

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ
УДК 631.32.147

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету
Конструювання та дизайну
(назва факультету (ННІ))

_____ (підпис) _____ (ПІБ)
— ” _____ 2024 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
надійності техніки
(назва кафедри)

_____ (підпис) _____ (ПІБ)
— ” _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему:

Дослідження технологічних інструментів та пристроїв для розбирання різьбових з'єднань

Спеціальність: 133 галузеве машинобудування
Магістерська програма: машини та обладнання сільсько-
гоподарського виробництва
Програма підготовки: освітньо-професійна

Керівник магістерської роботи

к.т.н., доц.

Ружи́ло З.В.

Виконав:

Литвин В.Ю.

Київ-2024

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет конструювання та дизайну

Кафедра надійності техніки

Освітній рівень: «Магістр»

Спеціальність: 133 – галузеве машинобудування

Магістерська програма: Технічний сервіс машини та обладнання
сільськогосподарського виробництва

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Надійності техніки

_____ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

студенту **Литвин Владислав Юрійович**

1 Тема роботи: «Дослідження технологічних інструментів та пристроїв для розбирання різьбових з'єднань».

2. Строк подання студентом роботи – _____ р.

3. Вихідні дані до роботи

1. Науково-технічна література з Дослідження технологічних інструментів та пристроїв для розбирання різьбових з'єднань.

2. Завдання на проектування.

3. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які розробляються)

Для досягнення мети поставлено такі завдання:

1. Проаналізувати основні параметри різьб і методи їх виготовлення.
2. Дослідити вплив різних факторів на технічний стан і працездатність різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів.
3. Розглянути питання дослідження надійності різьбових з'єднань.
4. Провести аналіз технологій і пристроїв для монтажу та демонтажу різьбових з'єднань.
5. Дослідити технічний стан деталей різьбових з'єднань.

Висновки та пропозиції

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

4. Перелік графічного матеріалу

Презентаційний матеріал

Дата видачі завдання — _____ ” _____ 202_ р.

Керівник магістерської роботи _____

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

Вступ	14
1. Основні відомості про різьби.....	16
1.1. Класифікація різьб.....	17
1.2. Профіль і параметри метричної різьби.....	18
1.3. Допуски метричної різьби.....	20
1.4. Виготовлення різьби.....	25
2. Вплив різноманітних чинників на технічний стан і працездатність різьбових з'єднань	34
2.1. Специфіка ТО різьбових з'єднань	42
3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	47
4. Технології і пристрої для складання і розбирання різьбових з'єднань.....	57
5. Результати досліджень використання різьбових з'єднань в зернозбиральних комбайнах.....	72
5.1 Результати досліджень відмов з причин погіршення технічного стану різьбових з'єднань.....	75
5.2. Результати досліджень механічних параметрів болтів та гайок.....	64
5.2.1. Результати досліджень механічних параметрів пружинних шайб.....	76
5.3. Особливості розбирання різьбових з'єднань з різним технічним станом.....	84
5.4. Параметри обладнання для розбірно-складальних процесів ремонтного виробництва.....	88

6. Охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях	94
6.1. СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ СКЛАДАННЯ ТА РОЗБИРАННЯ МАШИН.....	95
6.2. Вимоги безпеки до території, приміщень, обладнання і виробничих процесів ремонтних підрозділів.....	97
Висновки	98
Список використаних джерел.....	99
ДОДАТКИ	100

ВСТУП

Внаслідок реформування агропромислового комплексу щороку змінюється стратегія і тактика ремонтного виробництва на всіх рівнях. Обсяги ремонту техніки, що виконуються спеціалізованими підприємствами, значно скоротилися, а основні роботи з ремонту перемістилися безпосередньо до власників техніки. Проте успішне виконання ремонтних робіт у господарських майстернях чи інших умовах можливе лише за наявності кваліфікованого персоналу, технологічної документації, необхідного обладнання, пристроїв та інструментів.

На сучасному етапі для впровадження нових технологій і форм організації ремонту в Україні зберігся залишковий потенціал ремонтно-обслуговуючої бази, що раніше налічувала 52,2 тис. об'єктів, серед яких спеціалізовані майстерні, цехи, станції та пункти технічного обслуговування. З них 50,4 тис. розташовувалися в господарствах, а в системі "Украгротехсервісу" працювало 1,8 тис. підрозділів, з яких 576 – спеціалізовані майстерні.

Останні десять років проблема розробки ремонтної документації залишається поза увагою виробників техніки для АПК, а також наукових і проектних установ. Це ускладнюється урізноманітненням парку сільськогосподарських машин, переважно за рахунок імпортової техніки. Особливо складно фермерам, які зазвичай не мають матеріально-технічної бази, кваліфікованого персоналу та необхідної документації.

Ремонт сільськогосподарських машин характеризується значною трудомісткістю операцій розбирання та складання, які раніше становили до 45% від загального обсягу робіт. Нині їх частка ще більше зросла через різноманіття запасних частин різної якості та вартості, доступних на ринку.

Серед усіх типів з'єднань деталей машин більшість агрегатів і вузлів мають переважно різьбові з'єднання, які становлять 60-80% [3]. На другому

місці за поширеністю зазвичай знаходяться пресові з'єднання, на розбирання яких припадає 20-25% трудомісткості [2]. Варто зазначити, що ці показники є усередненими, адже співвідношення типів з'єднань залежить від особливостей конструкції кожного вузла, агрегату чи машини.

Різьбові з'єднання можна розбирати за допомогою різноманітних інструментів, таких як ключі з відкритим зівом, кільцеві, торцеві, розвідні, головки та спеціальні інструменти. Головки приводяться в дію важелями, корбамі з храповими або іншими механізмами, а також різними шарнірами. Для механізації цього процесу використовують гайковерти з приводами електричного, пневматичного чи електромеханічного типу, які можуть бути як статичної, так і ударної дії. Кожен вид інструменту відрізняється за конструкцією, продуктивністю, вартістю та експлуатаційними витратами, тому вибір залежить від конкретних виробничих умов, зокрема технічного стану з'єднань, термінів виконання операцій, обсягів робіт і техніко-економічних характеристик обладнання.

Технічний стан різьбових з'єднань значною мірою залежить від низки факторів, які змінюються в процесі експлуатації машин. Це може призводити до втрати справного стану та зниження працездатності техніки.

1. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО РІЗЬБИ

Гвинтові поверхні, утворені прямими лініями, називають гелікоїдами. Вони визначаються гвинтовими лініями (гелісами) та твірними. Якщо твірна розташована під прямим кутом до осі гвинтової поверхні, така поверхня називається прямим закритим гелікоїдом, або гвинтовим коноїдом. У випадках, коли твірна перетинає вісь під гострим чи тупим кутом, поверхню називають скісним закритим гелікоїдом (мал.1.1)..

Різьба є особливим видом гвинтових поверхонь із прямолінійними (гелікоїдами) або криволінійними твірними. Вона може бути циліндричною чи конічною, зовнішньою або внутрішньою, правою або лівою, залежно від форми базової поверхні та напрямку руху твірної.

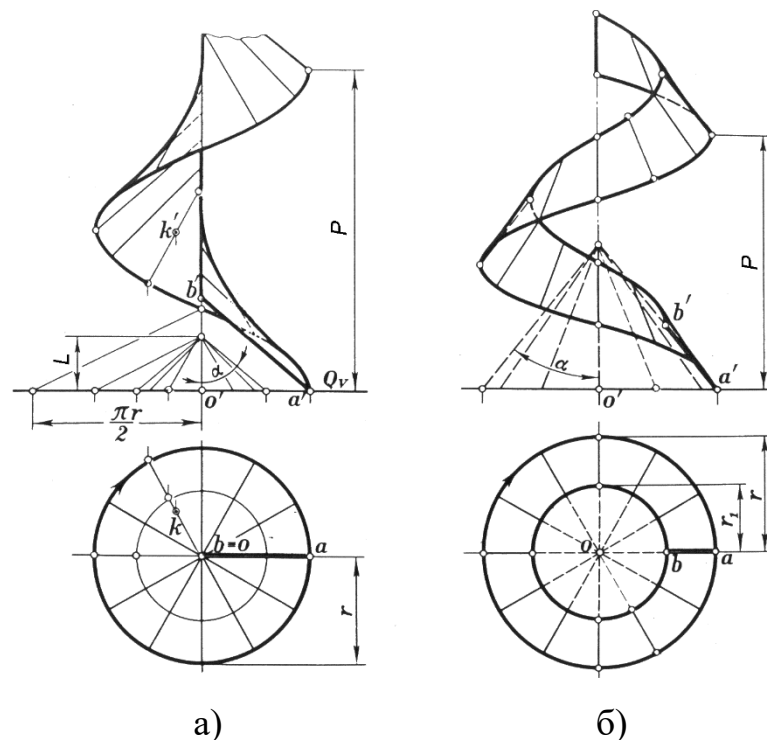


Рис. 1.1. Скісні гелікоїди з правим ходом:

а — замкнутий гелікоїд;

б — кільцевий замкнутий гелікоїд;

α — кут нахилу твірної av до осі;

P — крок;

L — висота прямого конуса поверхні.

1.1. Класифікація різьб

Різьбові з'єднання належать до групи розбірних конструкцій і поділяються на нерухомі та рухомі.

За функціональним призначенням їх можна розділити на:

1. **Кріпильні різьби** — застосовуються в нерухомих з'єднаннях;
2. **Ходові (кінематичні) різьби** — використовуються в рухомих механізмах.

Крім основної функції, кріпильна різьба нерідко виконує роль ущільнювального елемента, забезпечуючи герметичність.

Залежно від профілю, різьба може бути:

- трикутною;
- трапецієподібною;
- прямокутною;
- круглою;
- спеціальною.

Різьби також класифікуються за іншими параметрами:

- за кроком: крупний, дрібний, спеціальний;
- за кількістю заходів: однозахідні та багато заходів;
- за стандартом: стандартні або спеціальні.

Стандартні різьби включають метричну, трубну, дюймову, трапецеїдну, упорну та круглу форми.

Спеціальні різьби поділяються на два типи:

1. Стандартний профіль, але з відмінними діаметрами чи кроками (позначаються як "СП").
2. Нестандартний профіль, який повинен бути чітко зображений на кресленні відповідно до стандартів нанесення розмірів.

d — зовнішній діаметр зовнішньої нарізки (стержня з різьбою, болта, гвинта або шпильки);

D — зовнішній діаметр внутрішньої нарізки (гайки);

d_2 — середній діаметр нарізки стержня;

D_2 — середній діаметр нарізки гайки;

D_1 — внутрішній діаметр нарізки гайки;

P — крок нарізки;

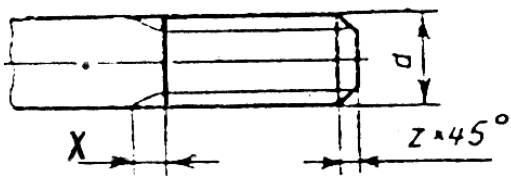
H — висота вихідного трикутного профілю;

R - номінальний радіус заокруглень западин стержня ($R=H/6$; $6R=H/6$);

H_1 — робоча висота профілю нарізки;

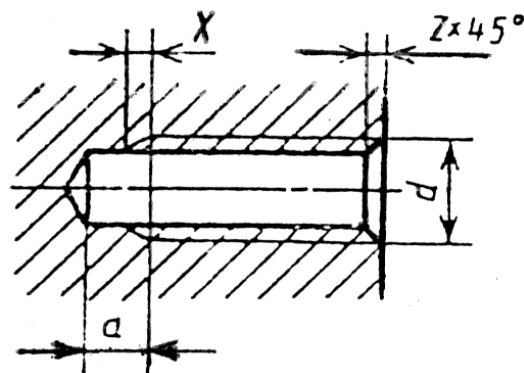
d_3 — внутрішній діаметр нарізки стержня по дну западини.

Максимальний крок $P=6$ мм застосовується для діаметрів від $d=64$ мм до $d=600$ мм, за винятком таких діаметрів: $d = 65, 75, 78, 82$ мм.



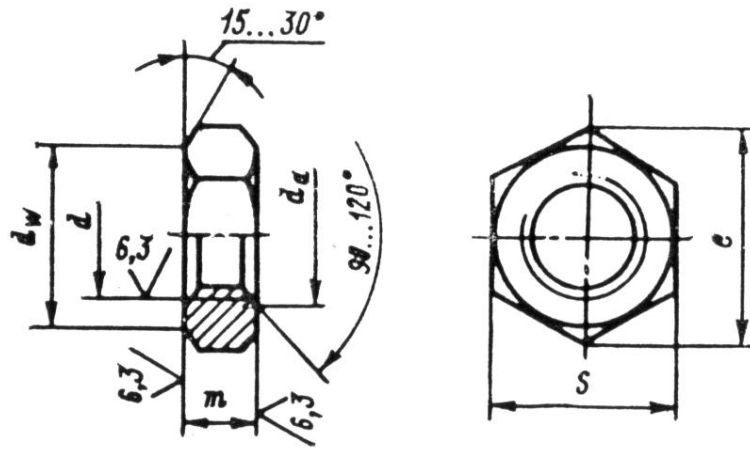
Допускається використовувати кут 60°

а)



Допускається використовувати кут 60°

б)



г)

Рис 1.3. Фаски на різьбах:

- а) – на зовнішній різьбі;
- б) – на внутрішній різьбі;
- г) – на різьбі шестигранної гайки згідно ГОСТ 5915-70.

Таблиця 1.1.

Розміри фасок для зовнішньої та внутрішньої метричної різьби.

Крок різьби, мм	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
Фаска Z, мм	0,5		1,0			1,6			2	2,5		3,0		4,0				

1.3. Допуски метричної різьби

Для забезпечення взаємозамінності різьбових з'єднань визначаються граничні контури різьби болтів (РС) і гайок. Від номінального профілю перпендикулярно до осі різьби відкладаються відхилення діаметрів, які формують поля допусків, що визначають мінімальний граничний контур болта і максимальний — гайки.

Допуски метричних різьб із великим і дрібним кроком для діаметрів у діапазоні 1–600 мм регламентуються стандартом ГОСТ 16093-81 [15, 16]. У

цьому стандарті наведені граничні відхилення для різьб, які забезпечують посадки типу ковзних або з зазорами (рис. 1.4).

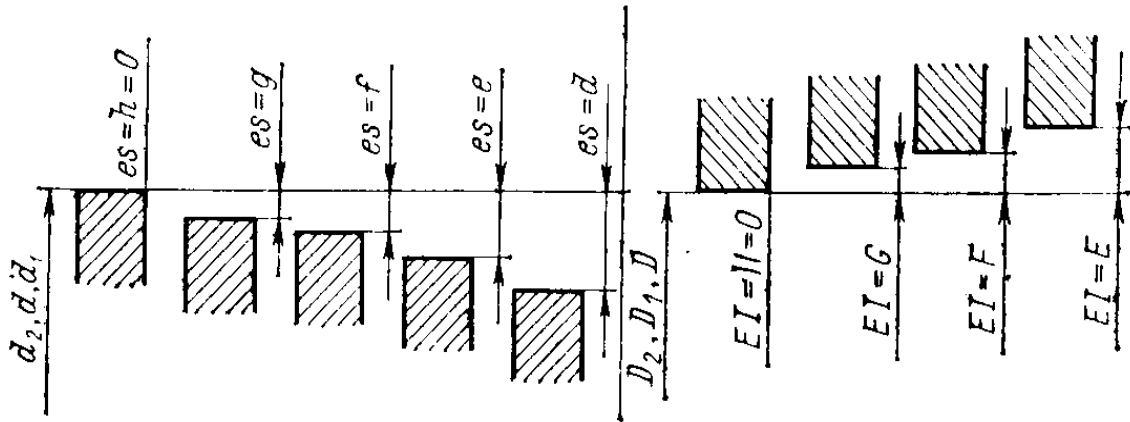


Рис 1.4. Основні відхилення (верхні для болтів і нижні для гайок) та їхні позначення:

h, g, f, e, d – для зовнішнього діаметру різьби болта (PC);

H, G, E^*, F^* – для внутрішнього діаметру різьби гайки.

Основні відхилення, що визначають положення полів допусків відносно номінального профілю, залежать виключно від кроку різьби (за винятком h і H).

*Примітка: E та F застосовуються лише для спеціальних випадків із великими товщинами захисного покриття.

Таблица 1.2.

Степені точності діаметрів метричної циліндричної різьби в діапазоні
1 – 600 мм згідно ГОСТ 16093-81

Вид різьби	Діаметр різьби	Степінь точності
Зовнішня	d	4; 6; 8
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; **
Внутрішня	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9; **

	D_1	4; 5; 6; 7; 8
--	-------	---------------

Примітка: Для деталей із пластмаси використовуються спеціальні ступені точності.

Поля допусків діаметрів різьби формуються шляхом поєднання ступеня точності та основного відхилення. У маркуванні точності різьби спочатку зазначається поле допуску середнього діаметра, а потім — поле допуску внутрішнього діаметра для гайок або зовнішнього для болтів (рис. 1.5).

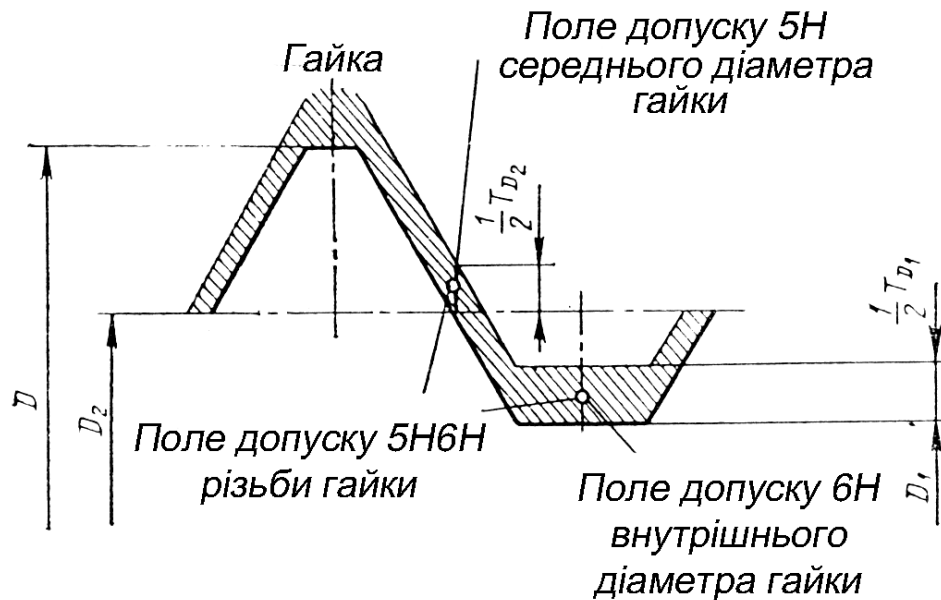


Рис.1.5. Позначення точності різьби гайки

Якщо позначення поля допуску діаметра по вершинах різьби (d або D_1) збігається з позначенням поля допуску середнього діаметра, воно не дублюється у позначенні точності різьби (рис. 1.6).

