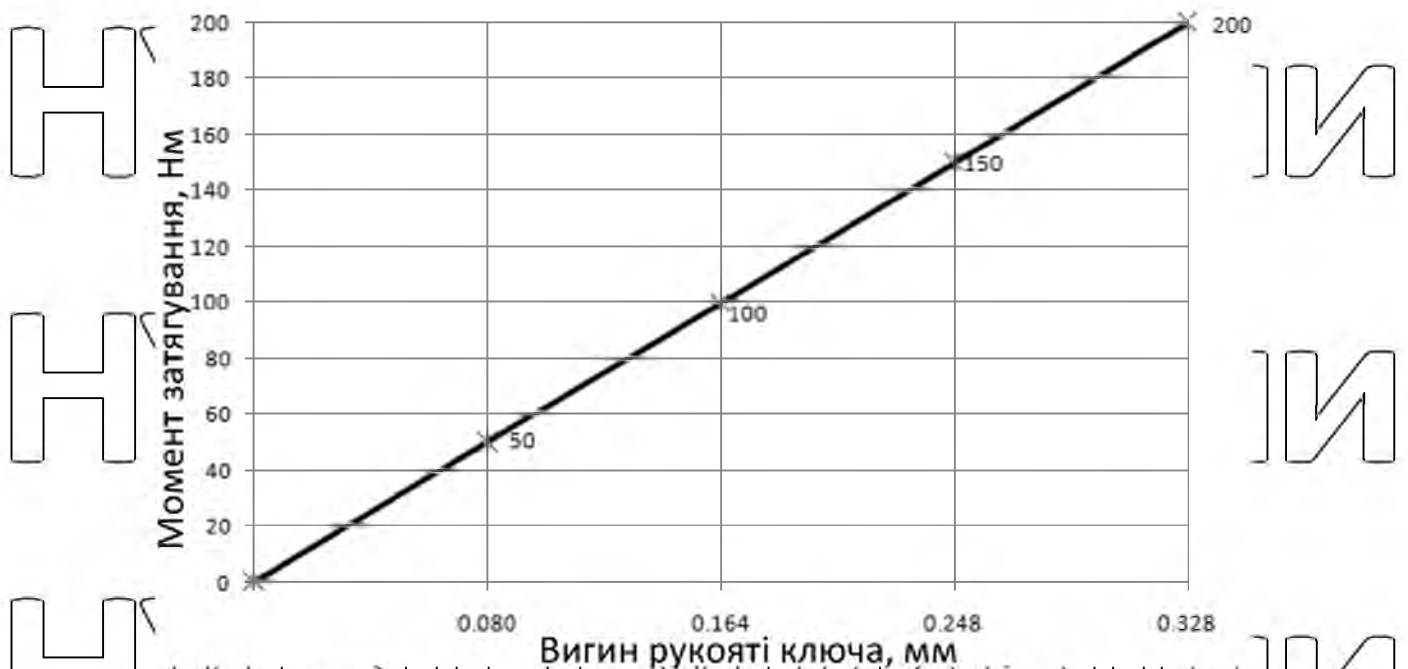


Рис. 3.3 - Гарувальна характеристика динамометричного ключа

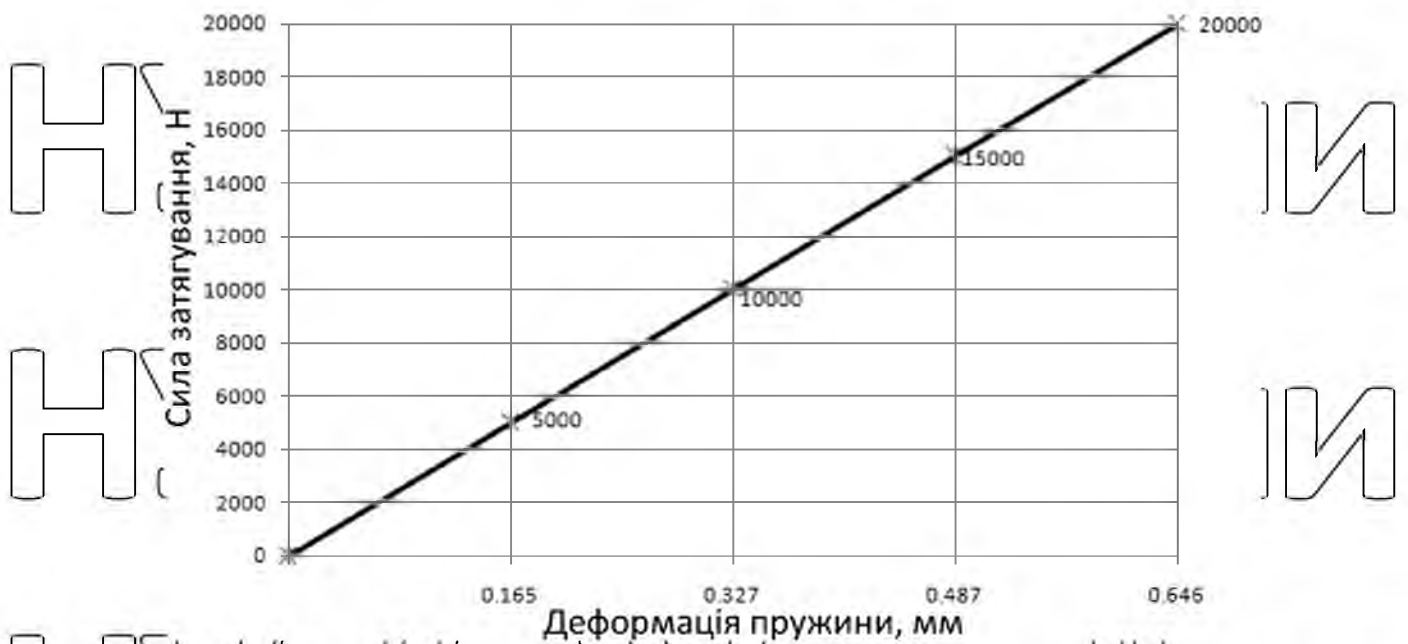


Рис. 3.4 - Гарувальна характеристика динамометричної пружини

При даному експерименті були випробувані болти з різьбим M12×1.75,

M14×2 (окисне покриття). У ході дослідів проводилися виміри сили затягування

при різних станах різьбовий пари. Стан різьбовий пари змінювалося шляхом її

кородування в розчині азотної кислоти, а також застосуванням різних

мастильних матеріалів.

Після обробки різьбовий парні розчином азотної кислоти процес кородування відбувався в затягнутому стані. У якості стягваних деталей використовували втулку (рис. 3.5). Потім різьбова пара розбиралася, різьби зачищалися металевою щіткою. Візуально ступінь кородування можна, можливо оцінити по рис. 3.6.

Перед обробкою різьбової пари одним із мастильних матеріалів залишки попереднього усувалися шляхом промивання в технічному спирт.

При кожному стані різьбова пара затягувалася до однакового значення моменту затягування з однаковою, наскільки можна, швидкістю обертання ключа та реєструвалися значення сили затягування



Рис. 3.5 - Різьбова пара в процесі кородування



Рис. 3.6 - Різьбова пара після кородування розчином азотної кислоти

Досліджувалися наступні стани різьбової пари:

I – нова різьбова пара без застосування мастильних матеріалів;

2 - нова різьбова пара змащена моторним олією;

3 - нова різьбова пара оброблена молібденовою мастилом;

4 - різьбова пара після кородування оброблена складом WD-40;

5 - різьбова пара після кородування змащена моторним олією;

6 - різьбова пара після кородування оброблена молібденовою мастилом.

При кожному стані визначалося значення відносини моментів $M_{ВТВ}/M_{ЗАВ}$.

3.4. Методика оцінки точності забезпечення сили затягування під час

контролю через відношення моментів відгвинчування і загвинчування

Оцінку точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$ виробляли за допомогою лабораторної установки для випробування різьбових з'єднань ДМ-27 та динамометричного ключа (рис. 3.2).

При експерименті використовували різьбову пару М14×2, покриття оксидне (Воронення).

Алгоритм експерименту:

- «навантаження» різьбової пари до 15 кН;
- розмітка положення гайки;
- замір моменту $M_{ЗАВ}$ при «зрушення гайки з місця», реєстрація значення;
- повернення гайки в розмічене становище;
- замір моменту $M_{ВТВ}$ при «зрушення гайки з місця», реєстрація значення;
- визначення середнього значення відношення $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$;
- обчислення необхідного моменту затягування по залежності (2.46);

затягування різьбового з'єднання до величини обчисленого моменту і реєстрація величини створеної сили затягування (5 разів).

Вимірювання моментів $M_{ЗАВ}$ та $M_{ВТВ}$ при «рушанні гайки з місця» виконували по 3 рази. Методами обробки експериментальних даних оцінювали точність забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування та загвинчування.

3.5. Методика дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла

Дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла, що ремонтується (агрегата) виробляли на прикладі кріплення ГБЦ двигуна ЗІЛ-131. V - образний двигун має дві ГБЦ, кожна з яких кріпиться 17-ма болтами з різьбим M12×1.75 (окисне покриття, клас міцності 10.9, межа плинності 900 МПа). Напрацювання двигуна на момент експерименту становила 152 тис. км.

Виконували виміри моментів загвинчування та відгвинчування для кожного різьбового з'єднання в ГРЗ згідно з розробленим технологічним прийомом з наступним визначенням відношення $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$.

Алгоритм визначення відношень $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$ в ГРЗ:

- розбирання ГРЗ;
- промивання різьбових з'єднань складом WD-40;
- дефектування різьбових поверхонь (візуальний огляд на наявність деформації або урвища витків різьби);

- мастило різьбових з'єднань моторним олією;
- нагвинчування болтів до дотику з опорний поверхнею;
- поетапне затягування болтів до величини рекомендованого моменту (80 Нм) в рекомендованій послідовності;

- нанесення розмітки положень головок болтів щодо корпусу ГБЦ з допомогою маркера (рис. 3.7);

- замір моменту загвинчування при «торканні болта з місця» на кожному різьбовому з'єднанні, реєстрація вимірних значень;

- повернення болтів в розмічені положення;

- замір моменту відгвинчування при «торканні болта з місця» на кожному різьбовому з'єднанні, реєстрація вимірних значень;

- обробка даних, співвідношення моментів $M_{ВТВ} / M_{ЗАВ}$.