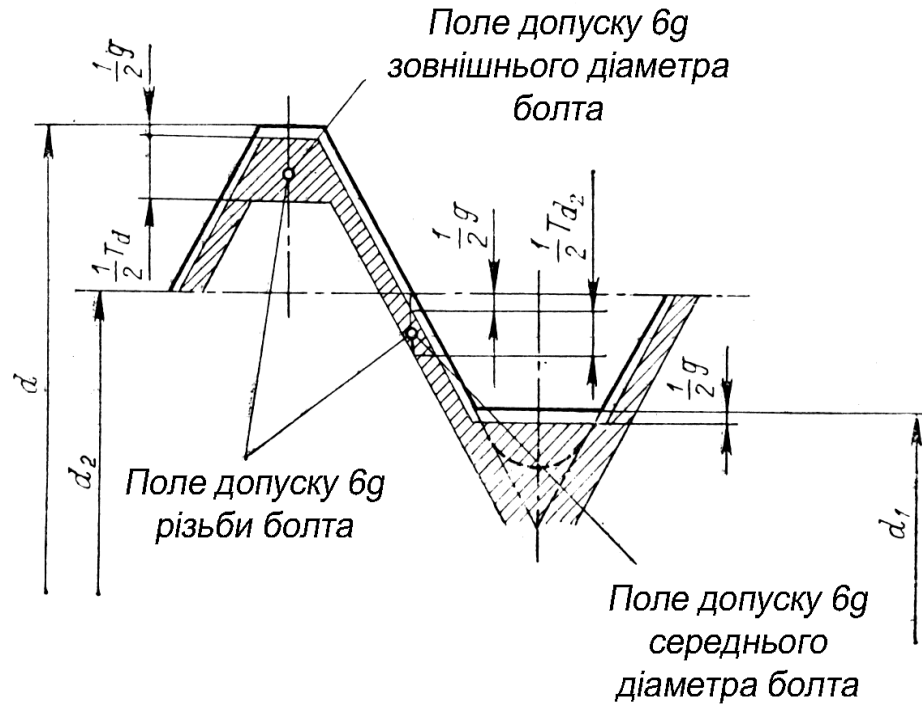


Рис 1.6. Приклад позначення точності різьби болта (РС)

Якщо немає спеціальних вимог, допуск різьби стосується максимальної нормальної (N) довжини згвинчування (табл. 1.3) або всієї довжини різьби, якщо вона менша за максимальну нормальну довжину згвинчування. У разі необхідності довжина згвинчування вказується в технічних умовах.

Таблиця 1.3.

Довжина згвинчування згідно з ГОСТ 16093-81 (витяг)

Номінальний діаметр різьби, мм	Крок різьби, мм	Позначення довжин згвинчування, мм		
		<i>S</i> (малі)	<i>N</i> (нормальні)	<i>L</i> (великі)
1	2	3	4	5
Понад 5,6 до 11,2	0,25	До 0,8	Біл. 0,8 до 2,4	Біл. 2,4
	0,35	> 1,1	> 1,1 > 3,4	> 3,4

Продовження таблиці 1.3

1	2	3	4	5
Понад 5,6 до 11,2	0,5	> 1,6	> 1,6 > 4,7	> 4,7
	0,75	> 2,4	> 2,4 > 7,1	> 7,1
	1	< 3	> 3 > 9	> 9
	1,25	> 4	> 4 > 12	> 12
	1,5	> 5	> 5 > 15	> 15
Понад 11,2 до 22,4	0,35	До 1,3	Біл. 1,38 до 3,8	Біл. 3,8
	0,5	> 1,8	> 1,8 < 5,5	> 5,5
	0,75	> 2,8	> 2,8 > 8,3	> 8,3
	1	> 3,8	> 3,8 > 11	> 11
	1,25	> 4,5	> 4,5 < 13	> 13
	1,5	> 5,6	> 5,6 > 16	> 16
	1,75	> 6	> 6 > 18	> 18
	2	> 8	> 8 > 24	> 24
	2,5	> 10	> 10 > 30	> 30
Понад 22,4 до 45	0,5	До 2,1	Біл. 2,1 до 6,3	Біл. 6,3
	0,75	> 3,1	> 3,1 > 9,5	> 9,5
	1	> 4	> 4 > 12	> 12
	1,5	> 6,3	> 6,3 > 19	> 19
	2	> 8,5	> 8,5 > 25	> 25
	3	> 12	> 12 > 36	> 36
	3,5	> 15	> 15 > 45	> 45
	4	> 18	> 18 > 53	> 53
	4,5	> 21	> 21 > 63	> 63

Поля допусків, що визначені ГОСТ 16093-81, наведені у таблиці 1.4. Для створення різних посадок дозволяється використовувати будь-які комбінації полів допусків для різьб болтів і гайок, зазначені в таблиці.

Таблиця 1.4.

Залежність поля допуску від групи довжини та класу точності різьби

Група довжин згвинчування	Клас точності	Поле допуску різьби	
		зовнішньої	внутрішньої
<i>S</i>	Точний	(3h4h)	4H
	Середній	5g6g; (5h6h)	(5G); 5H
	Грубий	-	-
<i>N</i>	Точний	4g; 4h	4H5H; 5H
	Середній	6d; 6e; 6f; 6g; 6h	6G; 6H
	Грубий	8g; (8h)*	(7G); 7H
<i>L</i>	Точний	(5h4h)	6H
	Середній	(7e6e); 7g6g; (7h6h)	(7G); 7H
	Грубий	(9g8g)	(8G); 8H

Поле допусків, в дужках використовувати не рекомендується.

Примітка: Для різьб із кроком $P \geq 0,8$ мм. $P < 0,8$ мм використовується 8h6h.

Допуски та граничні відхилення для метричної різьби діаметрів 5–45 мм для посадок із переходом наведено в ГОСТ 24834-81, а для посадок із натягом — у ГОСТ 4608-81.

1.4. Виготовлення різьби

Зовнішню та внутрішню різьбу на деталях можна виготовити за допомогою таких основних методів [17–20]:

- вирізання профілю різьби різальним інструментом;

- витискання профілю різьби спеціальним інструментом;
- накатування профілю різьби за допомогою накатувальних інструментів;
- лиття під тиском або відцентрове лиття.

Обробка різьби різанням (рис. 1.7) здійснюється такими інструментами:

- різьбовими різцями (рис. 1.8, 1.9);
- гребінками, мітчиками;
- різьбовими плашками;
- різьбонарізними головками (рис. 2.0);
- різьбовими фрезами (рис. 2.1);
- шліфувальними кругами.

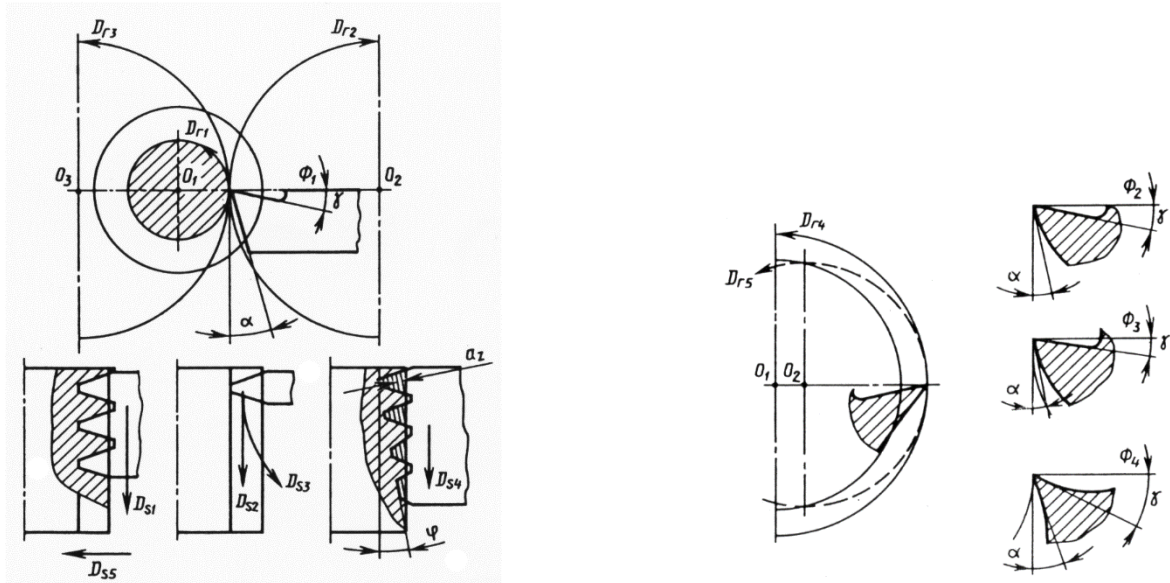


Рис. 1.7. Узагальнена схема формування різьби різьбонарізним інструментом:

Позначення на рисунку:

$\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ – форми різального клина;

α – задній кут леза;

γ - передній кут леза;

D_r – обертальний рух інструмента відносно деталі;

D_s – подача вздовж осі заготовки.

Комбінації рухів для різних способів обробки:

D_{r1}, D_{s2} – різання різцем;

D_{r1}, D_{s4} – обробка багатопрофільними різцями (гребінками);

D_{r1}, D_{s2}, D_{s3} – обробка обкатним різцем;

D_{r4}, D_{s4} – обробка мітчиками, головками, плашками;

$D_{r1}, D_{r2}, D_{s1}, D_{s5}$ – швидкісне нарізання зовнішньої різьби різьбовими фрезами;

$D_{r4}, D_{r5}, D_{s1}, D_{s5}$ – нарізання внутрішньої різьби аналогічним методом.

На токарних верстатах із ЧПК процес різьбонарізання можна виконувати автоматично (рис. 1.8, 1.9). Для різьб із кроком до 2,5 мм врізання різця зазвичай виконується перпендикулярно до осі різьби (рис. 1.9). Такий підхід забезпечує ефективне ламання стружки, але може спричинити нерівномірне зношення лез. Щоб уникнути цього, рекомендується застосовувати метод "розбивки" — зміщення різця в різні боки.

Різьбові фрези (рис. 1.10) належать до багатозубих інструментів, що підвищує продуктивність нарізання різьби порівняно з різцями.

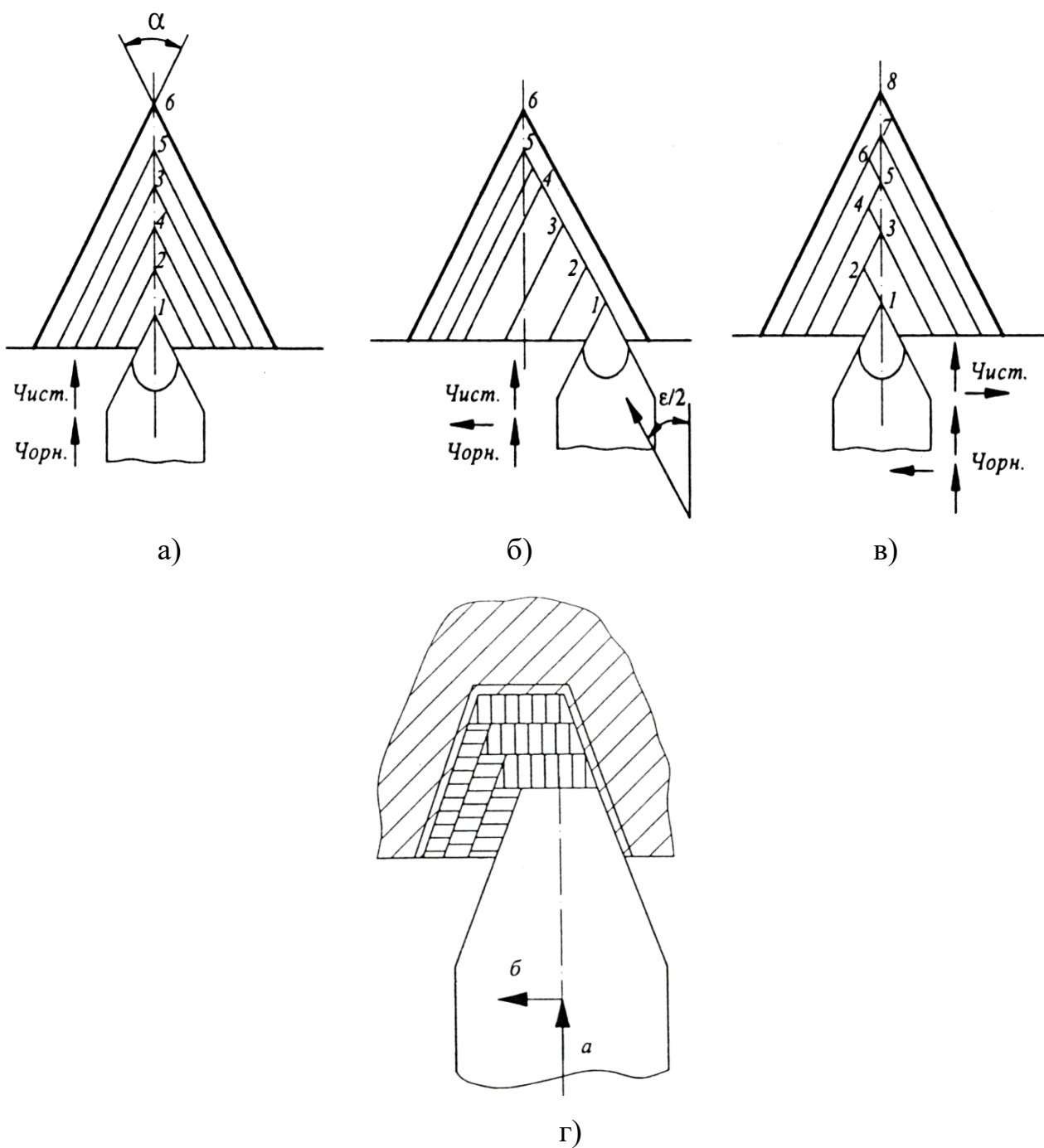


Рис 1.8. Схеми врізання різьбового різця: а – поперечне; б – бічне; в – у «розбивку»; 1-8 – номер врізань; г – нарізанні трапецеїдальної різьби.

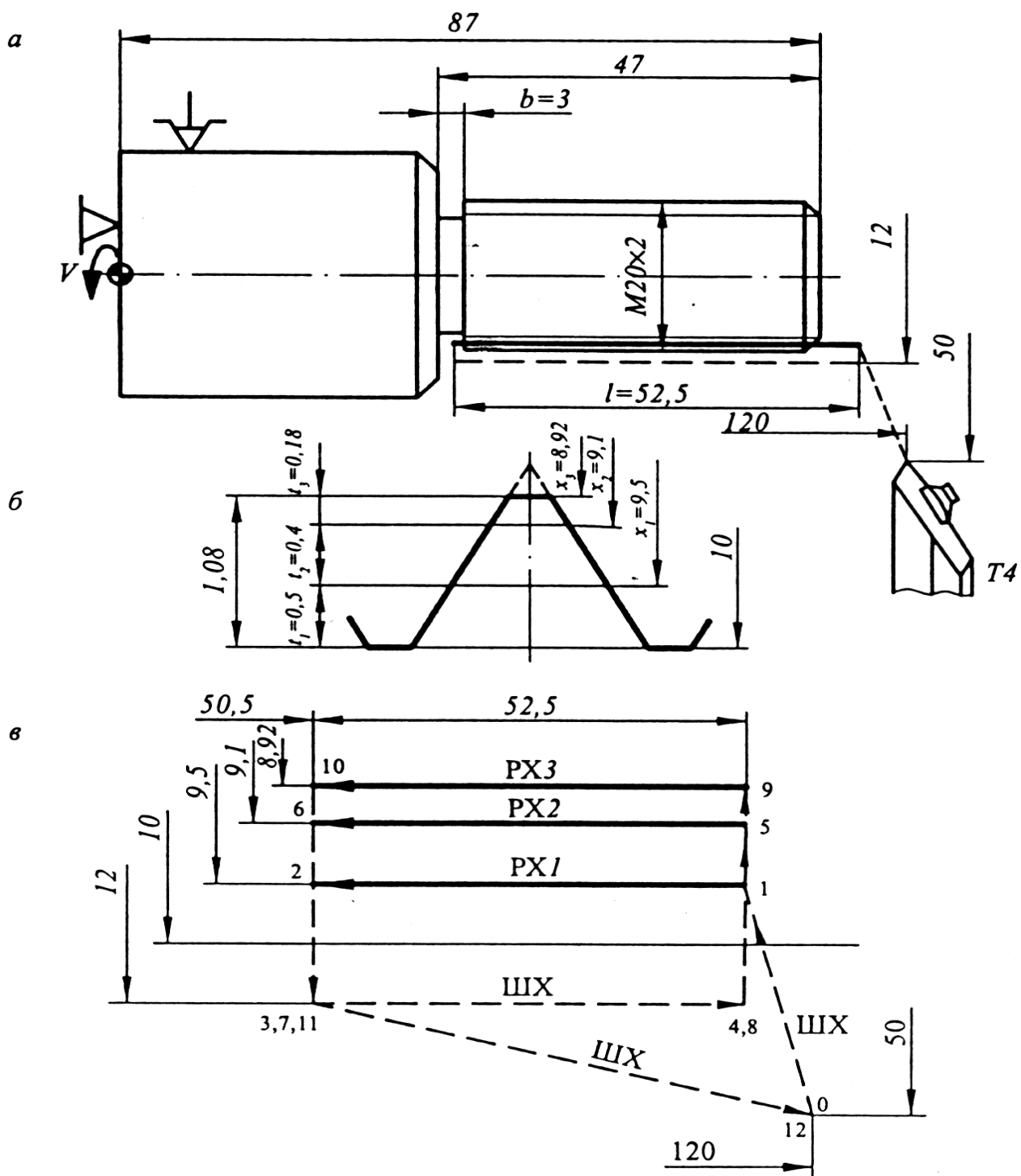


Рис 1.9. Схема нарізання $M20 \times 2$ на токарному верстаті з ЧПК:

а – налаштування;

б – розрахунок координат точок врізання;

в – циклограма; РХ – робочий хід; ШХ – швидкий хід.

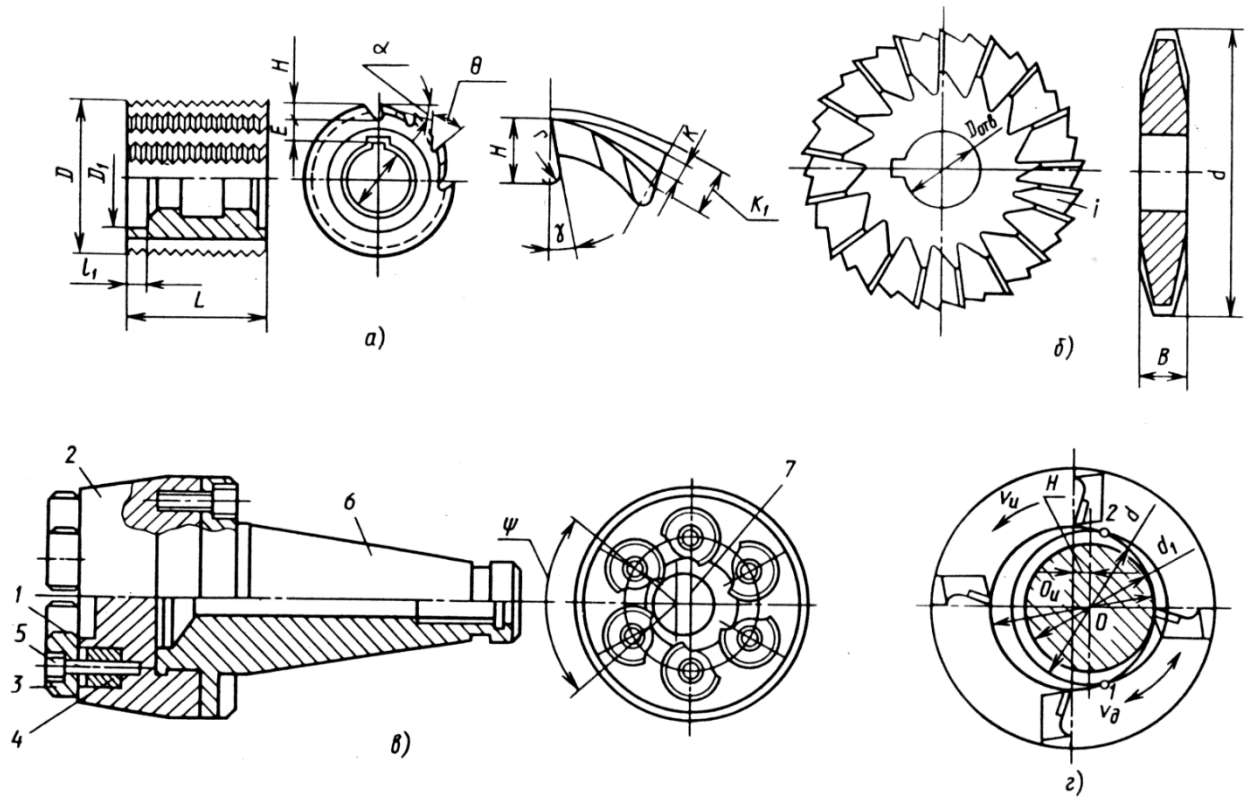


Рис. 1.10. Різьбові фрези: а – гребінчасті циліндричні; б – дискові; в – складені гребінчасті охоплюючі: 1 – гребінки; 2 – корпус; 3 – зірки; 4 – втулка; 5 – гвинт; 6 – конічний хвостовик; ψ – кут контакту зубців фрези із заготовкою

Різьбонарізні головки (рис. 1.10) мають в комплекті круглі гребінки або плоскі планки. Забезпечують велику продуктивність завдяки підвищеній швидкості різання та швидкому відведенню після виконання операції.