Перед промиванням на різьбових поверхнях болтів ГБЦ конструктивно розташованих зовні вузла, спостерігалися сліди корозії і наявність абразивних частинок. У болтів, розташованих всередині вузла (під кришкою клапанів), на різьбовій поверхні спостерігалися залишки прикипілої олії та абразивні частки.

Виміри моментів відгвинчування і загвинчування при «зрушенні болта з місця»

для кожної різьбової пари виконували по 3 рази та приймали їх середні значення.



Рис. 3.7 – Розмітка болтів ГБЦ

На основі отриманих даних по залежності (2.48) визначали сили затягування при рекомендованому моменті 80 Нм і спостерігали їх розкид в ГРЗ.

Методом контактних відбитків оцінювали якість прилягання стикових поверхонь ГБЦ і блоку двигуна при затягування ГРЗ з рекомендованими технічними умовами моментом (80 Нм) та при складанні ГРЗ за розробленою методикою (тобто з контролем сили затягування через відношення моментів відгвинчування і загвинчування). Для цього вирізані по формі прокладки ГБЦ ватман і копіювальну папір укладали на привалочну поверхню блоку циліндрів під прокладку (рис. 3.8). Потім акуратно встановлювали ГБЦ блок двигуна.

У першому випадку ГРЗ ГБЦ затягували до величини рекомендованого моменту 80 Нм. У другому випадку затягування ГРЗ ГБЦ виробляли по розробленою методиці. У кожному випадку після демонтажу ГБЦ акуратно виймали ватман і по інтенсивності фарбування поверхні відбиток аналізували характер розподілу контактних тисків (сил затягування в болтах) і якість прилягання спряжених поверхонь. Відхилення від площинності спряжених поверхонь знаходилися в межах допуску і не перевищували 0.15 мм на всій довжині поверхні і 0.05 мм на довжині 100 мм.



Рис. 3.8 - До методом контактних відбитків

Висновки

1. Розроблено методику експериментального дослідження впливу стану різбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту.

2. Розроблено методику оцінки точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування і загвинчування.

Розроблено методику дослідження рівномірності затягування ГРЗ і оцінки якості прилягання спряжених поверхонь ремонтується вузла.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ І ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

4.1. Результати дослідження впливу стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту

При експериментальному дослідженні залежності сили затягування від моменту при різному стані різьбовий пари були застосовані методи математичного планування експерименту. Результативний змінної Y була сила затягування, впливає фактором X був момент затягування. На основі отриманих даних було проведено кореляційний та регресійний аналіз.

Кореляційний аналіз застосовували для знаходження характеру та тісноти зв'язку між величинами X і Y . Регресійний аналіз застосовували для знаходження рівняння регресії, що дозволяє знайти значення результативної змінної Y при відомій факторній змінній X .

Мінімальна кількість вимірювань при кожному стані різьбової пари приймалося згідно умові (4.1) і склало 5 разів:

$$t_{\alpha,n}^2 \cdot \left(\frac{S_x}{\Delta x} \right)^2 \leq n, \quad (4.1)$$

де $t_{\alpha,n} = 2.015$ - коефіцієнт Стьюдента при числі вимірювань n і рівні значимості $\alpha = 0.05$;

S_x - середньоквадратичне відхилення вимірюваної величини;

Δx - довірчий інтервал ($\Delta x = S_x$ при $\alpha = 0.05$).

Верхній рівень інтервалу варіювання фактору X обмежений вимірювальною можливістю використовуваного обладнання.

У таблиці 4.1 наведено результати вимірів сили затягування випробуваною різьбовий пари M12 1.75.

З таблиці 4.1 видно, що в залежності від стану різьбової пари при одному й тому моменті сили затягування значно відрізняються друг від друга. Різниця між максимально створеною величиною сили затягування (стан 3) та мінімальної

(стан 4) склала 6.5 кН, що дорівнює 27% від максимального значення.

Таблиця 4.1

Результати випробувань різьбовий пари M12×1.75

X, Нм	Значення Y при різному стані різьбовий пари, Н					
	1	2	3	4	5	6
6	2446	2905	2966	1835	2140	2232
12	5260	5810	5871	4189	4678	4831
24	10795	11315	11988	8073	9357	9755
36	15810	17003	17615	12446	13761	14495
48	21620	22996	23608	17125	18715	19082
$\frac{M_{OTB}}{M_{ЗАВ}}$	0.75	0.73	0.72	0.80	0.78	0.77

Якщо проаналізувати сили затягування при станах 3 і 6 видно, що результаті процесу кородування при одному і том ж моменті і вигляді мастильного матеріалу сила затягування зменшилась в середньому на 23%.

Спостерігалось, що при застосуванні мастильного матеріалу відношення $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ зменшується, що свідчить о тому, що з збільшенням коефіцієнтів тертя в різьбовому з'єднанні відношення $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ прагнуть до одиниці.

Проведемо кореляційний та регресійний аналіз даних, отриманих при першому стані різьбової пари M12 1.75.

Середнє значення факторної змінної:

$$\langle X \rangle = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5}{n} = \frac{6 + 12 + 24 + 36 + 48}{5} = 25.2 \quad (4.2)$$

Дисперсія факторної змінної:

$$D_x = \frac{(X_1 - \langle X \rangle)^2 + (X_2 - \langle X \rangle)^2 + (X_3 - \langle X \rangle)^2 + (X_4 - \langle X \rangle)^2 + (X_5 - \langle X \rangle)^2}{n - 1} \quad (4.3)$$

$$D_x = \frac{(6 - 25.2)^2 + (12 - 25.2)^2 + (24 - 25.2)^2 + (36 - 25.2)^2 + (48 - 25.2)^2}{5 - 1} = 295.2 \text{ Нм.}$$

Середньоквадратичне відхилення факторної змінної:

$$S_x = \sqrt{D_x} = \sqrt{295.2} = 17.181 \text{ Нм} \quad (4.4)$$

Середнє значення результативний змінної:

$$\langle Y \rangle = \frac{Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5}{n} \quad (4.5)$$

$$\langle Y \rangle = \frac{2446 + 5260 + 10795 + 15810 + 21620}{5} = 11186.2 \text{ Н}$$

Дисперсія результативний змінної:

$$D_Y = \frac{(Y_1 - \langle Y \rangle)^2 + (Y_2 - \langle Y \rangle)^2 + (Y_3 - \langle Y \rangle)^2 + (Y_4 - \langle Y \rangle)^2 + (Y_5 - \langle Y \rangle)^2}{n-1} \quad (4.5)$$

$$D_Y = \frac{(2446 - 11186.2)^2 + (5260 - 11186.2)^2 + (10795 - 11186.2)^2 + (15810 - 11186.2)^2 + (21620 - 11186.2)^2}{5-1} = 604.769 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Середньоквадратичне відхилення результативний змінної:

$$S_Y = \sqrt{D_Y} = \sqrt{604.769 \cdot 10^5} = 7776.691, \text{ Н} \quad (4.7)$$

Величини дисперсії і середнього квадратичного відхилення характеризують розкид спостерігаються значень довкола середнього значення.

Коефіцієнт підступу (кореляційний момент):

$$K_{XY} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_i \cdot \Delta y_i}{n-1} = 1,336 \cdot 10^5, \quad (4.8)$$

Коефіцієнт підступу відображає характер взаємозв'язку між X і Y . Якщо $K_{XY} > 0$, то прямий взаємозв'язок, якщо $K_{XY} < 0$, то взаємозв'язок зворотний. У даному випадку спостерігається пряма зв'язок, тобто. зі збільшенням X збільшується Y .

Коефіцієнт кореляції:

$$R_{XY} = \frac{K_{XY}}{S_X S_Y} = 0.99, \quad (4.9)$$

Коефіцієнт кореляції показує тісноту зв'язку між величинами X і Y . Чим ближче R_{XY} до одиниці, тим вже зв'язок. У даному випадку спостерігається тісна зв'язок між величинами X і Y .

Оцінка значущості R_{XY} проводиться з використанням t -критерію Стьюдента за умовою:

$$t = \frac{R_{XY}}{S_R} = \frac{R_{XY} \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-R_{XY}^2}} > t_{\alpha, n} \quad (4.10)$$

де S_R - середньоквадратична похибка коефіцієнта кореляції.

Коефіцієнт Стюдента при рахунку ступенів свободи $n-2$ і рівні

значимості $\alpha=0.05$ дорівнює 2.353.

$$t = 80.885 > 2.353$$

У нашому випадку однофакторне рівняння регресії має лінійний характер зв'язку:

$$Y_{iP} = a + b \cdot X_i \quad (4.11)$$

Коефіцієнт рівняння регресії b знаходиться по формулі:

$$b = \frac{K_{XY}}{D_X} = 452.519 \quad (4.12)$$

Коефіцієнт рівняння регресії a знаходиться по формулі:

$$a = (Y) - b \cdot (X) = 11186.2 - 452.519 \cdot 25.2 = -217.287 \quad (4.13)$$

У результаті рівняння регресії для даних X_i і Y при першим стані різьбовий пари М12×1.75 буде мати вигляд:

$$Y_{iP} = -217.287 + 452.519 \cdot X_i \quad (4.14)$$

Значення результативних змінних, розрахованих за рівнянням регресії:

$$Y_{1P} = 2498 \text{ Н}; Y_{2P} = 5213 \text{ Н}; Y_{3P} = 10643 \text{ Н}; Y_{4P} = 16073 \text{ Н}; Y_{5P} = 21504 \text{ Н}.$$

Рівняння регресії вважається адекватним, якщо виконується умова:

$$\frac{S_E}{\langle Y \rangle} 100\% < 10\% \quad (4.15)$$

де S_E - Середньоквадратична похибка рівняння регресії.

$$S_E = \sqrt{\frac{\sum (Y_i - Y_{iP})^2}{n - g}} \quad (4.16)$$

де Y_i - експериментальна результативна змінна, Н;

Y_{iP} - Результативна змінна, отримана за рівнянням регресії, Н; g - кількість коефіцієнтів в рівнянні регресії.

$$S_E = 192.245 \text{ Н}.$$

$\frac{S_{E\alpha}}{\langle Y \rangle} 100\% = \frac{192.245}{11186.2} 100\% = 1.7\% \leq 10\%$,
 Відносна похибка рівняння регресії.

$$\gamma_p = \frac{S_{E\alpha, n}}{\langle Y \rangle} 100\%, \quad (4.17)$$

Коефіцієнт Стьюдента при 5 вимірах і рівні значимості $\alpha=0.05$ дорівнює 2.015.

$$\gamma_p = \frac{192.245 \cdot 2.015}{11186.2} 100\% = 3.5\%,$$

У таблиці 4.2 представлені результати кореляційного та регресійного аналізу даних, отриманих за всіх 6-ти станів випробуваної різьбової пари М12 1.75.

Рівняння регресії для даних X та Y при другому стані різьбовий пари М12 1.75 має вигляд:

$$Y_{ip} = 14.134 + 475.86 \cdot X_i. \quad (4.18)$$

При третьому стані:

$$Y_{ip} = 38.5 + 490.917 \cdot X_i. \quad (4.19)$$

При четвертому:

$$Y_{ip} = -328.104 + 359.631 \cdot X_i. \quad (4.20)$$

При п'ятому:

$$Y_{ip} = -113.652 + 390.629 \cdot X_i. \quad (4.21)$$

При шостому:

$$Y_{ip} = -21.616 + 400.418 \cdot X_i. \quad (4.22)$$

На рис. 4.1 представлений графік експериментальних та теоретичних залежностей $F=f(M_{зат})$ для 6-ти станів різьбовий пари М12 1.75.

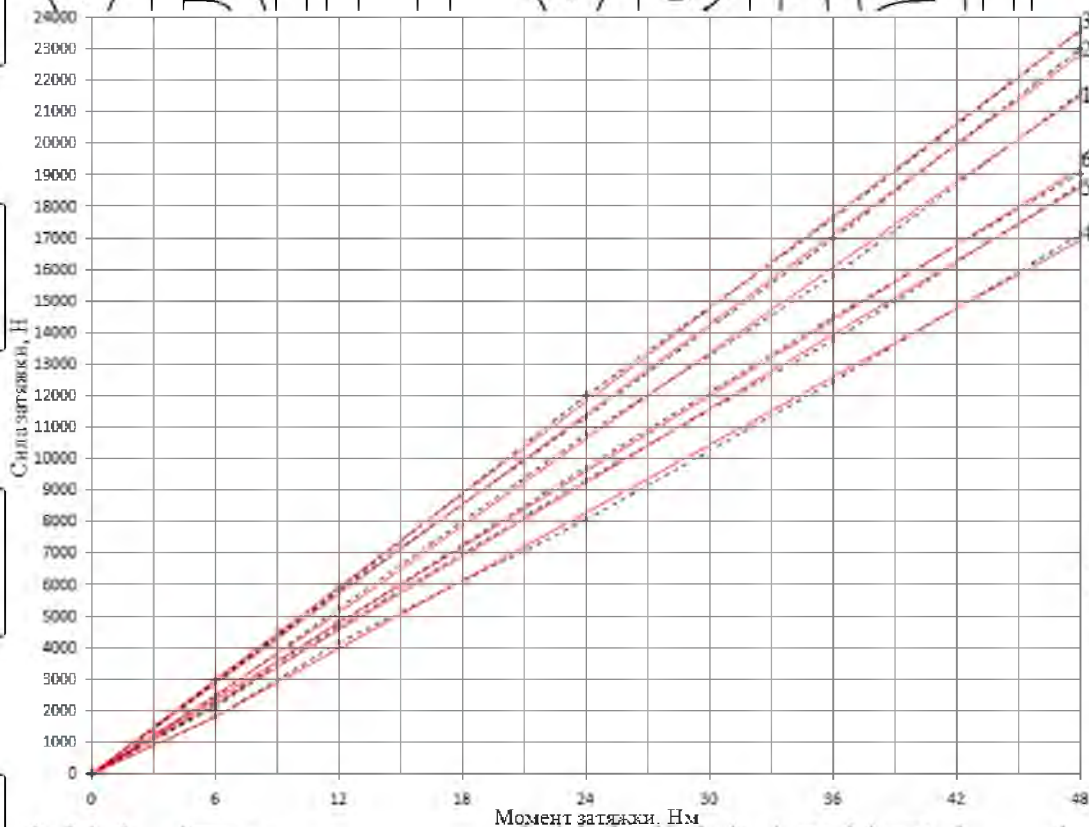
У таблиці 4.3 наведено результати випробувань різьбової пари М14×2.3 таблиці 4.3 видно, що в залежності від стану різьбової пари при одному і в тому ж моменті сили затягування значно відрізняються один від одного. Різниця між

максимально створеною величиною сили затягування (стан 3) і мінімальної (стан 4) склапає 6,3 кН, що дорівнює 33% від максимального значення.

Таблиця 4.2

Результати кореляційного і регресійного аналізу

Розрахункова величина	Стан різьбової пари M12×1.75					
	1	2	3	4	5	6
$\langle Y \rangle, Н$	11186,2	12005,8	12409,6	8733,6	9730,2	10079
$D_Y, Н$	$6,047 \cdot 10^7$	$6,686 \cdot 10^7$	$7,115 \cdot 10^7$	$3,822 \cdot 10^7$	$4,506 \cdot 10^7$	$4,744 \cdot 10^7$
$S_Y, Н$	7776,69	8176,89	8435,24	5182,19	6712,84	6887,98
K_{XY}	$1,336 \cdot 10^5$	$1,404 \cdot 10^5$	$1,449 \cdot 10^5$	$1,061 \cdot 10^5$	$1,153 \cdot 10^5$	$1,183 \cdot 10^5$
R_{XY}	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
t	80,885	112,934	144,045	53,551	88,13	86,899
b	452,519	475,86	490,917	359,631	390,629	400,818
a	-217,287	14,134	38,50	-328,104	-113,632	-21,616
$Y_{1P}, Н$	2498	2859	2984	1829	2230	2383
$Y_{2P}, Н$	5213	5724	5930	3086	4574	4788
$Y_{3P}, Н$	10643	11435	11821	8302	9261	9598
$Y_{4P}, Н$	16073	17145	17712	12618	13949	14408
$Y_{5P}, Н$	21504	22855	23603	16933	18637	19218
$S_{\Sigma}, Н$	192,245	144,792	117,111	230,769	152,302	158,497
$\gamma_P, \%$	3,5	2,4	1,9	5,3	3,1	3,2



Рис/4.1 Графік експериментальних (штрихових ліній) та теоретичних (суцільні лінії) залежностей $F=f(M_{зат})$ для різьбової пари M12×1.75

Таблиця 4.3

Результати випробувань різьбовий пари М14×2

У, Нм	Значення J при різному стані різьбовий пари, Н					
	1	2	3	4	5	6
6	2107	2385	2415	1498	1620	1804
12	4312	4648	4862	3150	3455	3853
24	8379	9205	9785	6177	7095	7400
36	12691	14189	14587	9725	10397	11376
48	17278	18807	19113	12733	14006	14893
M_{OTB}						
M_{ZAB}	0.77	0.75	0.74	0.83	0.81	0.8

Якщо проаналізувати сили затягування при станах 3 і 6 видно, що результати процесу корозування при одному і тому ж моменті і вигляді мастильного матеріалу сила затягування зменшилась в середньому на 22,5%.

На рис. 4.2 представлений графік експериментальних та теоретичних залежностей $F=f(M_{ZAT})$ для 6-ти станів різьбовий пари М14×2.

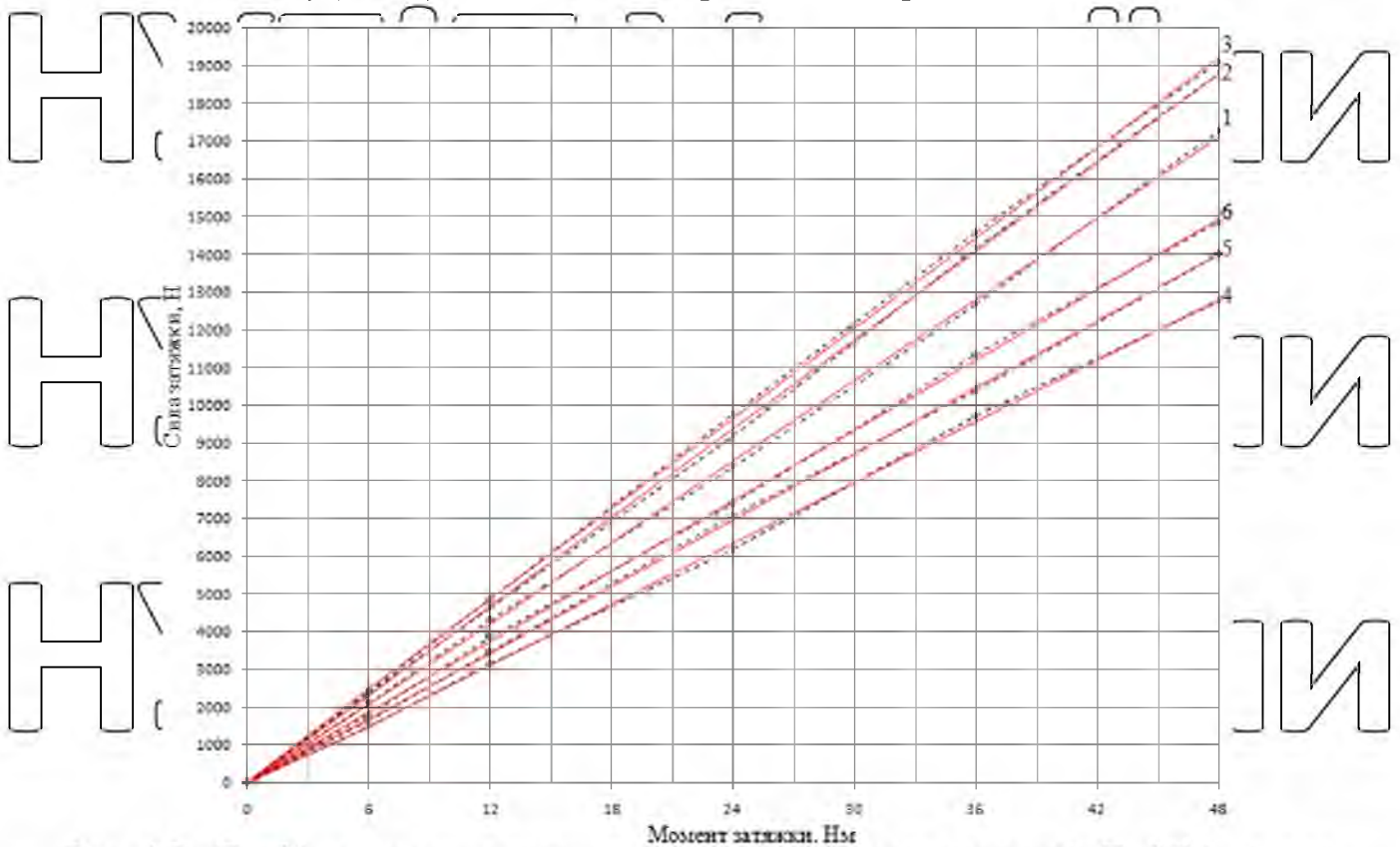


Рис. 4.2 - Графік експериментальних і теоретичних залежностей $F=f(M_{ZAT})$ для різьбовий пари М14×2