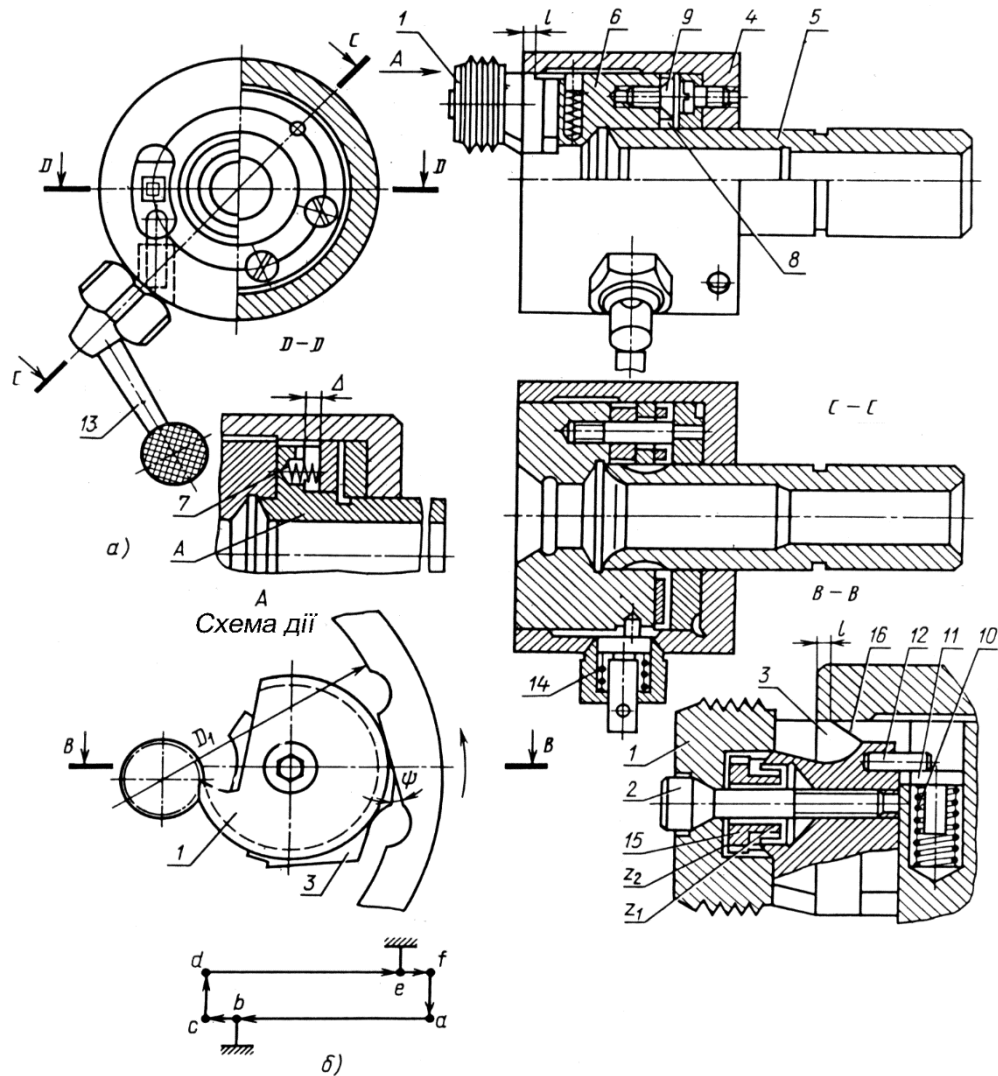


Рис. 1.11. Конструкція (а) та принципи роботи (б) різьбонарізної головки з круглими гребінками: 1 – гребінки; 2 – гвинти; 3 – кулачки; 4 – корпус; 5 – хвостовик; 6 – плашкодержач; 7 – пружини; 8 – кільце; 9 – гвинти; 10 – пружини; 11 – штифти; 12 – шпильки; 13 – ручка; 14 – пружина; 15 – зірочка; 16 – скіс кулачків. Накатування є найбільш продуктивним способом утворення різьби без зняття стружки методом пластичного деформування. Переваги цього методу перед різьбонарізанням:

- покращення фізико-механічних властивостей поверхневого шару металу завдяки наклепу;
- економія металу до 10–30%.

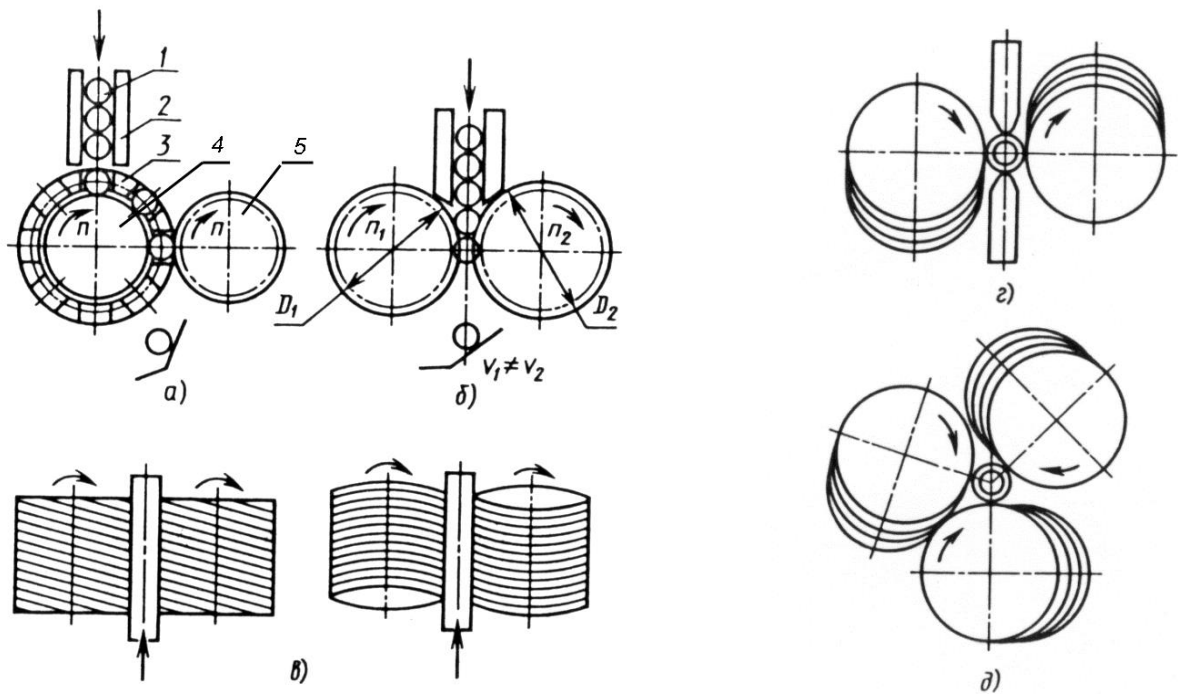


Рис. 1.12. Способи різьбонакатування:

- 1 – заготовки;
- 2 – потік від бункера;
- 3 – сепаратор;
- 4,5 – різьбонакатні ролики;

Методи:

- а) – накатування з дотичним рухом подачі заготовок і однаковою швидкістю обертання роликів;
- б) – з дотичним рухом подачі заготовок і різною швидкістю обертання роликів;
- в) – з осьовою подачею заготовки двома або трьома роликами з кільцевою або гвинтовою нарізками.

Окрім роликів, для накатування різьби використовуються плоскі різьбонакатні плашки.

Лиття під тиском дозволяє виготовляти зовнішню конічну різьбу без подальшої механічної обробки, хоча кількість витків обмежена:

- до 24 — для цинкових сплавів;
- до 20 — для алюмінієвих і магнієвих сплавів;
- до 10 — для бронзи.

Внутрішню різьбу цим способом можна виготовити лише на цинкових сплавах із кількістю витків до 24 на 1

2. ВПЛИВ РІЗНОМАНІТНИХ ЧИННИКІВ НА ТЕХНІЧНИЙ СТАН І ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Сільськогосподарська техніка сучасності має приблизно 70% з'єднань, що належать до рознімного типу. Найпоширенішими серед них є різьбові з'єднання, особливо на зернозбиральних комбайнах. Це зумовлює необхідність забезпечення їхньої надійності, яка має бути на рівні з довговічністю робочих елементів і приводних механізмів, що виконують ключові технологічні операції. Різьбові з'єднання, як проміжна ланка між елементами, що перебувають під статичними або динамічними навантаженнями, повинні відповідати таким основним вимогам:

- мати достатню стійкість до знакозмінних навантажень;
- демонструвати високу корозійну стійкість і уникати явищ заїдання;
- забезпечувати зусилля попереднього загвинчування в межах науково обґрунтованих величин;
- рівномірно затягувати групові з'єднання;
- зберігати зусилля попереднього натягу протягом періоду експлуатації;
- бути зручними для діагностики, обслуговування і ремонту.

Експлуатація сучасної сільськогосподарської техніки супроводжується значним впливом вібрацій, які негативно позначаються на стані її деталей, вузлів, агрегатів і систем. У ході польових досліджень було визначено, що частота коливань різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів моделей КЗС-9 та РСМ-10 змінюється в межах від 0,1 до 120 Гц, а амплітуда коливань варіюється від $1 \cdot 10^{-6}$ м до $5 \cdot 10^{-3}$ м. До основних причин такого явища належать дисбаланс мас, що обертаються, вигини профілю доріг, а також зміни фізичних властивостей оброблюваного матеріалу. Недостатня міцність різьбових стрижнів у таких умовах може призводити до утворення залишкових деформацій (рис. 2.1, 2.2), що створюють умови для ударних навантажень. У випадках таких навантажень ресурс з'єднання різко зменшується — до кількох сотень або навіть десятків циклів вібрації через надмірні зусилля в стрижнях різби.



Рис. 2.1. Болт М12, що утримує боковину секції молотильного апарата, деформований унаслідок надмірного осьового натягу (на всіх рисунках масштаби можуть відрізнятися).



Рис. 2.2. Болт М12, який фіксує секцію подрібнювального апарата, зазнав деформації через надмірний осьовий натяг.

Однією з поширених проблем є змінання витків різьби, що виникає в результаті перевантаження з'єднання (рис. 2.3). У більшості випадків це пов'язано з наданням надмірного попереднього натягу під час монтажу або технічного обслуговування. При цьому зовнішній огляд не дає змоги оцінити стан витків різьби у зоні контакту болта й гайки. Мінімальне збільшення навантаження під час експлуатації може призводити до пошкодження витків і втрати працездатності з'єднання.

У радянські часи сільськогосподарське машинобудування розглядалося як другорядна галузь, і її розвиток поступався оборонній промисловості. Через це вітчизняне машинобудування виявилось відсталим на 20–30 років порівняно зі світовими лідерами галузі. Витрати на ремонт техніки перевищували витрати на її виготовлення в понад 7 разів. Матеріали, які використовувалися у виробництві, часто не відповідали сучасним стандартам. Наприклад, болти, які широко застосовуються на імпортній техніці, мають клас міцності 8.8–10.9, тоді як у вітчизняній техніці найчастіше використовуються болти з показниками 5.8–8.8.

У мобільній сільськогосподарській техніці під час монтажу та демонтажу з'єднань нерідко виникає заїдання. Це явище починається із локального зварювання витків різьби, а подальший відносний рух призводить до пошкодження поверхонь. З'єднання зазвичай схильні до заїдання навіть при незначних контактних напруженнях ($p_{max}=5...25 \text{ МПа}$) і низьких напруженнях загвинчування ($\sigma_{0max} \leq 0,15\sigma_m$). Через це механічний потенціал деталей реалізується лише частково. Для зменшення ризику заїдання використовуються мастильні матеріали, спеціальні покриття та оксидні плівки, які знижують коефіцієнт тертя і перешкоджають точковому зварюванню витків.



Рис. 2.3. Болт М10 контрприводу, деформований через надмірне осьове зусилля під час монтажу, а також різьба, яка постраждала внаслідок зминання.

Відсутність точності у проектуванні та виготовленні корпусних частин, просторових конструкцій, а також опор для валів комбайнів нерідко компенсується під час монтажу збільшенням отворів для різьбових з'єднань. Зокрема, отвори можуть бути зроблені продовгуватими (рис. 2.4.) або більшого

діаметра. Це значною мірою впливає на експлуатаційні характеристики зернозбиральних комбайнів. Такі зміни зменшують жорсткість з'єднання, адже шайба, яка повинна працювати на стиск, починає функціонувати на згин. У ситуаціях, коли з'єднання не передбачає використання шайби, підвищується питомий тиск на контакт між гайкою або головкою болта та опорною поверхнею деталі. Плоска шайба за умов змінних навантажень, працюючи як еластична проміжна деталь, може зазнавати залишкової деформації, що призводить до втрати працездатності з'єднання за короткий час.

Корозія також значно впливає на зниження міцності, ресурсу різьбових з'єднань і збереження зусилля попереднього затягування (рис. 2.5.). Утворення іржі у зоні контакту між витками різьби гайки та болта створює додаткове навантаження. Це зумовлено тим, що іржа займає більший об'єм порівняно із металом, з якого вона утворилася. Утім, її структура є крихкою, і під впливом вібрацій іржа руйнується, формуючи зазори між контактними поверхнями.

Наразі в аграрних господарствах використовують три основні методи зберігання зернозбиральних комбайнів: відкритий, закритий і комбінований [6]. Найпоширенішим є відкритий спосіб зберігання [7, 8], який для техніки, що морально і фізично застаріла, призводить до значних затрат часу і коштів на її відновлення перед початком жнив. На комбайнах типу «Дон-1500» і «Славутич» застосовуються понад 3000 пружинних шайб із діаметром від 6 до 24 мм [9, 10, 11] (табл. 2.1.).



Рис. 2.4. Різьбове з'єднання боковини лівої частини комбайна КЗС-9 з продовгуватим отвором та деформованою шайбою.



Рис. 2.5. Болтове з'єднання і пошкоджені корозією з'єднані елементи секції копнувача.

Проблема руйнування пружинних шайб полягає у використанні неякісних матеріалів, порушенні технологічних норм під час їх виготовлення, а також у недотриманні правил експлуатації. Руйнування або втрата шайби створює умови для виникнення ударних навантажень у різьбових з'єднаннях. Це призводить до появи відносних зміщень між з'єднуваними деталями, які можуть досягати 2–5 мм. У результаті цього виникає руйнування отворів у з'єднаних елементах (рис. 2.6).

Таблиця 2.1.

Кількість пружинних шайб комбайна РСМ-10 (без двигуна)

Номінальний діаметр, мм	6	8	10	12	14	16	20	24
Кількість, шт.	324	1104	877	745	32	125	28	22

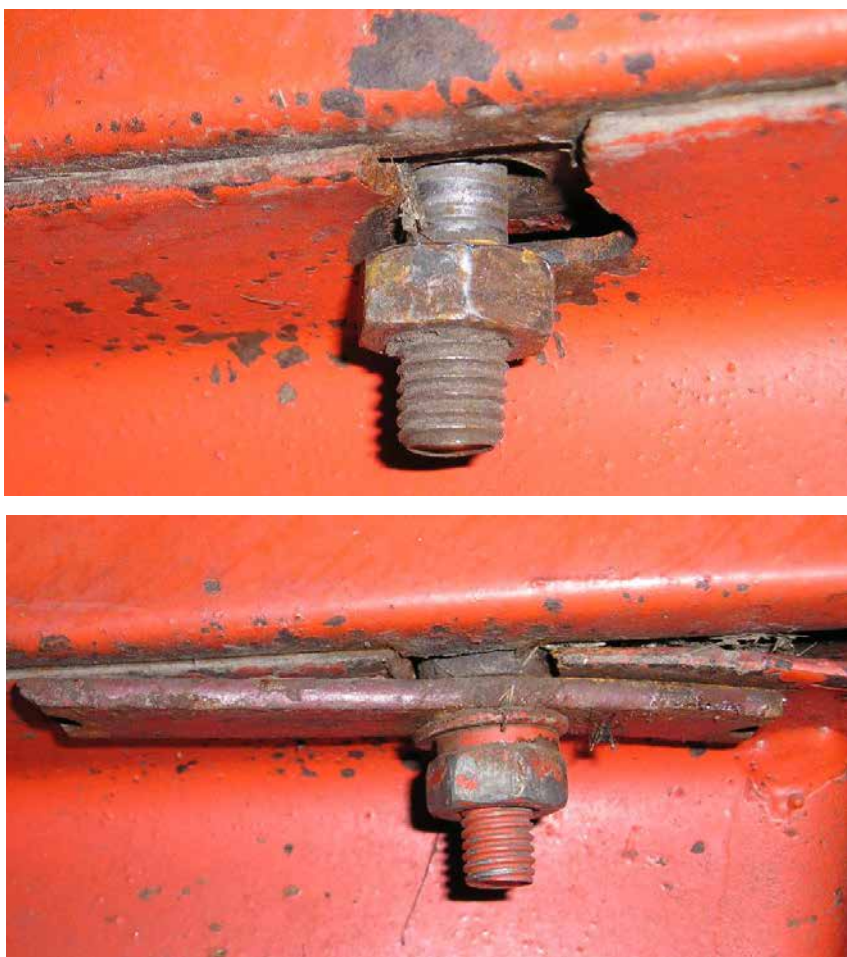


Рис. 2.6. Руйнування отворів з'єднаних компонентів копнувача через дію ударного навантаження.

Дослідження, виконані у 2004 році (Додаток Б), показали, що лише 28% пружинних шайб, які застосовуються на зернозбиральних комбайнах, відповідають технічним умовам, визначеним стандартом ГОСТ 6402-70. Решта мають відхилення: 18,8% шайб характеризуються недостатньою твердістю, а 53,3% — надмірною. На основі отриманих статистичних даних, оброблених у програмі **STATISTICA-6**, була побудована гістограма та визначений наближений закон розподілу твердості пружинних шайб (рис. 2.7).

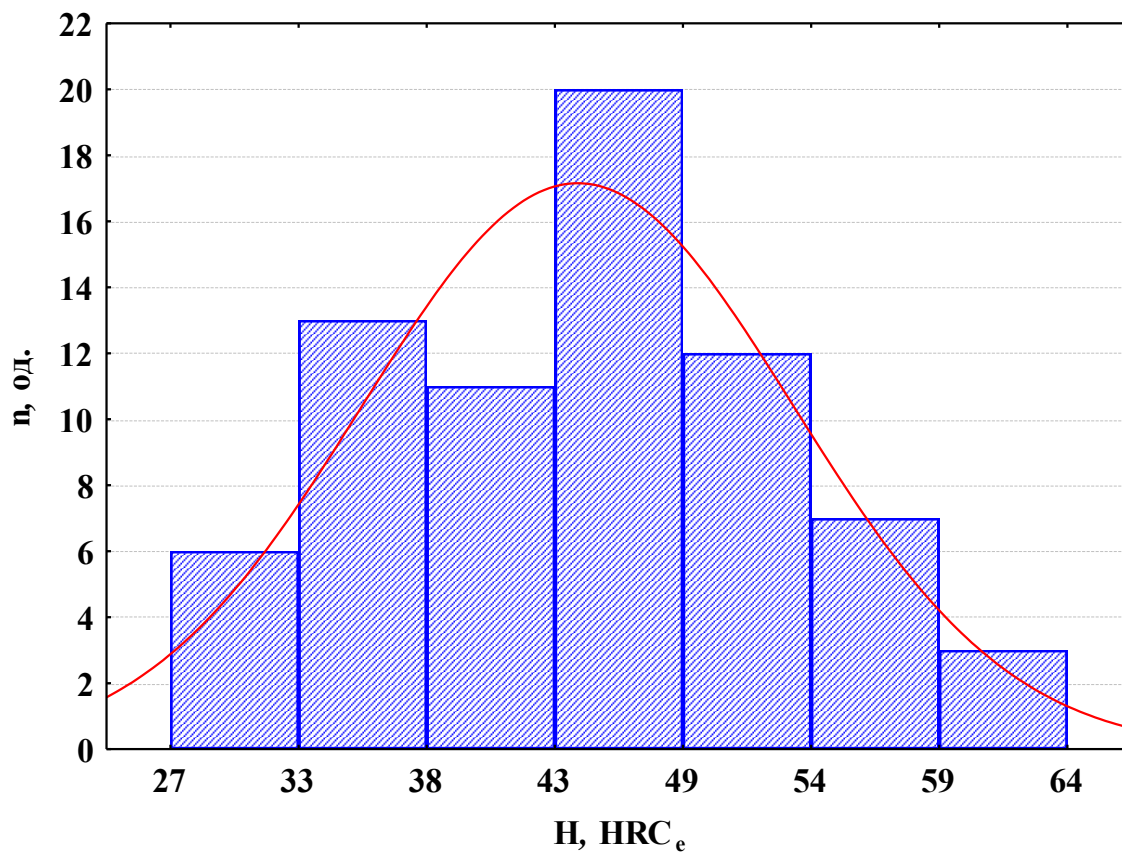


Рис. 2.7. Гістограма та розподіл твердості пружинних шайб ННН

Недостатня твердість пружинних шайб призводить до їхньої залишкової деформації (рис. 2.8), тоді як надмірна твердість викликає їх руйнування.