У таблиці 4.4 представлені результати кореляційного та регресійного

аналізу отриманих даних X і Y для 6-ти станів різьбовий пари M14×2

Рівняння регресії для даних X та Y при першому стані різьбовий пари M14×2 має вигляд:

$$Y_{iP} = -86.28 + 358.717 \cdot X_i \quad (4.23)$$

При другому стан:

$$Y_{iP} = -52.421 + 392.826 \cdot X_i \quad (4.24)$$

При третьому:

$$Y_{iP} = 99.982 + 398.905 \cdot X_i \quad (4.25)$$

При четвертому:

$$Y_{iP} = -135.53 + 269.926 \cdot X_i \quad (4.26)$$

При п'ятому:

$$Y_{iP} = -78.091 + 293.631 \cdot X_i \quad (4.27)$$

При шостому:

$$Y_{iP} = 10.585 + 311.691 \cdot X_i \quad (4.28)$$

Таблиця 4.4

Результати кореляційного і регресійного аналізу

Розрахункова величина	Стан різьбовий пари M14×2					
	1	2	3	4	5	6
$\langle Y \rangle, H$	8933.4	9846.8	10152	6666.6	7314.6	7865.2
D_Y, H	$3.800 \cdot 10^7$	$4.556 \cdot 10^7$	$4.698 \cdot 10^7$	$3.152 \cdot 10^7$	$2.541 \cdot 10^7$	$2.869 \cdot 10^7$
S_Y, H	6164.70	6750.14	6854.71	4639.09	5041.06	5356.49
K_{XY}	$1.054 \cdot 10^5$	$1.159 \cdot 10^5$	$1.177 \cdot 10^5$	$7.968 \cdot 10^4$	$8.660 \cdot 10^4$	$9.201 \cdot 10^4$
R_{XY}	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
t	80.077	109.434	102.927	70.624	102.636	81.571
b	358.717	392.826	398.905	269.926	293.361	311.691
a	-86.28	-52.421	99.982	-135.53	-78.091	10.585
Y_{iP}, H	2066	2305	2493	1484	1682	1881
Y_{2P}, H	4218	4661	4887	3104	3442	3751
Y_{3P}, H	8523	9375	9674	6343	6963	7491
Y_P, H	12828	14089	14461	9582	10483	11231
Y_5, H	17132	18803	19247	12821	14003	14972
S_A, H	153.934	123.349	133.177	96.645	98.218	131.304
$\gamma_p, \%$	3.4	2.5	2.6	3.97	2.7	3.3

4.2. Результати оцінки точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування та загвинчування

У таблиці 4.5 представлені результати вимірів моментів загвинчування та відгвинчування випробуваної різьбової пари М14×2. Середнє значення відношення моментів $M_{OTB} / M_{ЗАВ}$ для даної різьбової пари склало 0,85.

Таблиця 4.5

Результати вимірів моментів

Різьбова пара	№ виміру	$M_{ЗАВ}$, Нм	M_{OTB} , Нм	$M_{OTB} / M_{ЗАВ}$
М14×2	1	43.170	36.585	0.847
	2	43.902	37.683	0.858
	3	43.902	37.317	0.850

Оскільки максимальна сила стиснення динамометричної пружини установки ДМ-27 складає 25 кН, величину необхідної сили затягування при розрахунку необхідного моменту прийняли $F_{ПОТРІБ} = 15$ кН. Необхідний момент затягування для забезпечення необхідної сили затягування становив:

$$M_{ЗАТ} = \frac{F_{ПОТРІБ} P}{\pi \left(1 - \frac{M_{OTB}}{M_{ЗАВ}}\right)} = \frac{15000 \cdot 0,002}{3,14(1 - 0,85)} = 63,69 \approx 64 \text{ Нм}, \quad (4.29)$$

Затягування різьбової пари проводилося з повторністю в 5 разів до величини моменту 64 Нм з однаковою, по можливості, швидкістю обертання ключа в кожному випадку. У таблиці 4.6 представлені результати вимірів сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування і загвинчування.

Середнє значення багаторазово виміряною сили затягування F_i :

$$\langle F_i \rangle = \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{n} = \frac{15749 + 14801 + 15718 + 14648 + 15596}{5} = 15302,3, \quad (4.30)$$

Таблиця 4.6

Результати вимірів сили затягування

Різьбова пара	№ виміру	F_i, H	$\Delta F_i, \text{H}$	$\Delta F_i, \%$
$M_{14 \times 2} F_{\text{ПОТРІБ}}$ $= 15000 \text{ H}$ $M_{\text{ЗАТ}} = 64 \text{ Нм}$	1	15749	+749	+4.9
	2	14801	-199	-1.3
	3	15718	+718	+4.8
	4	14648	-352	-2.3
	5	15596	+596	+3.8

4.3. Результати дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла, що ремонтується

Дослідження показали, що розкид значень $M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}}$ для 34 болтів двох ГБЦ знаходився в інтервалі від 0.7 до 0.83, що підтверджує неоднаковість (різність) станів різбових з'єднань у ГРЗ, а це, у свою чергу, і є причиною нерівномірної затягування. З цього слід, що при затягування

ГРЗ головок циліндрів даного двигуна з рекомендованим моментом 80 Нм розкид сил затягування знаходився в інтервалі від 24 до 43 кН.

У таблицях 4.7 та 4.8 представлені результати вимірів моментів, середні значення відносин $\langle M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}} \rangle$ і значення сил затягування F , визначених по залежності (2.48).

За умови збереження міцності болта потрібна величина сили затягування для болтів даної групи складає 36075Н. З таблиць 4.7, 4.8 видно, що при затягування ГРЗ з рекомендованим технічними умовами моментом різбові пари з меншими значеннями відносини $M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}}$ виявляються перетягнутими, з великими значеннями $M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}}$ - недотягнутими.

Зробимо дослідно-статистичну обробку експериментальних даних. Для оцінки характеру розподілу величини $\langle M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}} \rangle$ зведемо результати вимірювань у статистичний ряд (Таблиця 4.9).

Група результатів вимірювань

Таблиця 4.9

Інтервал	0.68-0.709	0.71-0.739	0.74-0.769	0.77-0.799	0.8-0.829	0.83-0.859
Частота влучення	1	8	12	8	4	1
Ймовірність влучення	0.03	0.23	0.36	0.23	0.12	0.03
Частка влучення, %	3	23	36	23	12	3
Середнє значення вибірки	0.703	0.727	0.751	0.784	0.804	0.831

За даними статистичного ряду побудуємо гістограму розподілу величини

$\langle M_{OTB} / M_{ZAB} \rangle$ (рис 4.3).

На гістограмі видно, що величина $\langle M_{OTB} / M_{ZAB} \rangle$ розподілено по закону, близькому до нормального. Для зручності математичних обчислень позначимо величину $\langle M_{OTB} / M_{ZAB} \rangle$ як X_M .

Таблиця 4.78

Результати замірів моментів в ГРЗ ГБЦ 1

№ болта	Замір 1		Замір 2		Замір 3		$\langle M_{ZAB} \rangle$, Нм	$\langle M_{OTB} \rangle$, Нм	$\langle M_{OTB} / M_{ZAB} \rangle$	F, Н
	M_{ZAB} , Нм	M_{OTB} , Нм	M_{ZAB} , Нм	M_{OTB} , Нм	M_{ZAB} , Нм	M_{OTB} , Нм				
1	83.414	63.293	82.683	63.293	82.683	62.195	82.926	62.927	0.759	34593
2	81.951	62.195	81.951	62.195	80.487	60.732	81.463	61.707	0.757	34881
3	81.219	60.732	80.487	62.195	80.487	60.732	80.731	61.219	0.758	34737
4	82.683	64.756	80.487	62.927	82.683	64.390	81.951	64.024	0.781	31436
5	81.219	58.902	82.683	58.902	82.683	60.732	82.195	59.512	0.724	39618
6	82.683	59.634	81.219	60.000	81.219	59.634	81.707	59.756	0.731	38613
7	81.219	65.488	80.487	64.756	81.951	64.756	81.219	65.000	0.800	28708
8	81.219	58.902	81.951	60.000	82.683	60.732	81.951	59.878	0.731	38613
9	83.414	66.220	83.414	67.683	83.414	66.951	83.414	66.951	0.803	28277
10	82.683	64.390	81.951	66.951	82.683	64.390	82.439	65.244	0.791	30000
11	83.414	68.415	83.414	67.683	82.683	66.951	83.170	67.683	0.814	26699
12	82.683	66.951	81.951	64.756	82.683	66.220	82.439	65.956	0.800	28708

13	81.219	59.634	81.951	59.634	81.951	60.000	81.707	59.756	0.731	38613
14	81.219	60.732	81.219	60.732	81.951	60.732	81.463	60.732	0.746	36460
15	82.683	67.683	81.219	68.415	81.219	67.683	81.707	67.927	0.831	24259
16	81.951	64.390	81.219	63.659	81.951	64.390	81.707	64.146	0.785	30862
17	83.414	65.488	81.219	63.293	81.951	63.293	82.194	64.024	0.779	31723