Рис. 2.8. Пружинні шайби діаметром 8, 10 та 12 мм із залишковою деформацією.

Більшість різьбових з'єднань у конструкціях зернозбиральних комбайнів використовуються у складі груп, які включають два і більше з'єднання. Основною проблемою таких групових з'єднань є нерівномірність затягування, що виникає через такі причини:

- розсіювання зусиль через похибки у методах контролю;
- неоднорідне деформування з'єднаних елементів під час монтажу, а також взаємний вплив зусиль у різьбових стрижнях.

Нерівномірне загвинчування різьбових з'єднань впливає як на герметичність стиків, так і на міцність не лише самих з'єднань, а й інших конструктивних елементів комбайнів. Деформація корпусних деталей, опор і валів, спричинена нерівномірним натягом, стає причиною додаткових напружень зсуву та згину. Це, у свою чергу, призводить до передчасного зношування або навіть руйнування деталей, втрати точності руху робочих органів та інших несприятливих наслідків. Характер розподілу деформацій значною мірою залежить від обраного методу збирання з'єднань — групового або роздільного.

Групове загвинчування забезпечує кращу рівномірність розподілу напружень, проте обмежений доступ до болтів або гайок ускладнює застосування цього способу, і він використовується лише у виняткових випадках. Роздільне ж загвинчування є складним технологічним завданням через труднощі у забезпеченні ідентичності напружень у всіх з'єднаннях.

Вібрації та інерційні сили, які виникають через невірноважені обертальні маси комбайна, а також зворотно-поступальний рух решіт і соломотряса, створюють додаткові навантаження на різьбові з'єднання. Це погіршує стабільність зусилля попереднього затягування. Для забезпечення необхідного зусилля під час монтажу використовують такі елементи, як шайби, шплінти, вставки тощо. Проте застосування цих способів підвищує вартість з'єднань, а використання неякісних фіксуючих компонентів може знизити їхню надійність. Існуючі

методи забезпечення й контролю напружень у різьбових стрижнях не дозволяють досягти бажаних значень надійності. Проблему послаблення можна вирішити шляхом встановлення оптимального попереднього натягу з науково обґрунтованим прогнозом строку експлуатації та проведенням регулювання під час технічного обслуговування (ТО).

Непристосованість різьбових з'єднань до обслуговування збільшує час простою техніки та витрати на її ремонт. Регулювання з'єднань з утрудненим доступом потребує на 30–50% більше часу, ніж обслуговування з'єднань, спроектованих з урахуванням зручності ТО [12]. Значну частку витрат часу у цьому випадку займають підготовчі та завершальні роботи, як-от знімання шківів, зірочок, захисного обладнання чи натяжних пристроїв.

2.1. Особливості технічного обслуговування різьбових з'єднань

Частка різьбових з'єднань у конструкції сучасних зернозбиральних комбайнів становить приблизно 1% від загальної маси та 1,1–1,8% від їхньої вартості [9, 10, 11]. Всі з'єднання можна умовно поділити на три категорії:

- з'єднання, які забезпечують безпеку оператора;
- з'єднання, що відповідають за працездатність машини;
- з'єднання, які підтримують справність обладнання.

Всі ці групи потребують належного технічного обслуговування, проте через дефіцит сільськогосподарської техніки, високий ступінь зношення комбайнів і недостатню кваліфікацію персоналу, основна увага приділяється лише з'єднанням другої групи. З'єднання першої групи обслуговуються рідше, а третьої — ще менше.

Надійність різьбових з'єднань визначається кількома факторами: міцністю, величиною попереднього натягу, рівномірністю затягування групових з'єднань і стабільністю натягу протягом експлуатації. Довготривалі динамічні навантаження послаблюють з'єднання, що змінює сили, які діють на деталі. У таких умовах болти можуть працювати не на розтяг, а на згин або зріз, що спричиняє збільшення зазорів і поява ударних навантажень. Переміщення вузлів через послаблення з'єднань викликає порушення співвісності, паралельності або перпендикулярності осей і валів, що зрештою призводить до виходу деталей із ладу.

Для контролю та забезпечення необхідного зусилля попереднього натягу використовують різні методи [13, 14], зокрема:

- контроль за моментом затягування;
- вимірювання видовження болта;
- використання спеціальних шайб;
- визначення кута повороту гайки;
- використання тензометричних датчиків;
- акустичний контроль [15].

На сучасних зернозбиральних комбайнах найчастіше застосовується метод контролю зусилля через момент затягування. Для цього використовуються динамометричні та граничні ключі.

Таблиця 2.2.

Основні показники методів контролю зусилля попереднього затягування різьбових з'єднань

Метод контролю	Похибка, %	Відносна вартість *
Контроль деформації:		
- тензодатчиками	1	20
- за видовженням болта	5	15
- індикаторними шайбами	10	15
За кутом повороту гайки	20	3
За крутним моментом	30	1,5
Комбіновані	15	4,5
Акустичний	1 – 5	-
* за одиницю прийнято вартість збирання з'єднання звичайним гайковим ключем		

Через низьку якість інструментів та недостатній рівень обслуговування в господарствах межі крутного моменту, наприклад, для болтів М12, можуть значно варіюватися — від 15 до 102 Нм. Це спричиняє зміну зусилля притискання в діапазоні від 17277 Н до 117485 Н, що значно впливає на стабільність з'єднань.

Практичний досвід свідчить, що періодичність обслуговування різьбових з'єднань, зазначена в інструкціях з експлуатації комбайнів РСМ-10 та КЗС-9, є недоцільною як з технічної, так і з економічної точки зору.

По-перше, велика кількість різьбових з'єднань у сучасних комбайнах (понад 5000 одиниць) робить неможливим повний контроль їх технічного стану.

По-друге, приблизно 25–30% таких з'єднань є недоступними для перевірки моменту затягування чи регулювання. Згідно з нормами на складально-розбиральні роботи [12], час, необхідний для регулювання моменту затягування, становить 50% від часу самого загвинчування. Враховуючи кількість різьбових з'єднань різних типів, що застосовуються у комбайнах РСМ-10 та КЗС-9, загальний час, потрібний для регулювання всіх з'єднань, можна обчислити за формулою:

$$T = \sum k_i t_i, \quad (2.1)$$

де, k_i, t_i – кількість з'єднань i -го типорозміру та норма часу на регулювання одного з'єднання відповідно, шт., с.

де k_i, t_i — кількість з'єднань кожного типорозміру, та час необхідний на регулювання одного з'єднання, сек.

За умови середньої довжини різьби 30 мм, без урахування стану з'єднань і їхньої пристосованості до діагностики та ТО, загальний час регулювання всіх з'єднань у комбайні перевищує 2000 хв (табл. 2.3). Такі витрати часу під час польових робіт є неприпустимими.

Попередні дослідження підтвердили, що технічний стан різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів є незадовільним. У 10% з'єднань М12, 11,1% М10 та 22,7% М8 було зафіксовано повне розгвинчування. Тільки 13,2% з'єднань відповідають вимогам до моменту затягування

Фіксація головок болтів та гайок не вирішує проблему збільшення напрацювання з'єднань до моменту послаблення. Основною причиною є не відносне обертання стрижня та гайки, а втрата монолітного контакту між з'єднуваними поверхнями або опорною площиною під головкою болта і гайкою.

У таких випадках різьбова пара залишається у змонтованому стані, але не створює необхідного зусилля притискання. Це призводить до відносних переміщень між з'єднуваними деталями, що створює сприятливі умови для появи ударних навантажень.

Таблиця 2.3

Затрати часу на регулювання моменту затягування різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів КЗС-9 та РСМ-10

Діаметр різьби не більше, мм	Норма часу, хв	КЗС – 9		РСМ–10	
		Кількість, шт.	Час, хв	Кількість, шт.	Час, хв
6	0,4	466	186,4	780	312
10	0,45	2778 (М8 та М10)	1250,1	3129 (М8 та М10)	1408
12	0,55	771	424,05	733	403
16	0,6	205	123	206 (М14 та М16)	123,6
20	0,65	39	25,35	30	19,5
ВСЬОГО	-	4259	2008,9	4878	2266,1

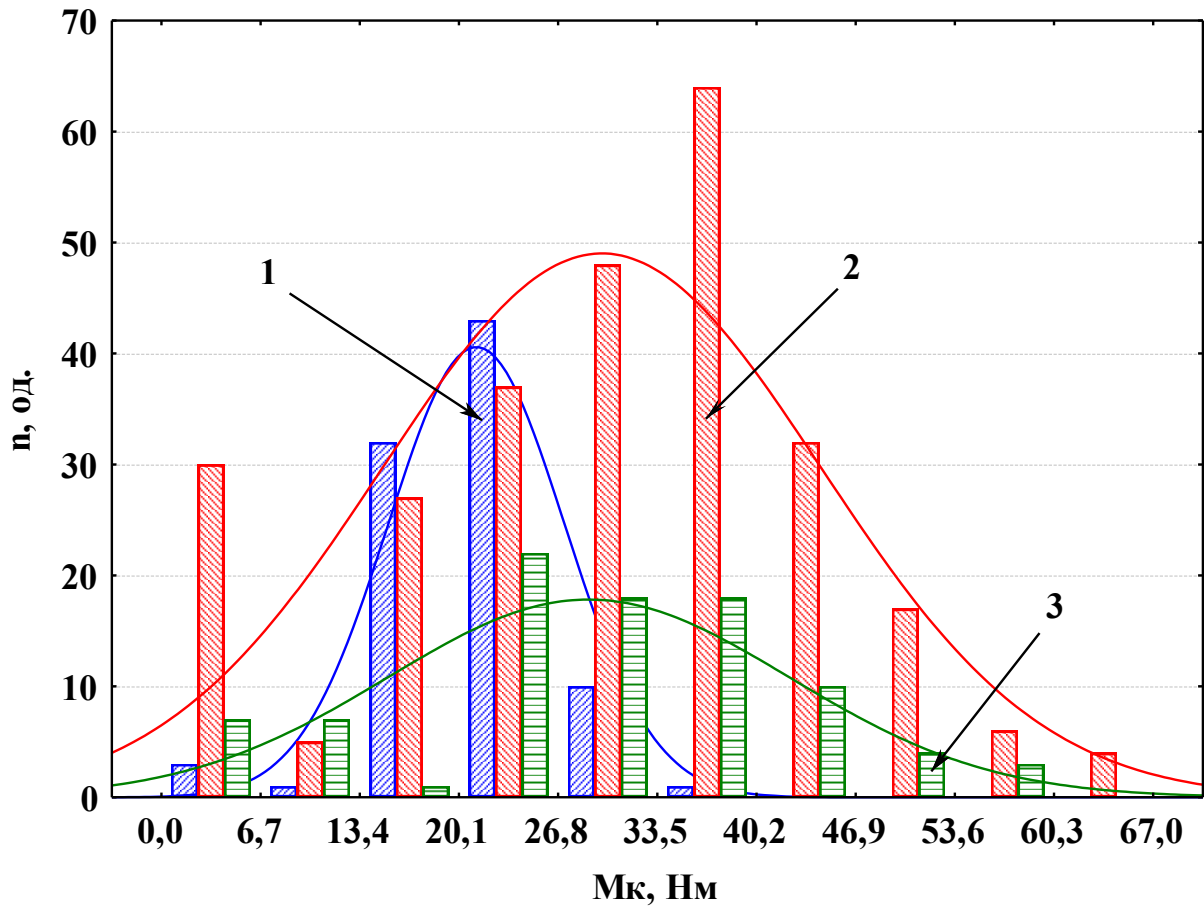


Рис. 2.9. Гістограми та криві розподілу моментів затягування гайок для з'єднань із номінальними діаметрами: 1 – 8 мм; 2 – 10 мм; 3 – 12 мм.

Результати досліджень показують, що близько 25% відмов зернозбиральних комбайнів можна було б уникнути, забезпечивши належний рівень надійності різьбових з'єднань через якісне технічне обслуговування

3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Різьбові з'єднання характеризуються такими основними параметрами, як міцність, стабільність початкового зусилля загвинчування і взаємозамінність. Найбільше значення серед них має міцність, тому питання забезпечення відповідних механічних характеристик вивчено найбільш ретельно. Теоретичні основи розрахунку міцності різьбових з'єднань були закладені ще в позаминулому столітті роботами відомих учених, таких як М. Є. Жуковський, П. К. Худяков і А. І. Сидоров. Згодом ці дослідження отримали продовження у працях Г. Б. Іосілевича та І. А. Биргера, які розробили сучасні методи розрахунків. У своїх роботах І. А. Биргер визначив, що основними вимогами до різьбових з'єднань є їх міцність, стабільність зусилля загвинчування і взаємозамінність, з особливим акцентом на міцності. Однак його дослідження здебільшого стосувалися стаціонарних машин, встановлених на масивних опорах, і не враховували специфіки техніки, де присутня згинальна податливість.

Аспекти надійності різьбових з'єднань за умов втомних навантажень досліджувалися В. Я. Герасимовим. Його висновки показали, що різьба, виготовлена нарізуванням, має нижчу міцність, ніж різьба, створена методом накатування. Уточнення методик розрахунків міцності з експериментальними перевітками можна знайти у роботах І. Л. Блаєра і А. С. Іванова. Зокрема, І. Л. Блаєр аналізував взаємодію торцевих витків різьби та досліджував вплив монтажного режиму на надійність з'єднання. Він також розробив метод контролю зусиль у стрижнях болтових з'єднань за допомогою спеціальних контрольних шайб, хоча цей метод виявився дорогим для застосування у сільськогосподарській техніці.

Дослідження у цій галузі доповнюються працями С. В. Серенсена, Д. Н. Решетова, В. А. Добровольського, які детально вивчали питання забезпечення міцності, необхідної для підвищення надійності з'єднань. Міцність групових різьбових з'єднань аналізували Н. Л. Клячкін та В. В. Нікіфоров, враховуючи такі фактори, як радіальні деформації гайки, коефіцієнти тертя та пружність компонентів. Проте питання стабільності зусилля попереднього загвинчування у цих дослідженнях залишаються недостатньо розкритими

Велика увага приділялася також впливу технологічних аспектів виготовлення, розмірів різьбових деталей, жорсткості з'єднань та інших параметрів, що впливають на їх міцність. Зокрема, А. І. Якушев проводив детальні дослідження методики визначення жорсткості, оскільки точність розрахунків значною мірою залежить від цього показника. Цим питанням

займалися також Є. Б. Віткуп, В. К. Данилов і В. Б. Куклин. Їх роботи зробили значний внесок у розвиток теорії та практики розрахунків різьбових з'єднань. Проблема зміни податливості різьби під впливом різних факторів, таких як геометричні параметри, точність виготовлення, коефіцієнт тертя тощо, розглянута в роботі І. П. Блаєра [52]. У свою чергу, В. П. Ковбаса [53] вивчав пружність як характеристику контакту між деталями, а Ю. П. Ведмідь [54] запропонував метод експериментального визначення коефіцієнтів тертя в гвинтовій парі. Уточнення розрахунків жорсткості деталей з'єднань, яке є ключовим фактором для забезпечення міцності, представлено в дослідженнях В. К. Данилова [55].

Дослідження І. П. Блаєра підтверджують, що зусилля попереднього загвинчування впливає на рівномірність розподілу навантаження між витками різьби, причому зі збільшенням зусилля покращується рівномірність розподілу. Водночас, у дисертації Ашрафа Ель-Гергаві [56] розглянуто конструктивні особливості та механічні характеристики матеріалів, які впливають на міцність різьбових з'єднань. Автор розробив спеціальний матеріал для забезпечення рівномірного розподілу навантаження по витках, а також запропонував збільшення податливості деталей з'єднань, що працюють в умовах ударних навантажень. Однак, дослідження виявили, що підвищення податливості корпусних елементів зменшує загальне зусилля, але водночас підвищує навантаження на болти, залишаючи питання стабільності попереднього загвинчування нерозв'язаним.

Роботи В. Е. Блауберга [57] підкреслюють значення стабільності попереднього зусилля загвинчування для забезпечення надійності різьбових з'єднань, особливо в умовах підвищених динамічних навантажень, які виникають через зростання швидкохідності машин. Автор вказує, що величина зусилля повинна вибиратися з урахуванням запасу щодо найбільшого зовнішнього зусилля, щоб уникнути розкриття стику. У своїх дослідженнях Блауберг аналізував динамічні процеси на основі теорії коливань, але не враховував можливі зсуви деталей, характерні для мобільної сільськогосподарської техніки.

Важливість жорсткості для надійної роботи різьбових з'єднань підтверджено дослідженнями М. М. Кухтенкова [58]. Фактори, які впливають на зменшення зусилля попереднього загвинчування, були класифіковані в роботах І. А. Біргера та Г. Б. Іосілевича [59] на три основні групи:

- 1- Поява пластичних деформацій у болті та з'єднаних деталях;
- 2- Контактні деформації на поверхнях деталей;
- 3- Самовільне розгвинчування гайки.

Дослідження вібраційних процесів сільськогосподарських машин, проведені І. Ф. Василенком, С. І. Пастушенком, С. О. Алфєровим, М. А. Пустигінім та іншими, хоча й спрямовані на покращення технологічного процесу, не торкаються питання впливу вібрацій на надійність різьбових з'єднань. Цей аспект залишається перспективним напрямком для подальших наукових досліджень

2121

Зменшення зусилля притискання в різьбових з'єднаннях часто намагаються вирішити застосуванням фіксувальних елементів, які покликані компенсувати момент відгвинчування навіть у несприятливих умовах. Проте практика свідчить, що навіть за використання фіксації різьбові з'єднання можуть послаблюватися. У роботі В. С. Балибердина [60] розглядається методика оцінки ефективності фіксувальних елементів через їх вібростійкість.

Детальні дослідження зменшення впливу вібрацій проводилися Г. С. Писаренком [61, 62], W. Kaczmarek [63, 64], Я. Г. Пановком [65]. Вони запропонували застосування демпфувальних матеріалів для зменшення амплітуди вібрацій, що передаються на з'єднання. П. М. Гоберман [66, 67] досліджував вплив вібраційного та ударного навантаження на ефективність роботи пружинних шайб. Його експерименти показали, що максимально допустимий момент, за якого гайка не розгвинчується, залежить від умов навантаження та часу дії вібрації.

J. A. Sauer [68] запропонував методику оцінки ефективності болтових з'єднань із самофіксувальними гайками, піддаючи їх впливу поздовжніх і поперечних вібрацій. Він довів, що такі методи є ефективними, проте не гарантують повного усунення проблеми.

Питанням саморозгвинчування різьбових з'єднань займалися П. К. Худяков і А. І. Сидоров. Вони виявили, що явище може виникати за умови утворення зазору між гайкою та з'єднуваною деталлю. Якщо осьове зусилля зникає, навіть мінімальне навантаження чи поштовх може спричинити відгвинчування гайки. Проте їх роботи не розглядають повністю фактори виникнення зазору і саморозгвинчування без його утворення.

Інша гіпотеза про причини саморозгвинчування, запропонована J. N. Goodier [69], полягає в тому, що при циклічному видовженні та скороченні болта через знакозмінне

навантаження виникають радіальні пружні деформації болта і гайки. Це призводить до ковзання витків різьби в радіальному напрямку, а сили тертя змінюють свій напрямок. У момент, коли болт розширюється, а гайка стискається, тертя в різьбі діє в напрямку відгвинчування, порушуючи рівновагу і створюючи умови для саморозгвинчування

Є. Б. Віткуп зазначав, що стабільність зусилля попереднього загвинчування залежить від жорсткості як деталей з'єднання, так і контактних поверхонь. Однак його дослідження не враховували зміну цих характеристик протягом експлуатації. Таким чином, важливість нормування зусилля попереднього загвинчування з урахуванням експлуатаційних умов залишається актуальним питанням.

Роботи в цьому напрямку закладають основу для подальших досліджень, які мають бути спрямовані на розробку матеріалів і конструктивних рішень, що зменшують вплив вібрацій та динамічних навантажень на різьбові з'єднання.

$$\frac{M_{заг.}}{M_{роз.}} < 1, \quad (3.1.)$$

Взаємозв'язок між крутними моментами загвинчування ($M_{заг}$) і розгвинчування ($M_{роз}$) визначає динаміку роботи різьбового з'єднання. Як зазначено в роботі, автор не вказав точні межі зміни осьового зусилля, які спричиняють радіальне проковзування контактуючої поверхні гайки під час її розширення. Це проковзування є необхідним для подолання сил тертя, що утримують з'єднання.

Проблема полягає у нерівномірності розподілу нормальних зусиль по висоті гайки, що ускладнює визначення критичних параметрів. Для досягнення радіального проковзування потрібен такий приріст осьового зусилля, який забезпечить подолання тертя по всій висоті гайки. Якщо цього не відбувається, верхні витки різьби можуть виконувати функцію заклинювання, що значно ускладнює процес розгвинчування.

Відсутність вказівок щодо точних меж осьового зусилля залишає невирішеним питання теоретичного обґрунтування цих параметрів. Це, в свою чергу, підкреслює важливість проведення експериментальних досліджень, які враховують вплив не лише осьового зусилля,

але й таких факторів, як матеріал з'єднання, жорсткість деталей, коефіцієнт тертя та умови навантаження.

Дослідження в цій галузі сприятимуть точнішому визначенню умов, які забезпечують стабільність роботи різьбових з'єднань та запобігають саморозгвинчуванню навіть у несприятливих експлуатаційних умовах.

Згідно з гіпотезою J. N. Goodier, відгвинчування гайки може бути викликане радіальним проковзуванням витків при впливі знакозмінного навантаження. Проте, як зазначено в роботі Г. М. Овсієнка [70], ця гіпотеза була спростована. Автор довів, що в реальних умовах зміна осьового зусилля в межах певних значень швидше викликає розкриття контакту між витками, що й стає основною причиною саморозгвинчування. У роботі також зазначено, що рівномірний розподіл радіального проковзування по всій висоті гайки є критичним для цього явища, а функцію заклинювання можуть виконувати верхні витки, якщо зусилля недостатньо.

Г. Б. Іосілевич [16] показав, що коефіцієнт тертя при впливі вібрації може зменшуватися у 4–26 разів із зростанням частоти вібрацій у 1,5 рази, що робить саморозгвинчування більш імовірним..

Унікальний підхід до вивчення саморозгвинчування представлений у роботі J. A. Sauer [71]. Автори виявили, що на цей процес впливають кількість навантажувальних циклів, зусилля попереднього загвинчування, співвідношення робочого навантаження до зусилля загвинчування та стан поверхонь контакту. Графік залежності кута загвинчування гайки від кількості циклів показує швидке зростання на початковій ділянці (2000–3000 циклів) із поступовим уповільненням. Було встановлено, що після досягнення критичної величини приведенного коефіцієнта тертя процес саморозгвинчування припиняється. Для зниження інтенсивності цього явища рекомендовано використовувати сферичні шайби, накатану різьбу та очищення контактних поверхонь.

Робота О. L. Zamrao [72] вказує, що розкриття контакту, передумова для саморозгвинчування, виникає тоді, коли частота вібрацій чи навантажень співпадає із власною частотою коливань з'єднання. Це підкреслює важливість врахування динамічних характеристик конструкції при проектуванні з'єднань..

Дослідження Г. М. Овсієнка [70] заслуговують окремої уваги через їхню фундаментальність. У своїй дисертаційній роботі автор вивчав вплив вібрацій на стабільність

зусилля попереднього загвинчування. Було експериментально встановлено, що на стабільність не впливає кількість циклів навантаження, але критична частота вібрації відіграє ключову роль. Серед інших факторів, що впливають на стабільність, розглядалися зусилля попереднього загвинчування, коефіцієнти тертя, жорсткість з'єднаних деталей та навантаження на болт.

Висновки цих досліджень підкреслюють важливість врахування впливу вібрацій і осьових зусиль при проектуванні різьбових з'єднань для забезпечення їхньої надійності.

Дослідження Г. М. Овсієнка [70] стали фундаментальними у вивченні впливу вібрацій на стабільність зусилля попереднього загвинчування різьбових з'єднань. У роботі, опублікованій у 1965 році, автор встановив, що ключовим фактором є критична частота вібрації, а не кількість циклів навантаження. Параметри, що впливають на стабільність, включають:

- частоту вібрації;
- початкове зусилля загвинчування;
- коефіцієнти тертя між елементами з'єднання;
- жорсткість болта (C_b) та корпусних деталей (C_d);
- величину навантаження, що діє на болт.

Експериментально підтверджено, що досягнення критичної частоти вібрації спричиняє різке скорочення ресурсу з'єднання до кількох десятків або сотень циклів коливань. Формула для оцінки стабільності з'єднання враховує:

$$\omega_k \geq \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{Q_0}{m_i \cdot A} \cdot \left(1 + \frac{C_d}{C_b}\right)}, \quad (3.2)$$

Q_0 — сила притискання з'єднаних деталей (Н);

m_i — приведена маса на одне з'єднання (кг);

A — амплітуда коливань (м);

C_d, C_b — жорсткість корпусних деталей і болта (Н/м).

Ці дослідження, однак, орієнтовані на умови роботи стаціонарних машин, встановлених на фундаментах, і не можуть бути безпосередньо застосовані до сільськогосподарської техніки через її конструктивні особливості та специфіку експлуатації.

В. Я. Анилович і А. С. Гринченко [73] розробили залежність, яка описує зменшення зусилля притискання до 50 % від початкового значення при дії змінних напружень σ_a :

$$N=f(\sigma_a)$$

де:

- σ_a - амплітуда змінного напруження;
- N - кількість циклів до втрати половини зусилля притискання.

Ця залежність дозволяє прогнозувати ресурс з'єднання за напруженням, викликаним вібраціями, що має важливе значення для оцінки надійності та довговічності з'єднань у різних умовах експлуатації.

Таким чином, роботи Овсієнка та інших авторів підкреслюють важливість адаптації методик розрахунків до умов експлуатації, зокрема для техніки, яка працює в умовах високих динамічних і вібраційних навантажень.

Авторами була запропонована формула для визначення кількості циклів коливань N при яких відбувається зниження зусилля притискання на 50 %:

$$\sigma_a^m \cdot N = \sigma_{a.np.}^m \cdot N_0, \quad (3.3)$$

де N_0 – базова кількість циклів (приймати $N_0 = 1 \dots 2 \cdot 10^7$ циклів);

m – показник степеня;

$\sigma_{a.np.}$ – напруження, що відповідає границі стабільності загвинчування, Па.

Цей вираз дозволяє оцінити кількість циклів до значного послаблення з'єднання, але орієнтований переважно на повздовжні коливання. Адаптація цього підходу до

сільськогосподарської техніки ускладнюється, оскільки у таких машинах коливання поширюються у різних напрямках (від двигуна, підшипників, коліс), що створює складніші умови навантаження.

Для забезпечення нерозкриття контакту з'єднаних деталей пропонується використовувати залежність:

$$\sigma_z = \sigma_p \cdot (1 - \chi), \quad (3.4)$$

де σ_z – напруження загвинчування, Па;

χ – коефіцієнт загального навантаження;

σ_p – напруження від сили, Па.

Ця залежність базується на ідеї, що напруження загвинчування повинно перевищувати напруження від зовнішніх збурень, забезпечуючи стабільність з'єднання та запобігаючи його розкриттю.

У дисертації М. В. Лисканича [76] розглянуто особливості впливу зовнішньої сили на різьбову пару. Автор запропонував вважати силу статичною, якщо її період коливань щонайменше у 5 разів перевищує період власних коливань системи. Такий підхід дозволяє спростити аналіз і використовувати статичні методики розрахунків, що забезпечує прийнятну точність для ряду конструкцій, тобто

$$\left| \frac{1}{\left(1 - \frac{p^2}{\omega^2}\right)} \right| = \left| \frac{1}{1 - \frac{T^2}{T_0^2}} \right| \leq 1,05 \quad (3.5)$$

де p , T – частота та період збурюючої сили відповідно, с^{-1} , с ;

ω , T_0 – частота та період власних коливань з'єднання, с^{-1} , с .

Автор пропонує встановлювати напруження попереднього загвинчування в межах **60–80 %** від границі текучості матеріалу, що дозволяє забезпечити високий опір втомі та мінімальне зниження зусилля в реальних умовах експлуатації. Такий підхід спрямований на оптимізацію міцності з'єднання та його довговічності в умовах змінних навантажень.

При аналізі коливань різьбових з'єднань розглядається повздовжній напрямок, де:

- пружним елементом виступає різьба;
- коливальними масами є компоненти конструкції, наприклад, муфта і ніпель бурильної колони.

Такі з'єднання достатньо жорсткі для розгляду як коливальних систем. Однак ці умови не є характерними для різьбових з'єднань у сільськогосподарській техніці через менші навантаження та інші особливості конструкцій.

Дослідження О. В. Смашнюка [77] стосуються технічного обслуговування (ТО) зернозбиральних комбайнів, які вже відпрацювали свій амортизаційний термін. Автор розробив нормативи періодичності виконання основних операцій ТО залежно від надійності підсистем. Це дозволяє підвищити ефективність експлуатації техніки та мінімізувати ризики поломок.

Хоча дослідження стабільності зусилля загвинчування для стаціонарних машин були проведені детально, проблематика саморозгвинчування та стабільності різьбових з'єднань для самохідної сільськогосподарської техніки залишається недостатньо вивченою. Існуючі дані базуються на дослідженнях моделей, які вже давно зняті з виробництва, та не враховують сучасних умов експлуатації.

Для вирішення проблеми стабільності зусилля загвинчування в сільськогосподарській техніці необхідно:

1. Провести актуальні дослідження різьбових з'єднань, орієнтовані на специфіку мобільних машин.
2. Розглянути вплив багатовекторних коливань, характерних для таких машин.
3. Удосконалити підходи до вибору напружень попереднього загвинчування та періодичності технічного обслуговування.

Це дозволить підвищити надійність і довговічність техніки, що працює у складних умовах.

4. ТЕХНОЛОГІЇ І ПРИСТРОЇ ДЛЯ СКЛАДАННЯ І РОЗБИРАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Зміни у стратегії та тактиці ремонтного виробництва зумовлені об'єктивними причинами, серед яких значне зменшення обсягів ремонту спеціалізованими підприємствами. Це призвело до переміщення основної частини ремонтних робіт у майстерні господарств та до їх безпосередніх власників. Такий перерозподіл став можливим завдяки насиченню ринку запасними частинами різної якості та вартості. Проте ефективне проведення ремонту сільськогосподарської техніки потребує кваліфікованих працівників, технологічної документації, а також спеціального обладнання, пристроїв та інструментів.

Ремонт сільськогосподарських машин є трудомістким, причому операції складання та розбирання займають до 45 % загального обсягу робіт [88]. З усіх типів з'єднань деталей переважну більшість у машинах становлять різьбові з'єднання — їх частка досягає 60–80 % [88]. Особливу групу серед них складають шпилькові з'єднання, які широко застосовуються в конструкціях двигунів, вузлах трансмісії та ходової частини тракторів, автомобілів та іншої техніки.

ШПИЛЬКОВІ З'ЄДНАННЯ: ОСОБЛИВОСТІ СКЛАДАННЯ ТА РОЗБИРАННЯ

Шпилькові з'єднання мають специфічну конструкцію, яка ускладнює їх складання та розбирання. Зокрема:

1. Відсутність баз для захоплення.

Шпильки, на відміну від болтів або гвинтів, не мають гранчастих головок чи пазів, які можна використовувати для захоплення стандартними інструментами. Їх базами для маніпуляцій слугують:

- гладка циліндрична частина (зазвичай коротка);
- різьбова частина протилежного кінця шпильки.

2. **Широке використання шпильок** у двигунах, трансмісії та ходових частинах. Для прикладу, кількість шпильок у тракторів різних моделей становить:

- МТЗ-80 — 85 шт.;
- ЮМЗ-6 — 127 шт.;
- Т-150К—368шт.

В автомобілях ця кількість ще більша:

- ЗІЛ-130 — 308 шт.;
- ГАЗ-53 — 319 шт.;
- КамАЗ-5320 — 343 шт. [85].

Через складність маніпуляцій зі шпильками їх складання та розбирання потребує використання спеціальних пристроїв і технологій. Розробка таких засобів є ключовим напрямом для підвищення ефективності ремонтних робіт. Впровадження інноваційних рішень дозволить зменшити трудомісткість операцій та покращити якість з'єднань.

Подальші дослідження мають зосередитися на удосконаленні інструментів для роботи зі шпильковими з'єднаннями, а також на розробці універсальних технологій, які можуть бути адаптовані до різних типів техніки.

СИТУАЦІЇ, ЩО ВИМАГАЮТЬ ВИКРУЧУВАННЯ ШПИЛЬОК

Потреба у викручуванні шпильок виникає за наступних обставин:

1. **Дефекти шпильки** — пошкоджена шпилька потребує заміни.
2. **Технологічні перешкоди** — шпилька заважає виконанню інших операцій у вузлі.

3. **Ремонт деталі** — шпилька перешкоджає дефектуванню, ремонту або відновленню базової деталі.
4. **Вибракування деталі** — шпилька зберігається для повторного використання.

ПРОБЛЕМА РОЗБИРАННЯ ШПИЛЬКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Розбирання шпилькових з'єднань ускладнене необхідністю передачі максимально можливого крутного моменту на гайку чи шпильку, який:

- забезпечує їх розбирання;
- не перевищує критичного моменту, який може витримати матеріал шпильки.

Руйнування шпильки під час відкручування створює потребу в додаткових технологічних операціях для видалення її залишків, що підвищує трудомісткість ремонту.

Для розбирання шпилькових з'єднань сформульовано три основні завдання:

1. Відкрутити гайку, не пошкоджуючи шпильку.
2. Викрутити шпильку, зберігши її технічний стан.
3. Звільнити різьбовий отвір від залишків шпильки у разі її пошкодження.

Перше завдання: відкручування гайки

Для успішного виконання цієї операції необхідно:

- **Очищення та відновлення різьби** на кінці шпильки.
- **Видалення забруднень** з проміжку між різьбою гайки та шпильки.
- **Термічний вплив** або механічна дія (нагрівання, охолодження, вібрація).

- **Руйнування гайки** (розрізання клином, ножівкою, висвердлювання отворів).

Друге завдання: викручування шпильки

- Використання технологій захоплення шпильки за її різьбову або гладку частину.
- Оптимізації пристроїв для забезпечення рівномірного передавання зусилля на шпильку.

АНАЛІЗ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ

На першому етапі досліджень необхідно:

1. Провести аналіз конструкцій і параметрів шпилькових з'єднань.
2. Виділити найбільш поширені типорозміри шпильок.
3. Виконати теоретичні розрахунки критичних моментів кручення для шпильок різних типів.
4. Розробити технології та пристрої для розбирання важко розбірних з'єднань.

ПОШИРЕНІ СПОСОБИ ВИКРУЧУВАННЯ

Найпростішим і доступним способом є використання двох гайок, які накручуються на різьбовий кінець шпильки. Одна гайка затягується відносно іншої, і прикладається момент сили до нижньої гайки. Проте цей метод має обмеження:

- Немає можливості контролювати осьову силу, що виникає між гайками.

- Не завжди забезпечується достатній момент сили для викручування шпильки.

Це вимагає вдосконалення підходів і розробки спеціалізованих пристроїв для викручування шпильок у складних умовах.

Оптимізація процесів розбирання шпилькових з'єднань потребує:

1. Удосконалення існуючих методик та інструментів.
2. Створення спеціалізованих засобів для ефективного захоплення шпильок.
3. Розробки нових технологій, адаптованих до складних умов експлуатації та ремонту.

Це дозволить знизити трудомісткість операцій та підвищити якість ремонту шпилькових з'єднань.

Принцип передачі крутного моменту в різьбових з'єднаннях, окрім методу застосування двох гайок, реалізується у різних пристроях наступним чином:

- фіксацією шпильки розрізною гайкою, яка стискається за допомогою роликів, що рухаються по еліптичній поверхні [87];
- затисканням шпильки конічними різьбовими вставками, розміщеними у пазах шестигранного корпусу [80];
- використанням цанги, яка взаємодіє з конусною поверхнею корпусу пристрою через гвинт з різьбами різного кроку [79];
- затисканням шпильки у роз'ємній гайці за допомогою гвинта з опорним торцем, який утворює гострий кут із площиною, перпендикулярною до осі [81];
- фіксацією торця шпильки у гайці, яка розрізається на дві частини під нахиленим до осі кутом [82];

- затисканням шпильки розрізною насадкою, що має внутрішню різьбу, аналогічну різьбі шпильки, і зовнішню конусну різьбу, на яку накручується затискна гайка [78].

Суть методів викручування шпильок через різьбову частину зводиться до передачі крутного моменту $M_{кр}$ за рахунок тертя в різьбі. Для цього необхідно, щоб виконувалася умова [86]:

$$M_{кр} < M_m, \text{ Нм} \quad (4.1)$$

де $M_{кр}$ - момент кручення, що сприймає тіло стрижня шпильки, Нм;

M_m - момент тертя в різьбі, Нм

Якщо ця умова порушується, то гайка, контргайка або інші різьбові елементи можуть викручуватися з вільного кінця шпильки, залишаючи її нерухомою.

Механічні характеристики матеріалу шпильки мають задовольняти іншу умову:

$$M_{кр} < M_c, \text{ Нм} \quad (4.2)$$

де M_c - момент скручування шпильки, Нм

Момент скручування шпильки розраховується за формулою [83]:

$$M_c = \tau_{кр} * 0,2 * d_1^3, \text{ Нм} \quad (4.3)$$

де $\tau_{кр}$ - граничне напруження обертання, Мпа;

d_1 - внутрішній діаметр різьби, м

Момент тертя обчислюється за [86]:

$$M_m = Q * d_2 / 2 * \text{tg} (a-p), \text{ Нм} \quad (4.4)$$

де Q - осьова сила розтягу, Н;

d_2 - геометричний параметр різьби, мм ;

a - кут підйому гвинтової лінії, градусу;

p - коефіцієнт тертя матеріалів

Основним параметром, який впливає на величину моменту тертя в різьбі, є осьове зусилля, що розподіляється нерівномірно по робочій частині різьби. Цей розподіл підпорядковується закону Жуковського, який описується рівнянням [84]:

$$q(z) = Q * m / sh(mH) * ch(mz), H \quad (4.5)$$

де m - коефіцієнт, що залежить від властивостей матеріалів різьбових елементів, їх геометрії, допусків на виготовлення, деформації при стиску чи розтягу;

$sh(mH)$ - гіперболічний синус аргументу (mH);

$ch(mz)$ - гіперболічний косинус аргументу (mz);

H - висота різьбової частини, мм;

z - висота різьбової частини дорівнює кроку, мм

Згідно з цією теорією, оптимальною вважається висота гайки, яка включає щонайменше десять витків. Це дозволяє створити максимальну розтягуючу силу, а отже, забезпечити передачу найбільшого моменту кручення.