Таблиця 4.8

Результати замірів моментів в ГРЗ ГБЦ 2

№ болта	Замір 1		Замір 2		Замір 3		$\langle M_{ЗАВ} \rangle$, Нм	$\langle M_{ОТВ} \rangle$, Нм	$\langle M_{ОТВ} / M_{ЗАВ} \rangle$	F, Н
	$M_{ЗАВ}$, Нм	$M_{ОТВ}$, Нм	$M_{ЗАВ}$, Нм	$M_{ОТВ}$, Нм	$M_{ЗАВ}$, Нм	$M_{ОТВ}$, Нм				
1	81.951	59.634	80.487	59.634	80.487	58.902	80.975	59.390	0.733	38326
2	82.683	61.463	82.683	62.195	82.683	62.195	82.683	61.951	0.749	36029
3	82.683	62.927	81.951	63.293	82.683	62.927	82.439	63.049	0.765	33732
4	81.219	60.000	81.951	60.732	81.219	60.000	81.463	60.244	0.742	37034
5	81.951	63.659	81.219	62.927	81.219	62.195	81.463	62.927	0.772	32727
6	81.219	60.000	80.487	60.366	81.951	60.732	81.219	60.366	0.743	36890
7	82.683	62.195	82.683	62.195	81.951	62.195	82.439	62.195	0.754	35311
8	81.951	58.171	81.219	59.634	81.951	59.634	81.707	59.146	0.724	39618
9	81.219	58.902	80.487	58.902	81.951	59.634	81.219	59.146	0.728	39043
10	80.487	59.634	80.487	60.000	80.487	60.000	80.487	59.878	0.744	36747
11	81.219	64.390	82.683	64.756	81.951	63.659	81.951	64.268	0.784	31005
12	80.487	57.439	80.487	58.171	81.219	57.439	80.731	57.683	0.715	40909
13	81.219	56.707	80.487	56.707	81.219	57.439	80.975	56.951	0.703	42632
14	81.219	61.463	81.219	60.000	81.219	60.600	81.219	60.488	0.745	36603
15	82.683	65.488	81.951	65.488	82.683	64.756	82.439	65.244	0.791	30000
16	81.951	62.195	81.219	62.195	81.951	61.463	81.707	61.951	0.758	34737
17	81.951	64.756	80.487	64.390	82.683	64.390	81.707	64.512	0.789	30287

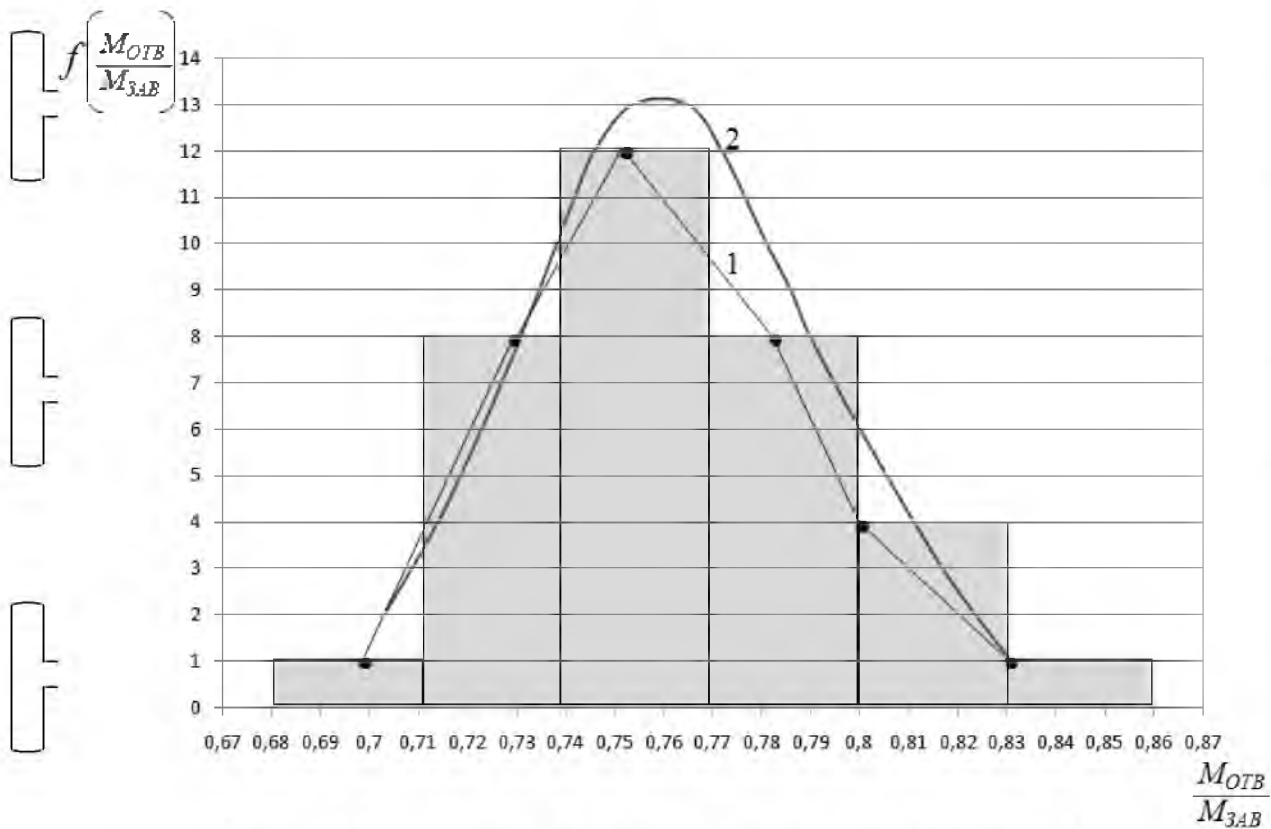


Рис. 4.3 – Криві розподілу величини $\langle M_{OTB} / M_{ZAB} \rangle$:

1 – експериментальна, 2 – теоретична.

Як показав експеримент, у різьбовій групі ГБЦ 1 (таблиця 4.7) різниця між максимальним і мінімальним значеннями сил затягування дорівнює 15367 Н, що становить 39% від максимального значення. У різьбовій групі ГБЦ 2 (Таблиця 4.8) дана різниця складала 12638 Н (30% від максимального значення).

Якщо уявити ГБЦ 1 у вигляді прямокутної поверхні, на яку в 17-ти точках перпендикулярно діють сили, рівні силам затягування, а розташування точок на поверхні відповідають розташуванням болтів ГБЦ, тоді згідно з даними таблиці 4.7 графік розподілу величини F на цю поверхні в тривимірному просторі буде мати наступний вигляд (рис. 4.4).

Експериментальна оцінка якості прилягання спряжених поверхонь ГБЦ 1 та блоку двигуна методом контактних відбитків підтвердила висновки про нерівномірності сил затягування ГРЗ при однаковому моменті затягування 80 Нм. На малюнки 4.5, 4.6 представлені отримані відбитки ГБЦ 1.

На рис. 4.5 видно, що в області РС під номерами 7, 11, 12, 15 інтенсивність фарбування менше. Нерівномірність фарбування відбиток свідчить о

нерівномірності контактних тисків, діючих зі сторони ГБЦ, отже, і о нерівномірності сил затягування в ГРЗ. З аналізу даних таблиці 4.7, тривимірного графіка (рис. 4.4) і відбиток (рис. 4.5) стає очевидним, що РС (7, 9, 10, 11, 12, 15) при затягуванні з рекомендованим моментом 80 Нм виявилися недотягнутими.

Значення відносин моментів $M_{\text{ОТВ}} / M_{\text{ЗАВ}}$ для даних РС були близькими до одиниці, що свідчить про щодя високі коефіцієнти тертя в цих різьбових парах і пояснює недостатність у них сил затягування. В той час як РС (8, 5, 6, 13) виявилися перетягнутими.

На рис. 4.6 спостерігається більш рівномірне фарбування відбитка, що дає право судити про більш рівномірний розподіл сил затягування в ГРЗ при складанні за розробленою методикою (тобто із застосуванням контролю сили затягування через відношення моментів відвинчування та загвинчування).

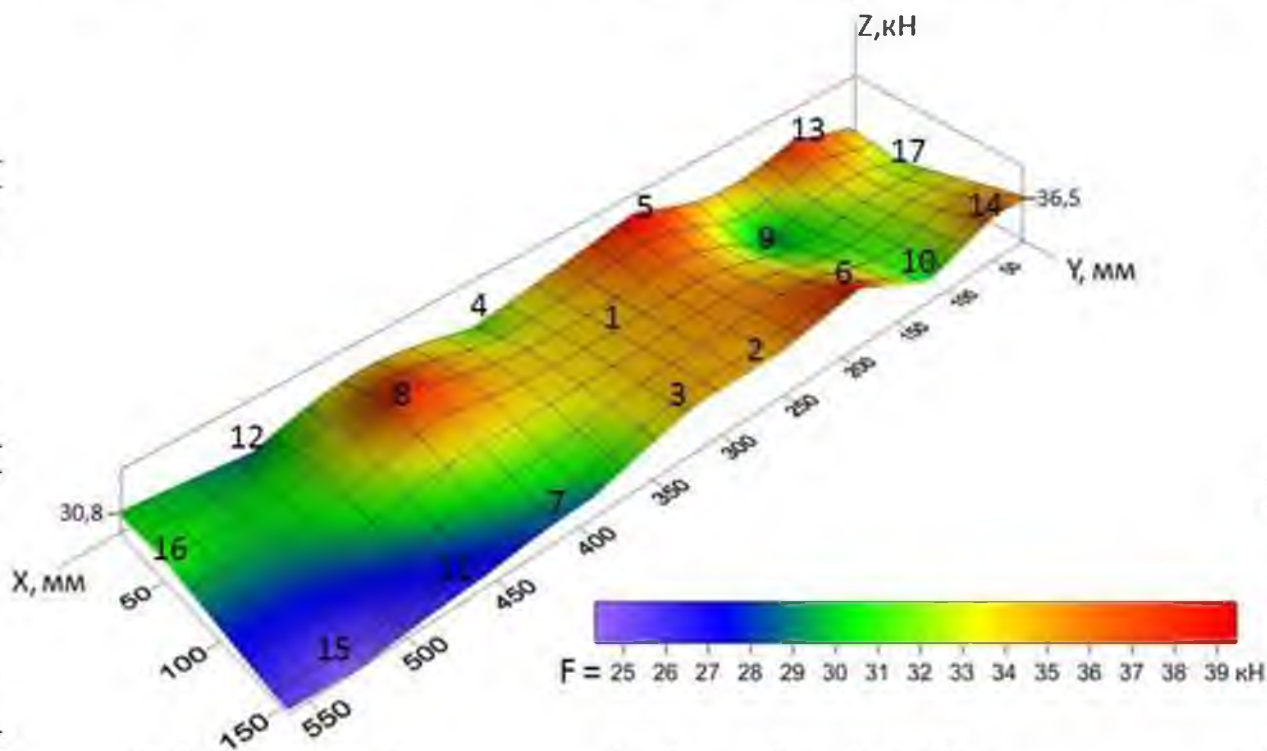


Рис. 4.4 - Графік розподілу величини F на поверхні



Рис. 4.5 - Відбиток ГБЦ І (затягування ГРЗ з рекомендованим моментом 80 Нм; в дужках значення $M_{в\text{тв}} / M_{з\text{ав}}$)