На основі викладених теоретичних розрахунків для різьбових з'єднань відоме наступне співвідношення:

$$[M_c] = 0,7 * [M_{кр}], Пм \quad (4.6)$$

де $[M_c]$ - момент сили, який створює критичне напруження скручування різьбового стержня, Нм;

$[M_{кр}]$ - момент сили, який створює критичне напруження розтягу у різьбовому стержні, Нм.

Таким чином, можна зробити висновок, що для пристроїв, які працюють на основі моменту тертя в різьбі, створюваного осьовим чи радіальним зусиллям, ключовим параметром є момент кручення, який передається шпильці. Однак інформація про цей параметр зазвичай відсутня в описах пристроїв для

складання та розбирання шпилькових з'єднань. Це підкреслює необхідність проведення теоретичних і експериментальних досліджень моментів кручення, які можуть бути передані шпильці пристроями різної конструкції — як відомими, так і запропонованими в рамках цієї роботи.

Розв'язання питання ефективного розбирання різьбових з'єднань ґрунтується на детальному аналізі конструкцій машин і різьбових елементів. Використовуючи відомі теорії розрахунків, які базуються на механічних властивостях матеріалів, слід також враховувати реальний технічний стан з'єднань, які зазнали впливу різних експлуатаційних чинників. Тобто, існуючі теоретичні моделі повинні бути доповнені новими компонентами, отриманими експериментальним шляхом, щоб внести корективи у розрахунки сил, що діють на різьбові елементи під час складання або розбирання.

Першим етапом у цьому напрямку стало дослідження типорозмірів шпильок, що застосовуються у тракторах і вантажівках, які використовуються у сільському господарстві. Було встановлено, що діаметр різьби шпильок варіюється в межах від 6 мм до 27 мм. При цьому найбільшу частку складають шпильки типорозмірів М8 і М10. Графічне відображення розподілу типорозмірів шпильок для найбільш популярних моделей тракторів і вантажних автомобілів подано на рисунку 4.1.

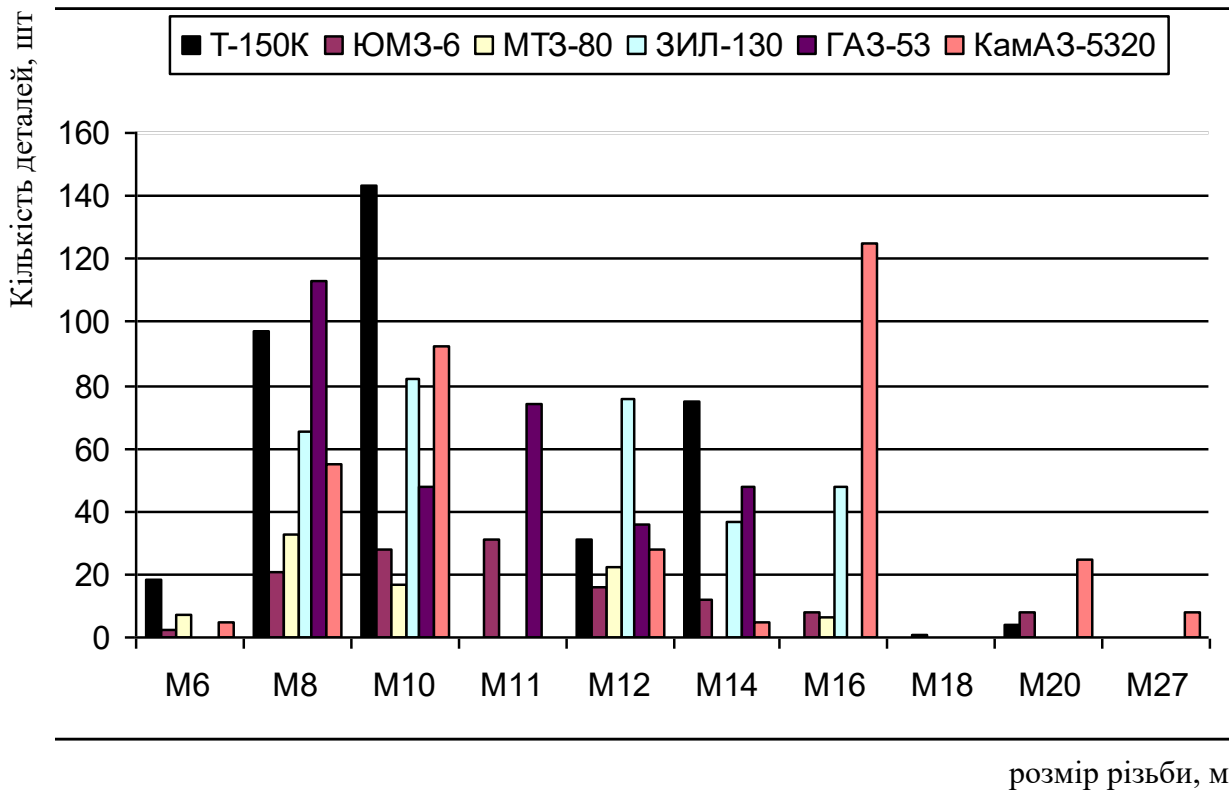


Рис 4.1. Розподіл шпилькових з'єднань тракторів та вантажівок за діаметром різьб

Перелік та порядок виконання операцій розбирання шпилькових з'єднань залежить від характеру ремонтних робіт і визначається технічним станом як з'єднань загалом, так і кожної окремої деталі.

Під час розгляду процесу розбирання, що зводиться до відкручування гайки, можна виділити такі основні технологічні вимоги:

1. Відкрутити гайку, не пошкоджуючи ані її, ані шпильки.
2. У разі невдачі — зруйнувати гайку, не пошкоджуючи шпильки (після проведення додаткових операцій, таких як очищення або вирівнювання різьби шпильки, обробка поверхонь хімічно активними речовинами, термічний чи механічний вплив).

Для виправлення пошкодженої різьби виступаючої частини шпильки був створений спеціальний пристрій (рис. 4.2а). У корпусі пристрою (1) розташовані

різці (2), які встановлені у пазах і взаємодіють із диском (3). Диск з'єднаний із тягою (4), що приводиться в рух регулювальною гайкою (5). Робота пристрою відбувається наступним чином: обертанням регулювальної гайки тяга з диском пересувається в осьовому напрямку, зводячи чи розводячи різці. Для виправлення різьби різці розводять, встановлюють пристрій на шпильку до контакту торців різців із гайкою, після чого різці зводять до контакту з пошкодженою різьбою і скручують пристрій зі шпильки. Процедуру повторюють до повного відновлення профілю різьби.

Для полегшення відкручування гайок розроблено спеціальні ключі та пристрої, що використовують електричний нагрів гайки до температури в межах 80–400 °С.

Вплив нагріву на різьбові деталі вивчається за допомогою термометрів Т912 із регуляторами типу РТ0101, які під'єднуються до комп'ютера. Поточні значення температури реєструються з інтервалом у 0,1 сек. Для кожного типорозміру шпилькових з'єднань визначається оптимальний час нагріву, за якого досягається максимальна різниця температур між гайкою та шпилькою. У цей момент проводиться чергова спроба відкручування гайки.

Моменти сил, які передаються різьбовим деталям, фіксуються тензометричним обладнанням, підключеним до комп'ютера. Якщо момент, що передається шпильці, досягає критичного значення, але гайка залишається нерухомою навіть після виконання всіх додаткових операцій, то гайка піддається руйнуванню за допомогою одного з розроблених пристроїв. Вибір пристрою залежить від конструкції вузла та доступності різьбових деталей.

Для руйнування гайок створено кілька пристроїв:

Ножівка із двома паралельними полотнами, відстань між якими регулюється залежно від діаметра різьби (рис. 4.2б).

Кондукторна втулка для направлення свердла під час висвердлювання радіальних або осьових отворів у гайці для її ослаблення (рис. 4.2в).

Пристрій із клином, що складається з корпусу (1), силового гвинта (2), який передає осьове зусилля клину (3), руйнуючи гайку (рис. 4.2г).

Відстань між полотнами ножівки (1) регулюється змінними втулками (3), які фіксуються за допомогою вилки (2). Пристрій із клином дозволяє створювати осьове зусилля, достатнє для руйнування гайки, за допомогою силового гвинта.

Для викручування шпильки із застосуванням двох гайок був створений спеціальний пристрій (рис. 4.3), що складається з двох торцевих ключів, розташованих один всередині іншого. Зовнішній ключ (1) обладнаний важелем (2) і додатково має кільце (3), встановлене зовні з можливістю вільного обертання. У кільце вкручений динамометричний важіль (4), один його кінець фіксується в прорізі зовнішнього ключа (1), а інший — у регуляторі (5), який стискає пружину (6). Протилежний кінець пружини впирається у фіксатор (7) із сферичним кінцем, розташованим у пазу або на циліндричній поверхні між пазами внутрішнього ключа (8).

Такий пристрій дозволяє закрутити гайки із заданим зусиллям, щоб передати шпильці під час викручування максимально допустимий момент кручення.

Робота пристрою проходить у наступній послідовності:

За допомогою регулятора (5) налаштовують динамометричний важіль (4) на необхідний момент викручування.

На шпильку вручну накручують гайку і контргайку, доводячи їх до контакту торців.

Встановлюють пристрій, відводячи важіль (2) зовнішнього ключа (1) і динамометричний важіль (4) один від одного на комфортну відстань для роботи.

Піднімають внутрішній ключ (8) на необхідну висоту, закріплюють зовнішній ключ на нижній гайці, а внутрішній ключ вводять уздовж осі зовнішнього.

Повертаючи динамометричний важіль (4), домагаються суміщення граней верхньої гайки та внутрішнього ключа (8).

Зводять важелі разом однією рукою, піднімають внутрішній ключ (8) і повертають динамометричний важіль (4) у початкове положення.

Ці дії повторюють до тих пір, поки фіксатор (7) динамометричного важеля (4) не вийде з паза внутрішнього ключа (8).

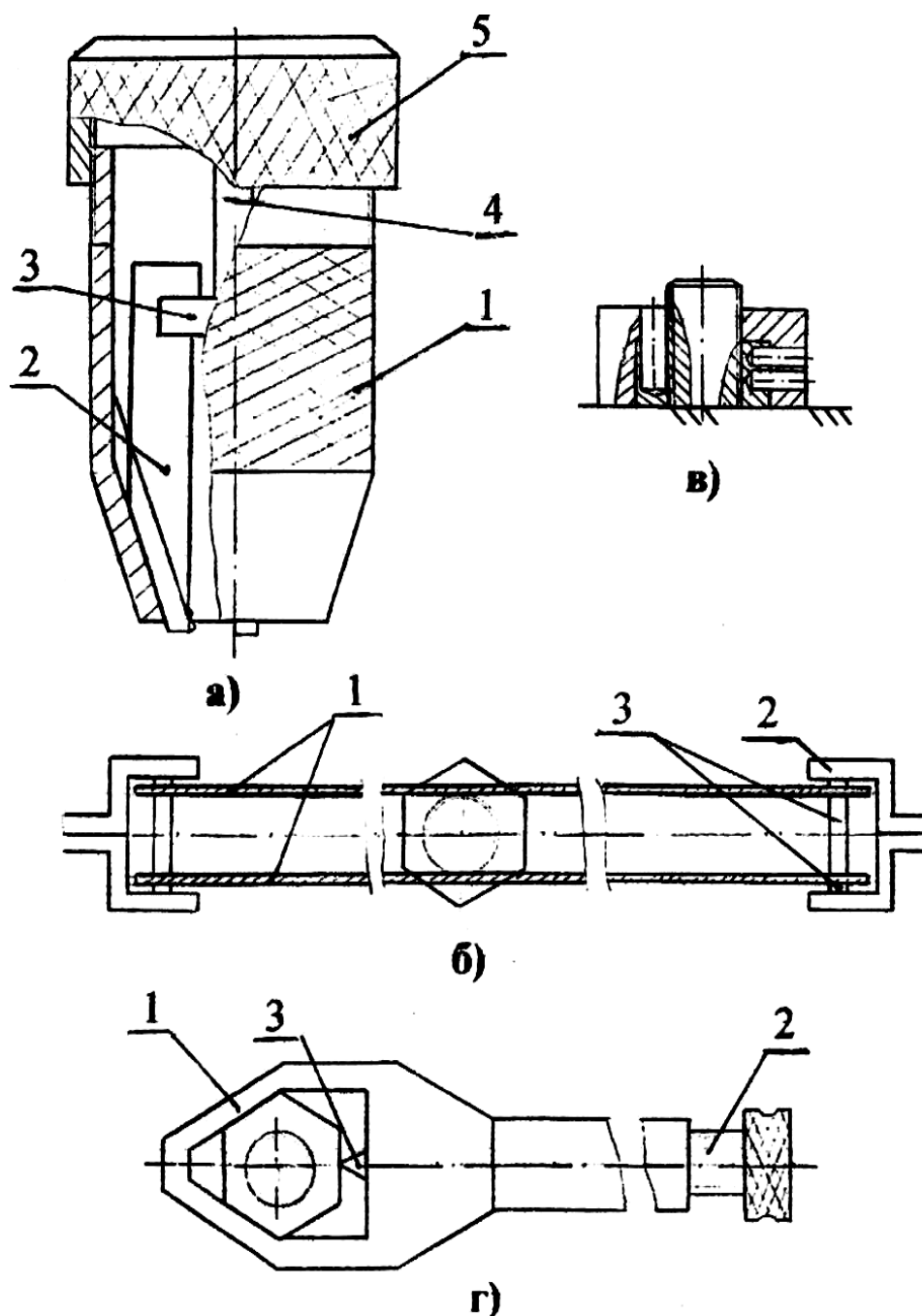


Рис.4.2. Комплект пристроїв для розбирання різбових з'єднань, які неможливо розкрутити стандартними методами

Після налаштування динамометричного важеля (4) пристрою на режим викручування шпильки здійснюється спроба її демонтажу. У випадках, коли шпилька не піддається викручуванню, тобто фіксатор (7) виходить із пазів

внутрішнього ключа (8), вдаються до допоміжних методів аж до руйнування шпильки та видалення її залишків

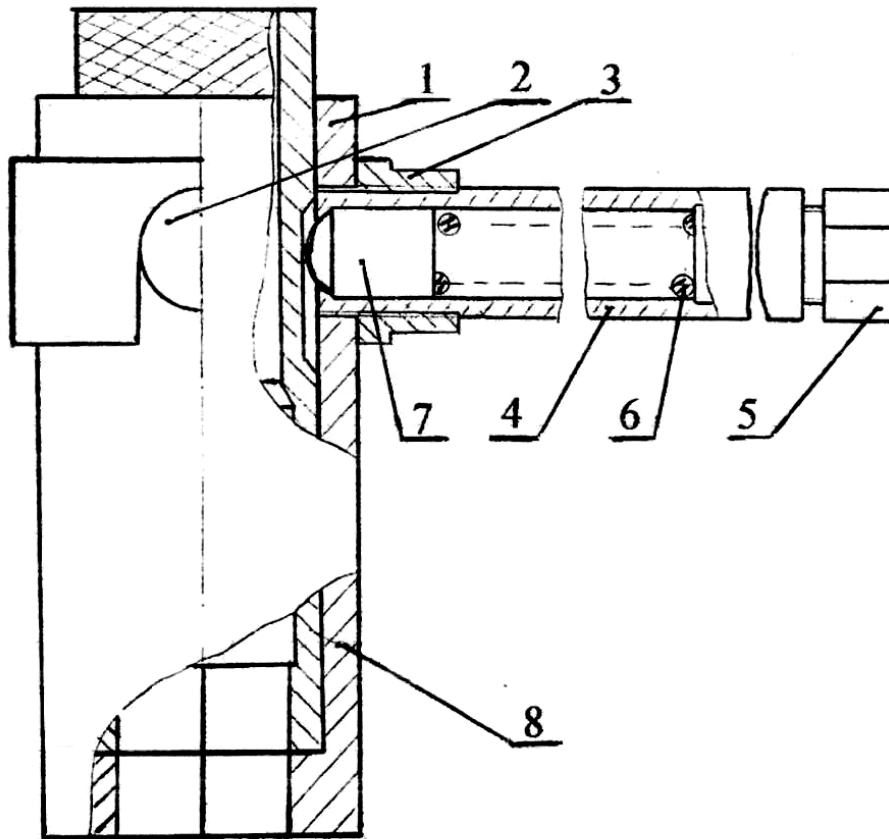


Рис. 4.3. Пристрій із контролем сили для закручування і викручування шпильок за залученням двох гайок

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити висновок, що вибір технологій і технічних засобів для розбирання шпилькових з'єднань має відбуватися поетапно, залежно від конструкції машини, вузла, агрегату та технічного стану різьбових деталей. Загальна технологічна послідовність процесу розбирання різьбових з'єднань повинна включати наступні етапи:

1. Очищення деталей.
2. Оцінка технічного стану різьбових елементів.

3. Вибір інструментів і пристроїв.
4. Усунення дефектів різьбових елементів.
5. Встановлення оптимальних режимів відкручування.
6. Почергова реалізація допоміжних методів, які покращують умови розбирання.
7. Руйнування одного з елементів з'єднання, якщо воно не піддається демонтажу.
8. Видалення залишків зруйнованих різьбових деталей.

Режими розбирання та складання шпилькових з'єднань повинні базуватися виключно на результатах експериментальних перевірок теоретичних розрахунків.

Запропоновані технології, пристрої та інструменти для демонтажу шпилькових з'єднань дозволяють уникнути невиправданих пошкоджень або руйнування різьбових деталей. Це не лише знижує трудомісткість операцій розбирання й складання, а й сприяє значній економії енергетичних і матеріальних ресурсів.

5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИКОРИСТАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ У ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНАХ.

У сучасних зернозбиральних комбайнах використовуються різьбові з'єднання різних діаметрів, серед яких найпоширенішими є 6, 8, 10 і 12 мм (табл. 5.1, рис. 5.1). Різьбові з'єднання діаметром 12 мм застосовуються у меншій кількості, а з'єднання діаметром 24 мм — ще рідше. Водночас ці великі з'єднання забезпечують кріплення ключових вузлів, систем та деталей, таких як механізм коливальної шайби, диски коліс, деталі коси, елементи гідравлічної системи та гідростатичного приводу. Через це вони мають суттєвий вплив на загальну працездатність комбайна.

Таблиця 5.1

Кількість болтових з'єднань у комбайнів РСМ – 10 та КЗС – 9

Позначення	Комбайн	
	РСМ – 10	КЗС – 9
М6	780	466
М8	1734	1543
М10	1395	1235
М12	733	771
М14	31	30
М16	175	83
М20	30	39
М24	20	20
Всього	4898	4187

Загальний аналіз показує, що 2,3% усіх різьбових з'єднань комбайна РСМ-10 мають клас міцності 4.8, 97,2% — клас 4.8...8.8, а лише 0,5% — вище 8.8.

У ході аналізу експлуатаційних інструкцій для вітчизняних зернозбиральних комбайнів було встановлено, що рекомендації з регулювання крутного моменту стосуються лише 18–37 різьбових з'єднань, що становить 0,29% від загальної їх кількості.

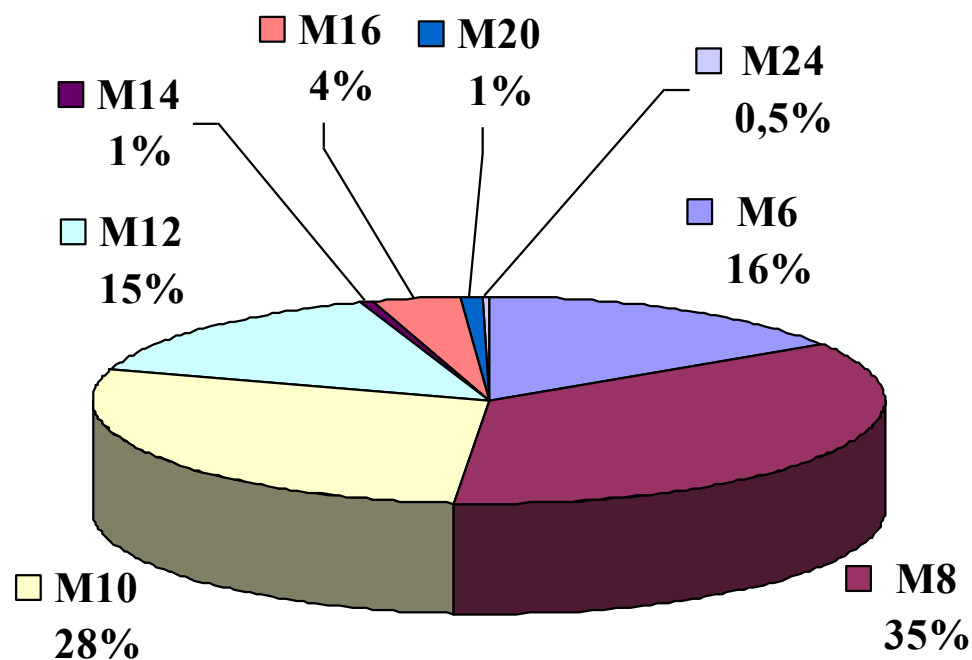


Рис. 5.1. використання різьбових з'єднань у комбайна КЗС-9 "Славутич".

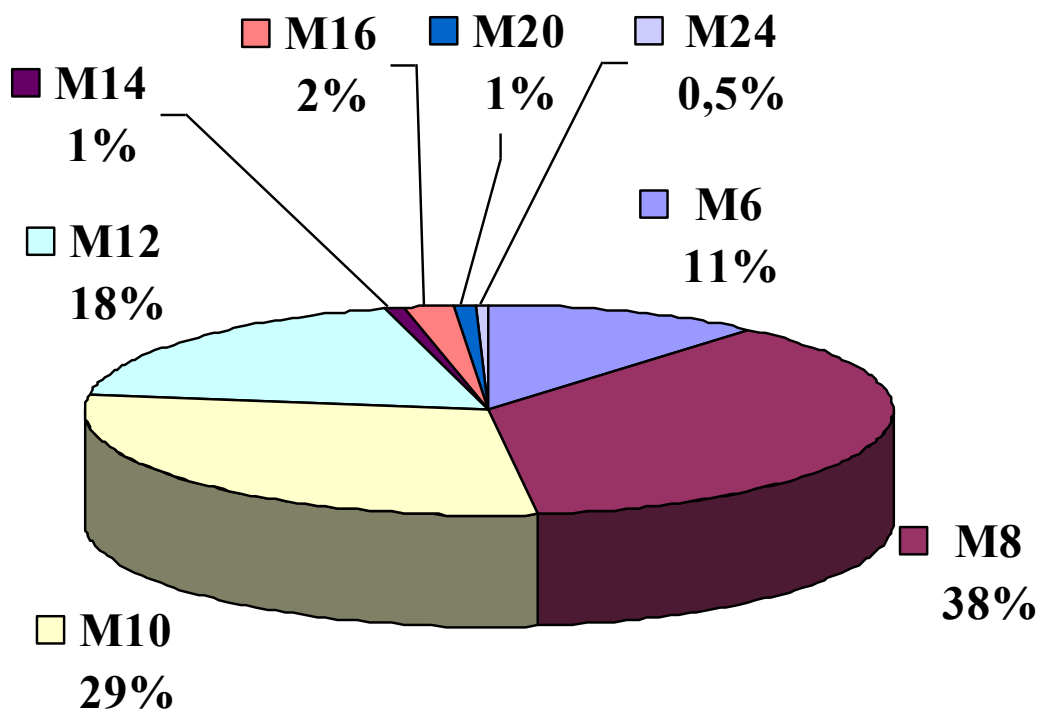


Рис. 5.2. використання різьбових з'єднань у комбайна РСМ-10 "Дон-1500".

Для решти 99,71% з'єднань пропонується проводити контроль їхнього технічного стану лише за допомогою зовнішнього огляду. Це часто призводить до виключення значної частини різьбових з'єднань зі списку об'єктів обслуговування. До того ж у багатьох випадках виробники не вказують допустимі діапазони крутного моменту для загвинчування, що також ускладнює процес контролю.

Аналіз нормативно-технологічної документації виявив значні похибки в точності інструментів, які використовуються під час технічного обслуговування. Наприклад, динамометричні та граничні ключі, що застосовуються в господарствах, мають відхилення крутного моменту в межах $\pm 23 \dots 36\%$, тоді як нормативні значення вказують на допустиме відхилення $\pm 9,1 \dots 12,5\%$.

Особливу увагу привертає невідповідність деталей вітчизняного виробництва стандартам. Більшість сільськогосподарських підприємств не мають можливості проводити постійний лабораторний контроль якості різьбових з'єднань, а замовлення таких послуг у спеціалізованих лабораторіях є фінансово обтяжливим. Це призводить до таких наслідків:

У зернозбиральних комбайнах використовуються болти й гайки, у яких частка браку становить 51–59%, а для пружинних шайб — 72%.

Через дефіцит і високу вартість нових деталей повторно застосовують кріпильні елементи зі зім'ятою або заіржавілою різьбою та пошкодженими контактними поверхнями.

У деяких випадках рознімні з'єднання перетворюють на нерознімні за допомогою зварювання.

Практичний досвід показує, що в певних умовах можна використовувати різьбові з'єднання, які не повністю відповідають стандартам, за умови коригування періодичності їх технічного обслуговування. Наприклад, для болтів, які не відповідають вимогам ГОСТ 1759.4–87, і гайок, що не відповідають ГОСТ 1759.5–87, слід зменшити інтервали між обслуговуваннями.

Однак такі зміни повинні базуватися на науково обґрунтованих дослідженнях. На практиці ж періодичність технічного обслуговування різьбових з'єднань не коригується через відсутність чітко визначених норм.

Наші дослідження щодо функціонування різьбових з'єднань М6 усіх типорозмірів та класів міцності показали їх достатню роботоздатність протягом усього міжремонтного періоду експлуатації комбайнів. У той же час, найбільш поширеними на сучасних зернозбиральних комбайнах є болтові з'єднання М8, М10 і М12, які характеризуються найнижчою стабільністю зусилля попереднього загвинчування.

5.1. Результати досліджень відмов комбайнів через погіршення технічного стану різьбових з'єднань

оботоздатність сільськогосподарської техніки значною мірою залежить від своєчасного та якісного технічного обслуговування. Проведені спостереження підтвердили, що надійність роботи комбайна в цілому багато в чому визначається працездатністю різьбових з'єднань. Найбільш поширеними причинами відмов, які призводять до втрати працездатності комбайнів, є:

а) Руйнування отворів з'єднаних деталей через вільний рух різьбового стрижня у поперечному та поздовжньому напрямках. Це викликає втрату співвісності підшипникових вузлів і співплощинності ланцюгових і клинопасових передач, що призводить до прискореного зношування. Основні несправності ланцюгових передач у таких умовах включають спадання зірочок, надмірне видовження ланок, зношування зубів, деформацію та руйнування найбільш зношених компонентів. Як наслідок, середній напрацювання до відмови становить:

- підшипники кочення — 180–1200 мото-год.;
- ланцюги — 200–700 мото-год.;
- ремені — 250–1000 мото-год.

б) Тріщини у з'єднаних деталях через втрату співвісності валів, перевантаження групових з'єднань тощо. Це знижує жорсткість конструкції, а різьбова пара перестає створювати потрібне напруження в зоні контакту деталей.

с) Видовження різьбового стрижня через використання неякісного матеріалу або перевантаження під час монтажу. Це призводить до появи ударних навантажень, які негативно впливають на інші елементи комбайна.

Несвоєчасне обслуговування різьбових з'єднань викликає значні відмінності у вібраційних характеристиках з'єднаних деталей. Це призводить до резонансу, що створює великі згинальні та крутильні навантаження на просторову рамну конструкцію комбайна, викликаючи втому матеріалу.

Дослідження відмов комбайнів, пов'язаних із виходом з ладу різьбових з'єднань у діапазоні напрацювання 65–915 мото-год, показали такі залежності:

$$\Delta_1 = 23,46 - 0,06t_e + 0,000068t_e^2,$$

$$\Delta_2 = 33,04 - 0,04t_e + 0,000044t_e^2,$$

де Δ_1 , Δ_2 – частка відмов через вихід з ладу різьбових з'єднань у комбайнах РСМ-10 і КЗС-9 відповідно, %;

t_e – наробіток комбайнів, мото.-год.

З аналізу отриманих залежностей видно, що технічний стан різьбових з'єднань має найбільший вплив на надійність комбайна КЗС-9.

5.2. Результати досліджень механічних параметрів болтів та гайок

Для оцінки механічних характеристик болтів вітчизняного та зарубіжного виробництва з номінальними діаметрами М8, М10 та М12, що брали участь у експериментах, використовувався стандарт ГОСТ 1759.4-87. Випробування проводилися на універсальній тестовій машині **ZD-10**. Результати досліджень наведено у таблиці 5.2.

Аналіз показав, що великий коефіцієнт варіації (від 3,2 до 28%) у більшості механічних характеристик болтів вітчизняного виробництва вказує на значні відхилення у термообробці, технології виготовлення, якості матеріалів і рівні виробничої культури. Згідно з отриманими даними, близько 50–60% болтів не відповідають вимогам стандартів.

Практика підтверджує, що такі значні коливання механічних параметрів елементів різьбових з'єднань ускладнюють прогнозування їхнього ресурсу до послаблення, що знижує точність оцінки цього параметра. Застосування різьбових з'єднань, які не відповідають стандартам, призводить до збільшення діапазону крутного моменту загвинчування та зменшення точності прогнозування їхнього ресурсу.

Для досягнення необхідного рівня надійності таких з'єднань вартість технічного обслуговування (ТО) зростає в 1,2–1,9 разів. Якщо врахувати, що у сучасному зернозбиральному комбайні понад 5000 різьбових з'єднань, затрати часу на їх обслуговування займають значну частку простоїв техніки, що є особливо критичним під час жнив.

Механічні характеристики болтів класу міцності 8.8

Статистичні характеристики	Максимальне навантаження, <i>H</i>	Межа міцності, <i>МПа</i>	Межа текучості, <i>МПа</i>	Відносне видовження, %
1	2	3	4	5
Вітчизняні				
Середнє значення, <i>m</i>	34800	986	612	9,87
Середньоквадратичне відхилення, <i>σ</i>	3360	58,25	33,17	2,38

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5
Коефіцієнт варіації, <i>v</i> , %	9,65	5,90	5,42	24,11
Імпортні				
Середнє значення, <i>m</i>	39850	1020	644	12,93
Середньоквадратичне відхилення, <i>σ</i>	1120	18,12	14,31	0,78
Коефіцієнт варіації, <i>v</i> , %	2,81	1,78	2,22	6,03

5.2.1. Результати досліджень механічних параметрів пружинних шайб

Дослідження пружних характеристик шайб проводилися на універсальній тестовій машині типу **FM-500**. Випробовувалися сталеві шайби нормального типу виконання 1 за ГОСТ 6402-70 з покриттям відповідно до ГОСТ 1759-70.

Результати експериментів показали, що пружність шайб зменшується зі збільшенням кількості циклів навантаження. Отримані залежності сили пружності від кількості циклів навантаження $P(n)_{ін}$ та розвантаження $P(n)_{ір}$ виглядають таким чином:

1. шайб з номінальним діаметром 6 мм:

$$P(n)_{6H} = 5,547 - 0,5096 \cdot n + 0,0402 \cdot n^2, \times 10H$$

$$P(n)_{6p} = 3,0796 + 0,1095 \cdot n - 0,0069 \cdot n^2; \times 10\text{H}$$

2. шайб з номінальним діаметром 8 мм:

$$P(n)_{8H} = 9,6923 - 0,2365 \cdot n + 0,0226 \cdot n^2, \times 10\text{H}$$

$$P(n)_{8p} = 8,2837 + 0,1965 \cdot n - 0,0132 \cdot n^2; \times 10\text{H}$$

3. шайб з номінальним діаметром 10 мм:

$$P(n)_{10H} = 16,1947 - 0,8135 \cdot n + 0,0253 \cdot n^2, \times 10\text{H}$$

$$P(n)_{10p} = 11,3797 + 0,1889 \cdot n - 0,0261 \cdot n^2; \times 10\text{H}$$

4. шайб з номінальним діаметром 12 мм:

$$P(n)_{12H} = 24,9428 + 1,4398 \cdot n - 0,2358 \cdot n^2, \times 10\text{H}$$

$$P(n)_{12p} = 13,2529 + 1,5854 \cdot n - 0,1712 \cdot n^2; \times 10\text{H}$$

5. шайб з номінальним діаметром 16 мм:

$$P(n)_{16H} = 19,3351 + 0,8011 \cdot n - 0,1318 \cdot n^2, \times 10\text{H}$$

$$P(n)_{16p} = 12,984 + 1,7553 \cdot n - 0,1407 \cdot n^2, \times 10\text{H}$$

де n –циклів навантаження чи розвантаження..

На рис. 5.3 наведено графіки залежності сили пружності P від к-ті циклів навантажень n для досліджуваних пружинних шайб.

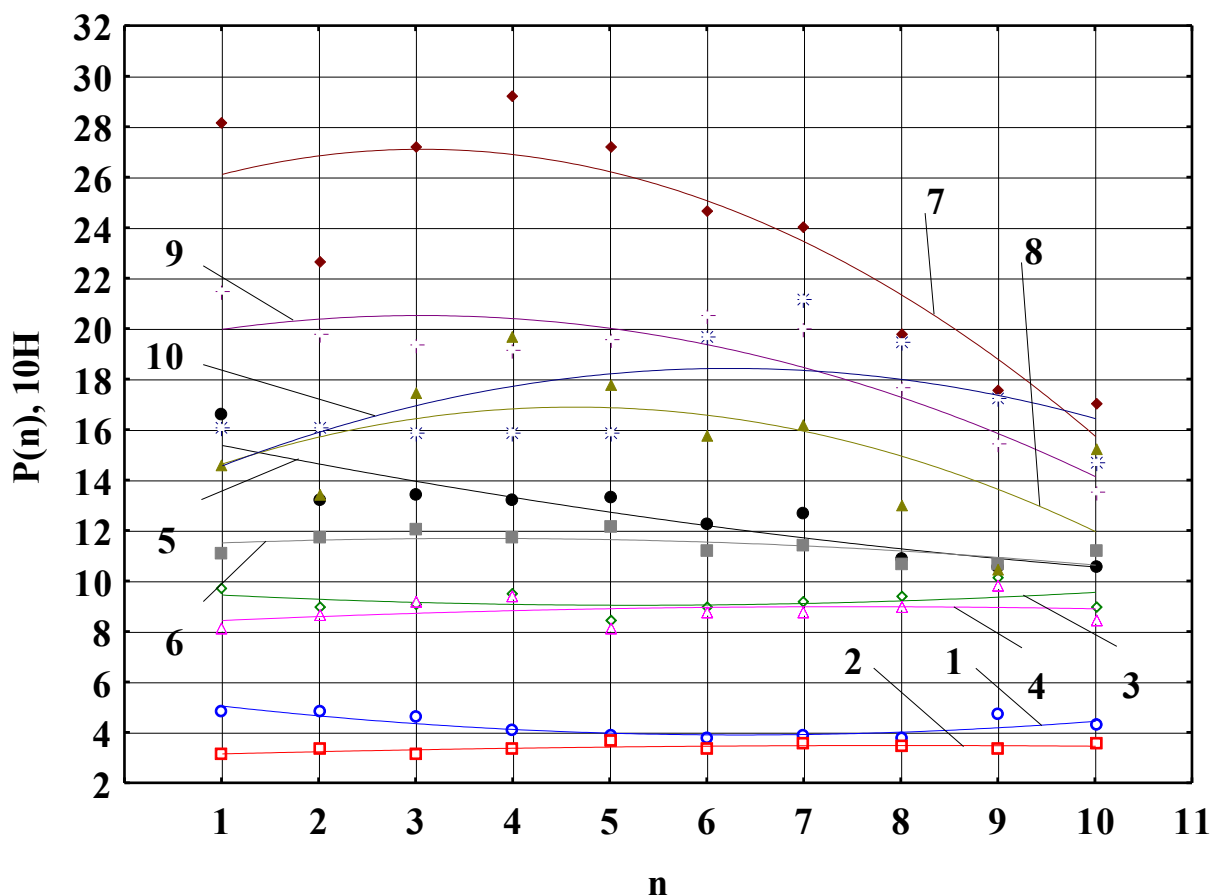


Рис. 5.3. Графік залежності змін сили пружності шайб від кількості циклів навантаження та розвантаження для номінальних діаметрів: 1, 2 – 6 мм; 3, 4 – 8 мм; 5, 6 – 10 мм; 7, 8 – 12 мм; 9, 10 – 16 мм .

Такий характер залежностей пояснюється впливом залишкової деформації, що виникає через недостатню якість матеріалу шайб або порушення технологічного процесу їх виготовлення. Залежності зміни сили пружності від деформації для 12 шайб різних типорозмірів мають вигляд, наведений на рис. 5.4.

$$P(\lambda)_{6н} = -0,2079 + 9,8149 \cdot \lambda - 3,2164 \cdot \lambda^2, \text{ x}10\text{H}$$

$$P(\lambda)_{6р} = -0,0241 + 2,3434 \cdot \lambda + 1,4667 \cdot \lambda^2, \text{ x}10\text{H}$$

$$P(\lambda)_{8н} = 0,0316 + 12,1255 \cdot \lambda - 0,8576 \cdot \lambda^2, \text{ x}10\text{H}$$

$$P(\lambda)_{8p} = -1,773 + 7,504 \cdot \lambda + 0,9002 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{10H} = -1,344 + 21,0092 \cdot \lambda - 2,4919 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{10p} = -5,9049 + 20,6451 \cdot \lambda - 3,5024 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{12H} = -0,4607 + 19,0499 \cdot \lambda - 0,5982 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{12p} = -4,5635 + 11,278 \cdot \lambda + 0,943 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{16H} = 0,66 + 15,0167 \cdot \lambda + 0,1078 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

$$P(\lambda)_{16p} = -5,331 + 14,6087 \cdot \lambda - 0,0244 \cdot \lambda^2, \times 10H$$

У ході досліджень було виявлено суттєві відмінності між пружністю шайб при їх навантаженні та розвантаженні (рис. 5.4, 5.5, а також Додаток Б). Це явище пояснюється енергетичними втратами, що відбуваються всередині матеріалу. Аналіз графіка (рис. 5.4) показує, що коефіцієнт $K(\lambda)$ збільшується зі зростанням деформації шайб.