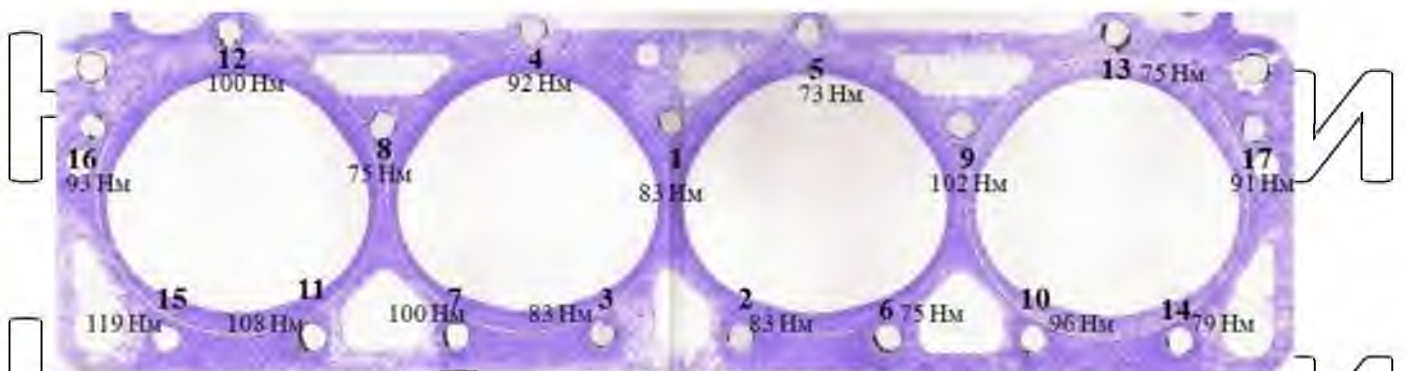


Рис. 4.6 - Відбиток ГБЦ І (затягування ГРЗ за розробленою методикою)

Висновки

1. Встановлено та оцінено вплив стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування по моменту. При однаковому моменті максимальна різниця між створеними силами затягування становила 6,5 кН, що дорівнює 27% максимального значення. В результаті процесу корегування за наявності одного і того ж виду мастила сила затягування при однаковому моменті зменшилася на 23%.

2. Оцінка точності забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відвинчування та загвинчування із застосуванням розробленого технологічного прийому за виміром моментів показала, що точність затягування при такому контролі становить + 5%.

3. Дослідження рівномірності затягування ГРЗ вузла, що ремонтується (агрегата) на прикладі кріплення ГБЦ двигуна показало, що розкидання значень

для 34 болтів двох ГБЦ знаходився в інтервалі від 0,7 до 0,83. Це означало, що з затяжці ГРЗ головок циліндрів даного двигуна з рекомендованим моментом 80 Нм сили затягування перебували в інтервалі від 24 до 43 кН.

4. Експериментальна оцінка якості прилягання спряжених поверхонь ГБЦ

та блоку двигуна методом контактних відбитків підтвердила адекватність висновків про нерівномірність сил у ГРЗ при затягуванні з рекомендованим моментом 80 Нм. Оцінка якості прилягання спряжених поверхонь також підтвердила більш рівномірний розподіл сил затягування при складання ГРЗ за розробленою методикою.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

5. ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЮ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ВИРОБАДЖЕННЯ МЕТОДИКИ СКЛАДАННЯ ГРУПОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

За статистичними даними ремонтно-сервісного підприємства ТОВ «Titan Machinery» за 2021 рік зафіксовано 117 випадків зриву (руйнування) силових шпильок (болтів) в процесі монтажу ГБЦ двигунів, що ремонтуються при дотриманні рекомендованих технічних умов на складання моментів затягування.

При цьому кількість двигунів, що вимагають відновлення РС після зриву різьби

(руйнування), склало приблизно 20% від загальної кількості відремонтованих двигунів протягом року. Економічний ефект від впровадження розробленою методикою складання ГРЗ виникає в сфері ремонтного виробництва за рахунок

зниження трудовитрат на ремонтно-відновлювальні роботи по причини зриву

різьби (руйнування стрижня) шпильки або зриву різьби в отвори корпуси деталі (при болтовому з'єднанні), що є наслідком низькою точності затягування.

Розроблена методика дозволяє підвищити точність затягування, тим самим виключити зрив різьби (руйнування болта) в процесі складання, отже, і

трудо витрати, пов'язані з відновленням різьбових з'єднань. Оцінка економічною

ефективності від застосування даної методики проводилася на прикладі технологічного процесу монтажу ГБЦ двигунів CASE 155 і 110 FPT.

Визначимо очікуваний економічний ефект за рахунок зниження трудовитрат на відновлення різьби у блоці циліндрів у разі її зриву при монтажі

ГБЦ. У таблиці 5.1 наведено операції, виконувани при відновлення різьби в отвори блоку циліндрів, і норми часу. Норми часу на виконання технологічних операцій при оцінці трудовитрат приймалися згідно з керівним документом.

Приймаємо, що відновлення різьбового з'єднання виконується розточуванням і нарізанням різьби під більший діаметр, діаметр отвори в голівці

циліндрів достатній для болта ремонтного розміру і розточування не вимагає на одному блоці циліндрів відновлюється один різьбовий отвір. Усе операції виконуються одним виконавцем, визначення необхідних моментів затягування

виконується з допомогою номограми.

Технологічні операції і норми часу

Таблиця 5.1

Операції (на прикладі двигуна CASE 155 FPT)	Норма часу, чол.-година
Демонтаж-монтаж ГБЦ	1.7
Демонтаж-монтаж кривошипно-шатунного механізму	2.4
Демонтаж-монтаж прокладки ГБЦ	0.03
Розточування різбового отвори блоку	0.18
Нарізування різби в отвори блоку	0.18
Виготовлення болта ремонтного розміру	0.16
	$N_{восст} = 4,65$

При річній програмі ремонту 600 одиниць двигунів трудовитрати на

демонтаж-монтаж ГБЦ складуть

$$T_{3_{д-м}} = N_{д-м} \cdot N_{двс} = 1,7 \cdot 600 = 1020 \text{ люд.год.} \quad (5.1)$$

де $N_{д-м}$ – норма часу на демонтаж-монтаж ГБЦ (таблиця 4.10), чол.-година,

$N_{двс}$ – річна програма ремонту двигунів, од.

Річні трудовитрати на демонтаж-монтаж ГБЦ з урахуванням витрат на відновлення різби в отворах блоків складуть:

$$T_{3_1} = T_{3_{д-м}} + N_{вдн} \cdot N_{вдн} = 1020 + 4.65 \cdot 0.2 \cdot 600 = 1578 = 1020 \text{ люд.год.} \quad (5.2)$$

де $N_{вдн}$ – норма часу на операції з відновлення різби в отворі блоку циліндрів,

чол.-год.

$M_{вдн}$ – кількість блоків циліндрів, які потребують відновлення різби, од.

Кількість блоків циліндрів, що вимагають відновлення різби, прийнято

20% від $N_{двс}$.

Річна вартість трудовитрат на демонтаж-монтаж ГБЦ з урахуванням витрат на відновлення різбових отворів блоків циліндрів:

$$S_{СОБ1} = T_{3_1} + S_{Н-Г}, \quad (5.3)$$

де $S_{Н-Г}$ - собівартість нормо-години, грн./год.

Собівартість нормо-години визначається як різниця вартості нормо-години та планового прибутку. За вартості нормо-години 700 грн./год і планового прибутку 15% собівартість нормо-години дорівнює 595 грн./год.

$$S_{СОБ1} = 1578 - 595 = 938910 \text{ грн.}$$

Річні трудовитрати на демонтаж-монтаж ГБЦ із застосуванням запропонованої методики збирання:

$$T_{32} = (N_{Н-Г} + N_{ЗАТ} N_{БОЛТ}) N_{ДВЗ}, \quad (5.4)$$

де $N_{Н-Г}$ - норма часу на демонтаж-монтаж ГБЦ без затягування болтів по стандартною методикою (прийнято 1.5 чол.-год);

$N_{ЗАТ}$ - норма часу на затягування одного різьбового з'єднання ГРЗ за запропонованою методикою, чол.-год.;

$N_{БОЛТ}$ - кількість болтів у різьбовій групі (для ГБЦ 155 – 17 шт.).

Шляхом хронометражу в результаті багаторазової затягування різьбових з'єднань нами встановлено, що для затягування одного різьбового з'єднання за розробленою методикою з використанням номограми достатньо 2-х хвилин, що дорівнює 0.033 чол.-год.

$$T_{32} = (1.5 + 0.033 \cdot 17) \cdot 600 = 1236.6 \text{ люд.-год.} \quad (5.5)$$

Зниження трудовитрат за рік від впровадження методики становитиме:

$$\Delta T_3 = \frac{T_{31} - T_{32}}{T_{31}} 100\% = \frac{1578 - 1236.6}{1578} 100\% = 24.63\% \quad (5.6)$$

Річна вартість трудовитрат на демонтаж-монтаж ГБЦ із застосуванням розробленої методики збирання:

$$S_{СОБ2} = T_{32} \cdot S_{Н-Г} + K_{ВЛ}, \quad (5.7)$$

де $K_{ВЛ}$ - капітальні вкладення, грн.

Капітальні вкладення (вартість динамометричного ключа) приймаємо по максимуму – 10000 грн.

$$S_{СОБ2} = 1236.6 \cdot 595 + 10000 = 745777 \text{ грн.}$$

За рахунок зниження трудовитрат на відновлення різьби в отворах блоків циліндрів при річній програмі ремонту підприємства 600 одиниць двигунів очікуваний економічний ефект від впровадження методики складання ГРЗ становитиме:

$$E = S_{СОБ1} - S_{СОБ2} = 938\,910 - 745\,777 = 193\,133 \text{ грн.} \quad (5.8)$$

Визначимо економічний ефект за рахунок зниження трудовитрат на заміну силових шпильок у результаті зриву різьби (розриву стрижня) у процесі монтажу ГБЦ.

У таблиці 5.2 наведено операції, що виконуються при заміні шпильки ГБЦ двигуна 110 в результаті зриву різьби (розриву стрижня) у процесі монтажу ГБЦ та норми часу. Головка циліндрів двигуна CASE 110 FPT має 10 силових шпильок. При розрахунках приймається, що одному двигуні заміні підлягає одна шпилька і всі необхідні запчастини є, всі операції виконує один виконавець, визначення необхідних моментів затягування виконується за допомогою номограми.

Технологічні операції і норми часу

Операції	Норма часу, чол.-година
Демонтаж-монтаж ГБЦ	1.56
Демонтаж-монтаж прокладки ГБЦ	0.03
Заміна шпильки ГБЦ	0.1
$H_{ЗАМ} = 1.69$	

За річної прикладення ремонту підприємства 600 одиниць двигунів трудовитрати на демонтаж-монтаж ГБЦ складуть:

$$TЗ_{Д-М} = H_{Д-М} \cdot N_{ДВЗ} = 1,56 \cdot 600 = 936 \text{ люд.год,} \quad (5.9)$$

де норма часу на демонтаж-монтаж однієї ГБЦ (таблиця 4.11), чол.-год;

- Річна програма ремонту двигунів, од

Річні трудовитрати на демонтаж-монтаж ГБЦ з урахуванням витрат на заміну зірваних шпильок:

$$T_{31} = T_{3\text{Д-М}} + N_{\text{ЗМ}} \cdot N_{\text{ШП}} = 936 + 1,69 \cdot 0,2 \cdot 600 = 1138,8 \text{ люд.-год.} \quad (5.10)$$

де $N_{\text{ЗМ}}$ - норма часу на операції із заміни шпильки, чол.-година;

$N_{\text{ШП}}$ - кількість зірваних шпильок на рік, од.

Кількість двигунів із зірваними шпильками на рік прийнято рівним 20% від

$N_{\text{ДВЗ}}$.

Річна вартість трудовитрат на демонтаж-монтаж ГБЦ з урахуванням трудовитрат на заміну зірваних шпильок:

$$S_{\text{СОБ1}} = T_{31} \cdot S_{\text{Н-Г}}, \quad (5.11)$$

де $S_{\text{Н-Г}}$ - собівартість нормо-години (595 грн./год).

$$S_{\text{СОБ1}} = 1138,8 \cdot 595 = 677\,586 \text{ грн.}$$

Річні трудовитрати на демонтаж-монтаж ГБЦ із застосуванням запропонованої методики збирання:

$$T_{32} = (N'_{\text{Д-М}} + N_{\text{ЗАТ}} \cdot N_{\text{БОЛТ}}) \cdot N_{\text{ДВЗ}}, \quad (5.12)$$

де $N'_{\text{Д-М}}$ - норма часу на демонтаж-монтаж ГБЦ без затягування болтів за стандартною методикою (прийнято 1,36 люд.-год);

$N_{\text{ЗАТ}}$ - норма часу на затягування одного різьбового з'єднання ГРЗ за запропонованою методикою (прийнято 2 хв = 0,033 люд.-год).

$N_{\text{БОЛТ}}$ - кількість шпильок у різьбовій групі (10 шпильок).

$$T_{32} = (1,36 + 0,033 \cdot 10) \cdot 600 = 1014 \text{ люд.-год.}$$

Зниження трудовитрат за рік становитиме:

$$\Delta T_3 = \frac{T_{31} - T_{32}}{T_{31}} \cdot 100\% = \frac{1138,8 - 1014}{1138,8} \cdot 100\% = 10,96\% \quad (5.13)$$

Річна вартість трудовитрат на демонтаж-монтаж ГБЦ із застосуванням запропонованої методики збирання:

$$S_{\text{СОБ2}} = T_{32} \cdot S_{\text{Н-Г}} + K_{\text{ВЛ}}, \quad (5.14)$$

де $K_{\text{ВЛ}}$ - капітальні вкладення (ціна динамометричного ключа), грн.

$$S_{\text{СОБ2}} = 1014.595 + 10000 = 613330 \text{ грн.}$$

За рахунок зниження трудовитрат на заміну зірваних шпильок при річній програмі ремонту підприємства 600 одиниць двигунів очікуваний економічний ефект від впровадження методики збирання ГРЗ становитиме:

$$E = S_{\text{СОБ1}} - S_{\text{СОБ2}} = 677586 - 613330 = 64256 \text{ грн.} \quad (5.15)$$

Оцінка економічної ефективності показала, що при річній програмі ремонту підприємства 600 одиниць двигунів очікуваний річний економічний ефект за рахунок зниження трудовитрат на відновлення зірваного різьби в отворі блоку циліндрів (на прикладі двигуна 155 ГРТ) складає порядку 190000 грн., за рахунок зниження трудовитрат на заміну зірваних шпильок ГБЦ (на прикладі двигуна 110 ГРТ) близько 65000 грн. в цінах 2022 року.

ВИСНОВКИ

1. Низька надійність ГРЗ відремонтованих вузлів машин обумовлена низькою точністю ($\pm 25.38\%$) і, отже, нерівномірністю затягування в процесі складання через зміну стану різьбових з'єднань при експлуатації. Для точної та рівномірної затягування ГРЗ необхідно враховувати фактичний стан різьбових з'єднань.

2. Отримано функціональні залежності для визначення моменту затягування, виходячи з умови збереження міцності болта або щільності стику деталей, що дозволяють врахувати фактичне стан різьбового з'єднання (непрямо врахувати коефіцієнти тертя у різьбовому з'єднанні без встановлення їх числових значень).

3. На основі контролю сили затягування через відношення моментів відгвинчування та загвинчування розроблено методику складання ГРЗ ремонтованих вузлів машин, що дозволяє врахувати фактичні стани різьбових з'єднань. Розроблена методика складання ГРЗ дозволяє виробляти більше точну і рівномірне затягування, що підтверджено експериментально.

4. Експериментально встановлено та оцінено вплив стану різьбового з'єднання на точність контролю сили затягування на момент. Залежно від стану різьбового з'єднання при однаковому моменті сили затягування значно відрізняються одна від одної. Різниця між максимально створеною силою затягування та мінімальною складала 6.5 кН, що дорівнює 27% від максимального значення. У результаті впливу корозії на різьбові поверхні сила затягування зменшилась на 23% при однаковому моменті і вигляді мастильного матеріалу.

5. Експериментально встановлено, що точність забезпечення сили затягування при контролі через відношення моментів відгвинчування і загвинчування складає $\pm 5\%$, що мінімум в 5 раз вище точності стандартного контролю сили затягування по моменту і відповідає вимогам складання відповідальних з'єднань вузлів машин, які ремонтуються.

6. Оцінка економічної ефективності показала, що при річній програмі ремонту підприємства 600 одиниць двигунів очікуваний річний економічний

ефект за рахунок зниження трудовитрат на відновлення зірваної різьби отвору блоку циліндрів (на прикладі двигуна ІЗ5) при монтажі ГВЦ становить близько 190 000 грн., за рахунок зниження трудовитрат на заміну зірваних шпильок ГВЦ (на прикладі двигуна CASE 110) порядку 65000 грн. в цінах 2022 року.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гуков Я. С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. Вип. 92. С. 13–25.

2. Агеева І. В. Розвиток системи інженерно-технічного обслуговування. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2007. Вип. 54. С. 160–168.

3. Роговський І. Л. Аналітичне визначення факторів впливу на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград. Вип. 35. С. 224–228.

4. Роговський І. Л. Методи оцінювання зручності і доступності технологічних операцій технічного обслуговування сільськогосподарських машин. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2007. Вип. 7. Т. 4. С. 136–141.

5. Роговський І. Л. Методичні положення до експлуатаційних вимог безпеки технічного стану самохідних сільськогосподарських машин. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке, 2007. Вип. 10. С. 132–140.

6. Ананьїн А. Д. Діагностика та технічне обслуговування машин: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / А. Д. Ананьїн, В. М. Міхлін, І. І. Габітов та ін - К.: Видавничий центр «Академія», 2018. - 432 с.

7. Алієв Ф. К. Працездатність різьбових з'єднань сільськогосподарських машин та шляхи підвищення їх терміну служби: дис. ... до-та техн. наук: 05.20.03 / Ф. К. Алієв. - К., 2010. - 223 с.

8. Біргер, І. А. Розрахунок на міцність деталей машин / І. А. Біргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Йосилевич. 4-ге вид., перероб. та дод. - К.: Машинобуд., 2012. - 640 с.

9. Біргер, І. А. Різьбові і фланцеві з'єднання / І. А. Біргер, Р. Б. Йосилевич - К.: Машинобудування, 1990. - 368 с.

10. Блаєр, І. Л. Вимірювальні властивості різьбових сполук // Машинобуд..

-2004. - №10. - С. 33-37.

11. Блаер, І.Л. Складання гнучких різьбових з'єднань // Вісник машинобудування. - 2002. - №7. - С. 53-56.

12. Блаер, І.Л. Стабілізація якості затягування різьб // Вісник машинобудування. - 2004. - №9. - С. 20-22.

13. Болти головки блоку і ущільнення // Автомайстер: Журнал. - 2005. - №12 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://a-master.com.ua/site/content/page/professional-auto-parts-109> (дата звернення: 12.08.2023).

14. Вагабов Н.М. Дослідження точності складання суднового малорозмірного дизеля і розробка способів зменшення відхилень макрогеометрії циліндрів/ дис... до та техн. наук: 05.02.08 // Н.М. Вагабов. - 2010 року. - 152 с.

15. Горлач В. В. Обробка, подання, інтерпретація результатів вимірів / В. В. Горлач, В. Л. Єгоров, Н.А. Іванов. - Вид-во ХАДЛ, 2006. - 83 с.

16. Вантажні автомобілі IVECO EURO TRAKKER. Технічне обслуговування, посібник з ремонту, електричні схеми. - Турин. : Вид-во Iveco S. p. A., 2001. - 98 с.

17. Вантажівки MAN L2000. Посібник з ремонту. - К. : Вид-во «Терція», 2006. - 180 с.

18. Вантажні автомобілі MERCEDES-BENZ ATEGO. Технічне обслуговування, посібник з ремонту, схеми електрообладнання. - К. : Вид-во «Дієз», 2010 року. - 496 с.

19. Гусаків Б.В. Вітчизняні і закордонні методи і засоби тарованою затягування різьбових з'єднань // Складання в машинобудування, приладобудування. - 2003. - №9. - С. 12-23.

20. Дегтярьов, А. А. Лабораторний практикум по деталей машин і основ конструювання. Навч. посібник / А. А. Дегтярьов, Є. Ю. Купріян. - Київ : Вид-во, 2004. - 88 с.

21. Дехтеринський, Л.В. Капітальний ремонт автомобілів: Довідник / Л.В. Дехтеринський, Р.Е. Єсенберлін, і ін. - К.: Транспорт, 2019. - 335 с.

22. Жуків В.Б. Затягування різьбових з'єднань // Вісник машинобудування. - 1980. - №3. - С. 26-28.

23. Жукова О. І. Підвищити якість техніки, що поставляється селу / О.І. Жукова // АПК: економіка і управління: Журнал. - 2009. - №7. - С.2. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.vniiesh.gov.ua/publications/Stat/9541.html> (дата звернення: 3.07.2022).

24. Ізмайлов, В. В. Механіка та фізика процесів на поверхні та в контакті твердих тіл, деталей технологічного і енергетичного обладнання / В. В. Ізмайлов. - ТДТУ, 2011 року. - 144 с.

25. Іосилевич, Г.В. Прикладна механіка / Г.В. Іосилевич, Г.В. Строганов, Г. С. Маслов. - К. : 2010. - 351 с.

26. Іосилевич Г. Б. Затяжка та стопоріння різьбових з'єднань / Г. Б. Іосилевич, Г.В. Строганов, Ю.У. Парловський. - К.: Машинобуду., 1985. - 224 с.

27. Кесарійський А.Г. Дослідження деформування різьбового з'єднання головки і блоку циліндрів поршневого двигуна // Двигуни внутрішнього згорання. - 2010. - №1. - С. 51 - 53.

28. Кирилів Н.А. Збірник статей по перспективам розвитку агропромислового комплексу та його технічного сервісу. навчальний посібник / Н. А. Кирилів. - Вид-во УХУС, 2008. - 109 с.

29. Корнілович, С. А. Підвищення якості технологічного процесу ремонту сільськогосподарської техніки на основі аналізу його точності і стабільності : дис. ... д-ра техн. наук. 05.20.03 / С. А. Корнілович. - К, 2000. - 405 с.

30. Корнілович, С. А. Шляхи забезпечення щільності стику різьбових з'єднань при виробництві, технічному обслуговуванні і ремонті машин сільськогосподарського призначення / С. А. Корнілович, В. Л. Соловійов // Вісник. - 2013 року. - №1(117). - С. 68 - 71.

31. Кузьмін, Ю. А., Підвищення безвідмовності трактори класу 40 кН резервуванням затягування різьбових з'єднань : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.03 / Ю. А. Кузьмін. - 2004. - 180 с.

32. Кузнецов А. С. Керівництво по технічному обслуговуванню і ремонту автомобілів ЗІЛ130, 131 / А. С. Кузнецов. - К.: Вид-во «Третій Рим», 2004. - 272 с.

33. Ланщиків А.В. Технологічні методи забезпечення якості автоматизованою складання різьбових з'єднань : дис. д-ра техн. наук :

05.02.08 / А. В. Ланциків. - 2004. - 420 с.

34. Липка В.М. Вплив конструктивних і технологічних факторів на надійність різбових з'єднань у машинобудівних виробах/В.М. Липка, Ю.Л. Рапацький // Вісник СевНТУ. - 2010 року. - №110. - С. 198–201.

35. Морозов, І. М. Основи технології збирання в машинобудуванні: Навч. допомога. Комп'ютерна версія - 2-ге вид., перер. та дод. / І. М. Морозов, К. Ю. Шамін. - 2006. - 72 с.

36. Науково-виробниче підприємство «Сатурн» [Електронний ресурс] : Анаеробні герметики та клеї-фіксатори / Режим доступу: http://www.anacrol.ru/Каталог_продукції/Анаеробні_герметики,_анаеробний_долей-фіксатор (Дата звернення: 10.09.2013).

37. Визначення коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки: Методичні вказівки до лабораторної роботи №1/Упоряд. Г.М. Гарашук, О.О. Никифоров. - К: - 2007. - 18 с.

38. Осипенка Н.Б. Планування експерименту і обробка експериментальних даних: тексти лекцій для студентів математичних спеціальностей. - Вінниця, 2010. - 49 с.

39. СОУ 37.001.050-22. Затягування різбових з'єднань. Норми затягування. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://exkavator./other/files/gost/ost37.001.050-73.pdf> (дата звернення: 14.10.2022).

40. Патент № 2381098. МПК В25В23/14. Спосіб затягування різбових з'єднань та пристрій для його здійснення / В. В. Устинов. 2008115741/02; Заявлено 21.04.2008. Опубл. 27.10.2009.

41. Патент № 2157313. МПК В25В21/00. Спосіб затягування групових різбових з'єднань / В.І. Зіня. 00102427/28; Заявлено 09.02.1999. Опубл. 10.10.2000.

42. Патент № 2401423. МПК G01L5/24. Спосіб контролю зусилля затягування різбових з'єднань / В. І. Максак, Е. Б. Цхай; 2009132913/28; Заявлено 01.09.2009. Опубл. 10.10.2010.

43. Патент № 2279646. МПК G01L1/00. Визначення фактичних зусиль у болтах / Б. П. Барканов, В. А. Барішев, С. В. Благін, А. А. Рябов, В. П. Суворов.

2004109855/28; Заявлено 29.09.2005, Опубл. 10.07.2006.

44. Продан В. Д. Герметичність роз'ємних з'єднань обладнання, експлуатованого під тиском робочого середовища / В. Д. Продан. - К.: 2012 року. - 280 с.

45. Продан В. Д. Похибки щодо мінімального навантаження герметизації // Хімічне та нафтогазове машинобудування. - 2001. - №4. - С. 10-12.

46. Пуховий, А. А. Керівництво по технічному обслуговуванню і ремонту тракторів «Білорус» серій 500, 800, 900 / А. А. Пуховий, М.Р. Мелешко, А.І. Бобрівник, В. Г. Левків. - К.: Машинобудування, 2007. - 426 с.

47. Реброва І. А. Планування експерименту: навчальний довідник. - Київ: ХАДІ, 2010 року. - 105 с.

48. Рунець М. А. Довідник автомобільної механіки / М. А. Рунець. - К.: Транспорт, 2016. - 271 с.

49. Сучасні кріпильні вироби та з'єднання у машинобудуванні: методичні вказівки по дисципліні «Деталі машин і основи конструювання» / Упоряд. Г. В. Буначян. - К.: Вид-во, 2018. - 36 с.

50. Соловйов, Ст. Л. Забезпечення точності і рівномірності затягування групових різьбових з'єднань при складанні вузлів машин сільськогосподарського призначення в умовах ремонту і технічного обслуговування // Техніка майбутнього: перспективи розвитку сільськогосподарської техніки: матеріали міжнародної наук.-практич. конф. - К.: 2013 року. - С. 196-198.

51. Соловйов, В. Л. Особливості технології складання вузлів при ремонті машин сільськогосподарського призначення / В. Л. Соловйов, С.А. Корнілович // Вісник. - 2012. - № 4 (8). - С. 111-115.

52. Соловйов, В. Л. Підвищення точності контролю зусилля затягування при складанні групових різьбових з'єднань // Вісник. - 2013. - № 3 (31). - С. 67-70.

53. Соловйов, Ст. Л. Підвищення рівномірності затягування групових різьбових з'єднань при складанні вузлів дитальних апаратів // Електронний журнал "Праці". - 2013. - № 70. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.mai.science/trudy/published.php?ID=44504> (дата звернення:

30.11.2022).

54. Соловйов, В. Л. Шляхи підвищення точності та рівномірності затягування грунових різьбових з'єднань при складання вузлів машин, які ремонтуються сільськогосподарського призначення // Вісник ХАДІ. - 2014. - (у друку).

55. Суслов А.Г. Технологія машинобудування: Підручник для студентів машинобудівних спеціальностей вишів. - 2-ге вид. К.: Машинобудування, 2007. - 430 с.

56. Титунін, Б. А. Ремонт автомобілів КамАЗ / Б. А. Титунін, Н. Г. Старостін, В. М. Мушніченко. - Львів. : Агропромвидав, 2017. - 288 с.

57. Каченят В. Д. Вплив технологічних факторів на точність і рівномірність зусилля затягування відповідальних різьбових з'єднань в умовах автоматизованого збирання : дис. ... до-та техн. наук: 05.02.08 / В. Д. Каченят. - К, 2014. - 182 с.

58. Хрульов, А.Е. Ремонт двигунів зарубіжних автомобілів. Виробничо-практичне видання. - К. : Вид-во «За кермом», 1999. - 440 с.

59. Хусаїнов, А. Ш. Контроль осьового зусилля болта та моменту затягування в різьбових з'єднаннях при експериментальних дослідженнях / А. Ш. Хусаїнов, Ю. А. Кузьмін, А. Ю. Овечкін // Контроль. Діагностика - 2011. - № 1. - С. 65-68.

60. Ях'яєв, Н.Я. Комплексний метод аналізу геометричної точності циліндрів у процесі збирання судових малорозмірних дизелів / Н. Я. Ях'яєв, Н. М. Вагабов // Вісник. - 2009. - № 1. - С. 256-261.

61. Criteria for preloaded bolts // NASA SHUTTLE. - Houston, Texas, 2008. - 21 с. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: http://snebulos.mit.edu/projects/reference/NASA-Genetic/NSTS_08307_RevA.pdf (дата звернення: 25.03.2022)

62. Kamasa Tools [Електроний ресурс] : Цифровой индикатор крутящего момента и угла поворота / Режим доступа: <http://www.kamasatools.com/ua/--/2012/Kamasa-Tools-360/> (дата звернення: 21.5.2023)