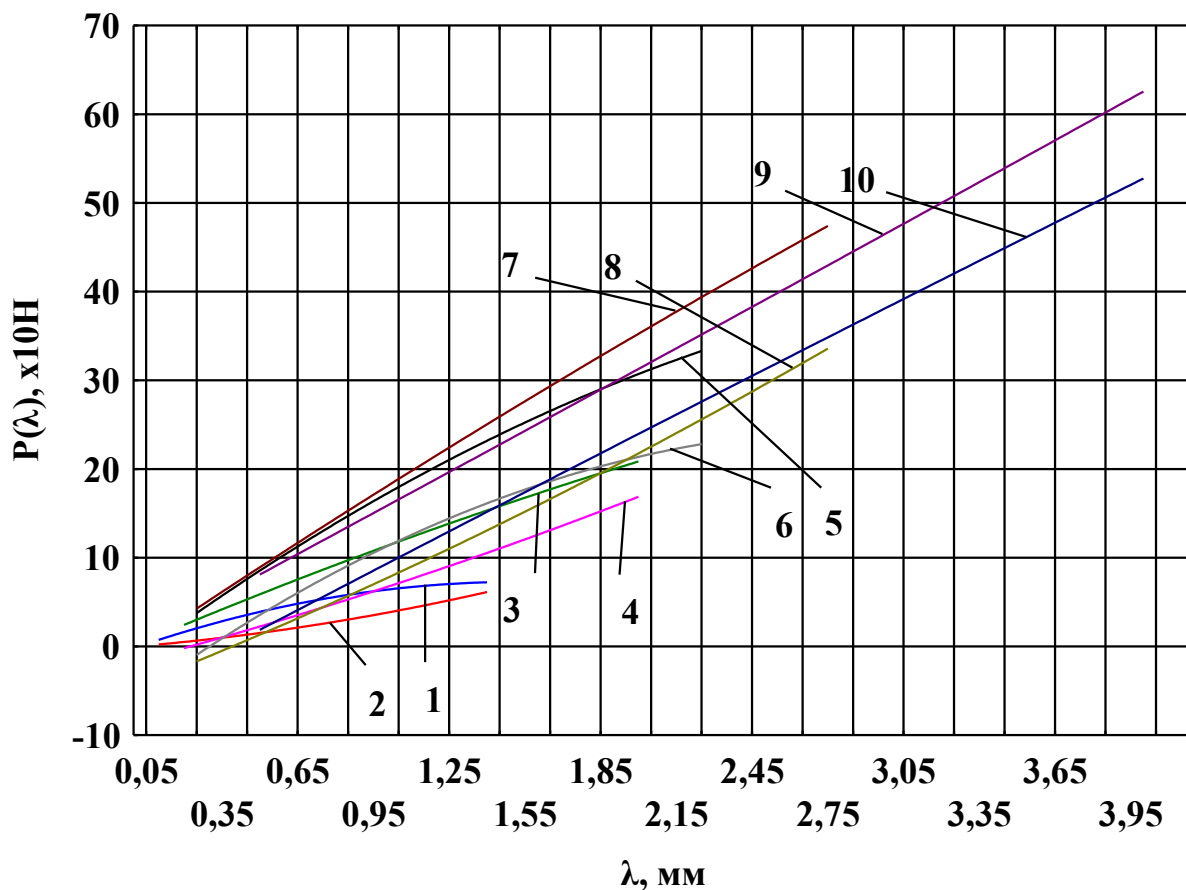


Рис. 5.4. Графік залежності сили пружності від деформації шайб для номінальних діаметрів: 1, 2 – 6 мм; 3, 4 – 8 мм; 5, 6 – 10 мм; 7, 8 – 12 мм; 9, 10 – 16 мм .

Експериментально отримані залежності відношення сили пружності під час навантаження до сили пружності під час розвантаження для 12 шайб п'яти типорозмірів представлені (рис. 5.5):

$$K(\lambda)_6 = 6,7154 - 0,7336 \cdot \lambda + 0,0285 \cdot \lambda^2 ,$$

$$K(\lambda)_8 = 7,5363 - 0,443 \cdot \lambda + 0,0075 \cdot \lambda^2 ,$$

$$K(\lambda)_{10} = 8,4521 - 0,4895 \cdot \lambda + 0,0078 \cdot \lambda^2 ,$$

$$K(\lambda)_{12} = 17,7995 - 0,8857 \cdot \lambda + 0,0112 \cdot \lambda^2 ,$$

$$K(\lambda)_{16} = 2,9148 - 0,0573 \cdot \lambda + 0,0005 \cdot \lambda^2$$

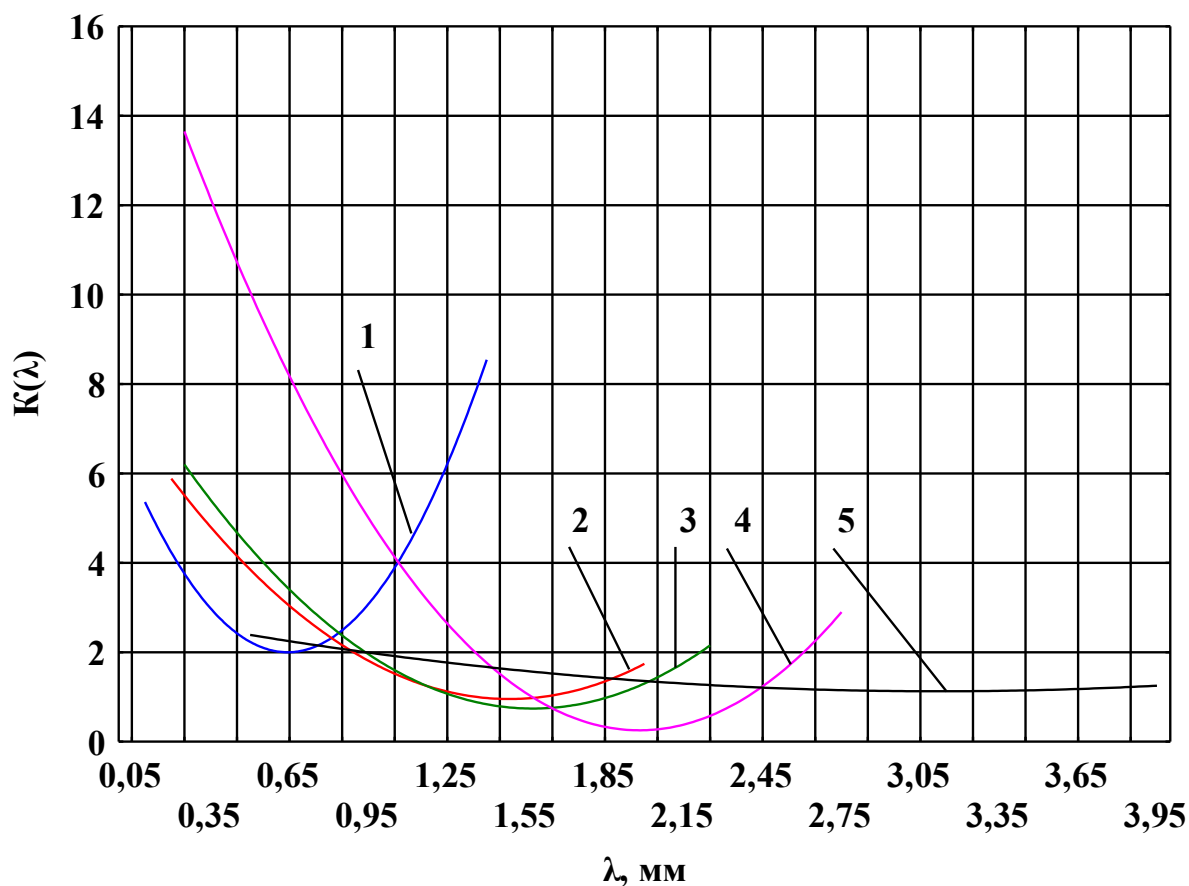


Рис. 5.5. Графік зміни пружної сили шайб залежно від кількості циклів навантаження-розвантаження для номінальних діаметрів 1 – 6 мм; 2 – 8 мм; 3 – 10 мм; 4 – 12 мм; 5 – 16 мм.

Пружинні шайби перевірялися на твердість за допомогою переносного твердоміра **НРО-10** у трьох точках, зміщених відносно одна одної на 120° . Усього на кожній шайбі було досліджено 9 точок. Для забезпечення необхідної точності вимірювань досліджувані точки очищали від антикорозійного покриття шляхом шліфування. Результати досліджень показали, що 18,88% шайб мають недостатню твердість, а 53,31% — надмірну (див. Додаток Б.2).

Таблиця 5.3.

Кількість відмов зернозбиральних комбайнів за перші

п'ять років експлуатації

Наробіток, мото-год	Частка відмов з причин виходу з ладу різьбових з'єднань, %	
	КЗС-9	РСМ-10
0 – 65	25	20
65 – 115	34	25
115 – 165	37,25	22,2
165 – 215	28	20
215 – 265	21	0
265 – 315	20	0
315 – 365	17	0
365 – 415	24,5	16,7
415 – 465	29,46	15,4
465 – 515	34	20
515 – 565	20,3	6,7
565 – 615	19,7	18,2
615 – 665	23,5	25
665 – 715	34,5	21,4
715 – 765	33,9	25
765 – 815	36,4	26,7
815 – 865	28,1	20
865 – 915	31,2	23

5.3. Особливості розбирання різьбових з'єднань із різним технічним станом.

Для розбирання різьбових з'єднань із різними технічними характеристиками нами запропоновано технологічну схему (рис. 1), яка складається з наступних етапів:

1. Проведення зовнішнього огляду з'єднання.
2. Оцінка технічного стану:
 - 2.1. Визначення доступності до з'єднання.
 - 2.2. Очищення деталей:
 - механічними способами;
 - хімічними способами.
 - 2.3. Вибір технології розбирання.
3. Визначення допустимого крутного моменту на основі механічних характеристик деталей.
4. Усунення дефектів на виступаючих частинах стрижнів болтів або шпильок.
5. Визначення типорозміру деталей і підбір відповідного інструменту.
6. Спроба відкрити гайку із застосуванням допустимого критичного моменту:
 - 6.1. Якщо спроба успішна.
 - 6.2. Якщо спроба невдала.
7. Виконання додаткових операцій:
 - 7.1. Замочування різьбових частин у проникних рідинах (гас, гальмівна рідина, дизельне паливо).
 - 7.2. Механічна дія на гайку у межах її пружної деформації.
 - 7.3. Термічна обробка деталей:
 - нагрів гайки;
 - охолодження стрижня;
 - поєднання нагріву гайки та охолодження стрижня.
8. Наступна спроба відкручування гайки:
 - 8.1. Якщо спроба успішна:
 - викручування шпильки (успішне або невдале).
 - 8.2. Якщо спроба невдала.

9. Механічне руйнування деталей різьбової пари:
 - 9.1. Руйнування гайки:
 - свердління отворів у гайці;
 - розрізання гайки спареною ножівкою;
 - руйнування гайки клином.
 - 9.2. Руйнування болта:
 - свердління осьового отвору в головці болта;
 - зрізання головки болта абразивним інструментом.
10. Усунення залишків стрижнів болтів із корпусних деталей:
 - 10.1. Відрізання пошкодженої частини болта чи шпильки відповідно до товщини кондукторної втулки.
 - 10.2. Свердління отвору на всю довжину болта зі збереженням діаметра, меншого за діаметр різьби ($d_{св} \leq d_1$).
11. Очищення різьбового отвору від залишків матеріалу та стружки.
12. Виправлення пошкодженої різьби корпусних деталей.

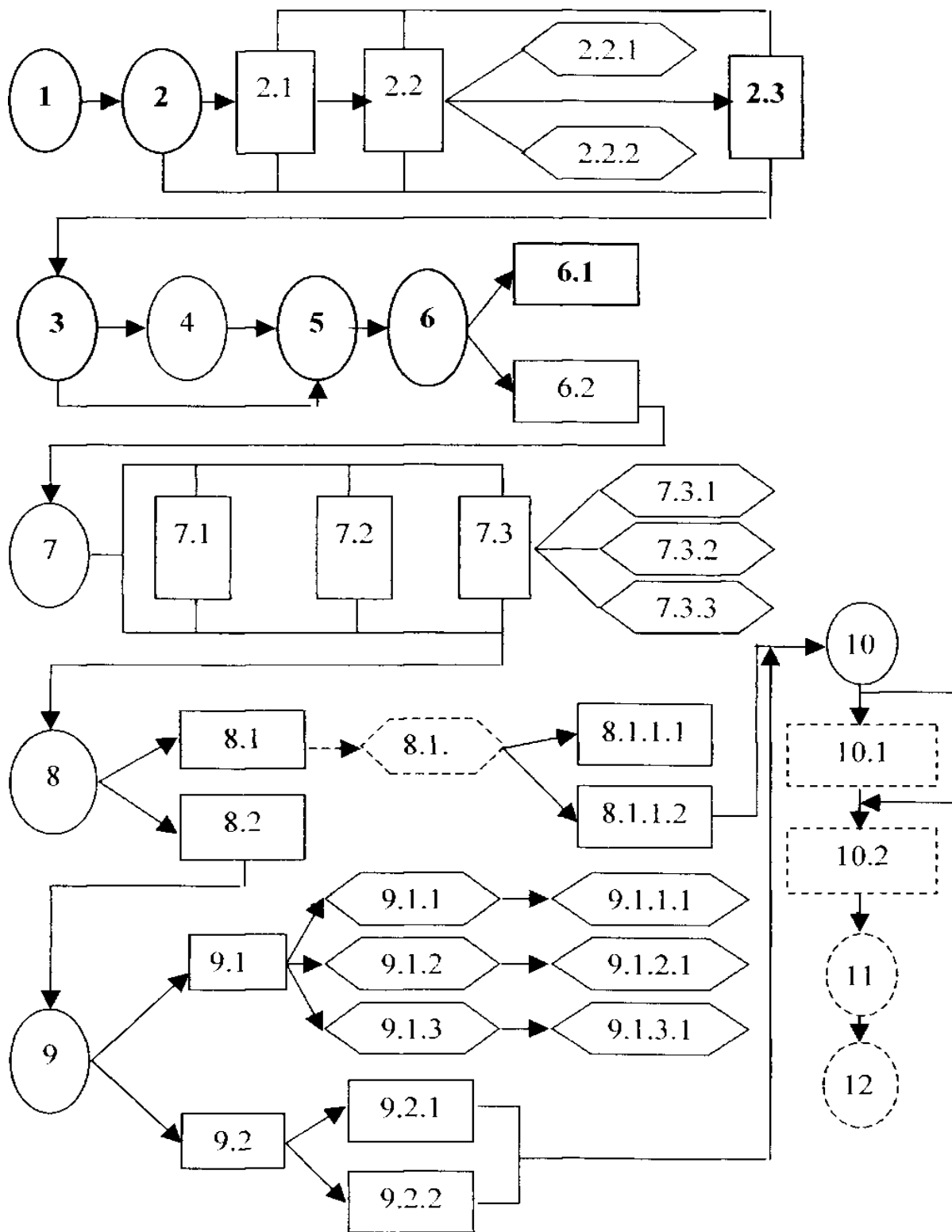


Рис. 5.6 структурно-логічна схема розбирання різьбових з'єднань із різним технічним станом

Дослідження [88, 91, 92] показали, що у сучасному машинобудуванні та ремонтному виробництві ефективно застосовуються механізовані пристрої для складання й розбирання

різьбових з'єднань. Ступінь механізації та автоматизації цих процесів залежить від умов конкретного виробництва. Наприклад, адаптивні гайковерти, що були розроблені, дозволяють уникнути ручного накручування різьбових деталей завдяки впровадженню датчиків зупинки шпинделя, виконавчих елементів і системи реверсу напрямку обертання. Це виключає можливість пошкодження різьби через заклинювання гайки під час її накручування. Використання різноманітних касет [88, 91] дозволяє ефективно застосовувати гайковерти, забезпечуючи підвищену продуктивність під час складальних робіт.

Для оптимізації режимів процесів складання та розбирання різьбових з'єднань, а також для визначення параметрів обладнання та інструментів, був створений комплект експериментального обладнання, який працює в парі з аналого-цифровим перетворювачем і комп'ютером. Цей підхід дозволив уточнити основні режими накручування:

1. Момент сили повинен становити 10–20% від моменту затягування;
2. Частота обертання шпинделя — в межах 50–350 об/хв;
3. Тривалість паузи між циклами реверсу — 0,4–0,8 сек;
4. Тривалість самого реверсу — 1,2–3,6 сек.

Використання адаптивних гайковертів з різними касетами (наприклад, плоскими або з осьюовою подачею) дозволяє підвищити продуктивність порівняно із ручним методом чи стандартними серійними гайковертами:

- Плоскі касети збільшують продуктивність на 10–15%;
- Касети з осьюовою подачею — на 15–20%;
- Системи з вібраційним бункером для подачі деталей — на 20–30%.

Дослідження впливу нагріву на процеси складання та розбирання різьбових і пресових з'єднань, проведені із застосуванням термометрів, регуляторів температури та тензOMETричного обладнання, показали, що нагрів деталей до температури 120–480 °C (за допомогою контактних або променевих джерел тепла) суттєво знижує трудомісткість операцій та запобігає пошкодженню деталей.

На основі теоретичних і практичних досліджень можна зробити висновок, що технології та засоби для складання й розбирання різьбових з'єднань повинні враховувати конструктивні особливості машин, агрегатів, вузлів, технічний стан деталей і специфічні умови виробництва. Технологічна схема складання та розбирання має охоплювати всі можливі варіанти її реалізації. Режими цих операцій мають бути обґрунтовані з урахуванням результатів експериментальної перевірки теоретичних розрахунків.

Для вирішення завдань оптимізації процесів розбирання та складання підшипникових вузлів необхідно створити параметричний ряд інструментів, пристроїв і знімачів для підшипників певних моделей та груп машин, які застосовуються в сільському господарстві. Методики розрахунку зусиль для складання та розбирання спряжень із натягом повинні уточнюватися з урахуванням конструктивних особливостей деталей, температурних умов і механічних властивостей матеріалів.

Запропоновані технології, пристрої та інструменти [88, 90, 91, 92, 93] для розбирання й складання різьбових і пресових з'єднань сприятимуть зниженню ризику необґрунтованих пошкоджень деталей, зменшенню трудомісткості операцій та заощадженню енергетичних і матеріальних ресурсів.

5.4. Параметри обладнання для розбірно-складальних процесів ремонтного виробництва

Машина складається із взаємопов'язаних деталей певної номенклатури, які розташовані так, щоб зберігати постійне взаємне орієнтування під час експлуатації, а рухомі елементи дотримувалися заданої траєкторії руху. Основна стабілізація положення деталей досягається завдяки використанню різьбових з'єднань і посадок із натягом. До основних елементів кріплення належать різьбові деталі, такі як болти, гайки, шпильки, а також штифти, шпонки, шплінти, стопорні кільця, клини та інші спеціальні кріпильні елементи.

Болти, гвинти, гайки та шпильки відрізняються за розміром і конструктивними особливостями. Наприклад, гайки можуть мати збільшену або зменшену висоту, змінений розмір під ключ, прорізи для фіксації шплінтами тощо. Під час проєктування машин конструктори розраховують міцність різьбових деталей залежно від їхньої функції та навантажень. У більшості випадків проєктування враховує технологічність складання, включаючи як ручні, так і механізовані методи.

Проте питання ремонтпридатності, зокрема зручності виконання розбірно-складальних операцій, часто залишаються поза увагою. Через це на значну кількість машин, виробництво яких було розпочато в останні 10–15 років, відсутня технологічна документація. Крім того, в Україні недостатньо уваги приділяється розробці й виробництву інструментів, пристроїв і обладнання для діагностики, технічного обслуговування та ремонту машин агропромислового комплексу.

Першим кроком до вирішення цих проблем є обґрунтування параметричних рядів обладнання для розбірно-складальних процесів у ремонтному виробництві. Для цього необхідно проводити дослідження у двох напрямках:

Ретельний аналіз конструкції машин.

Дослідження технологічних можливостей існуючих інструментів, пристроїв і обладнання [96].

Дослідниками було розглянуто вимоги до доступності різьбових з'єднань для роботи гайковими ключами з відкритим зівом. Схеми доступності, розроблені авторами, представлені на рис. 5.6.

Таблиця 5.4

Мінімальні значення зон доступності для складання та розбирання різьбових з'єднань із використанням ключів із відкритим зівом (розмір граней від 8 до 36 мм).

Зів ключа S	A	A ₁	K=E	M	L	L ₁	R
1	2	3	4	5	6	7	8
8	17	16	7	9	30	24	15
10	20	18	8	11	36	28	18
12	24	20	10	13	45	34	22
13	26	-		14			23
14	28	22	11	15	48	36	24
17	34	26	13	17	52	38	26

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8
19	36	30	14	19	60	45	30
22	42	32	15	24	72	55	36
24	48	36	16	25	78	60	38
27	52	40	19	28	85	65	42
30	58	45	20	30	98	75	48

32	62	48	22	32	100	80	50
36	68	52	24	36	110	85	55

У цьому випадку розглядається варіант забезпечення мінімальної продуктивності, тобто таких умов, за яких можна використовувати інструмент із можливістю обертання різьбової деталі на мінімально допустимий кут. Водночас ефективність процесів складання й розбирання можна забезпечити двома основними шляхами:

Забезпеченням доступності під час проєктування виробу.

Використанням спеціалізованих інструментів, які дозволяють виконувати складання й розбирання у зонах з обмеженим доступом.

Проведені дослідження показали, що кількість різьбових з'єднань у складних машинах досягає кількох тисяч. Наприклад, у тракторі Т-150К ця кількість перевищує 7200 одиниць, не враховуючи вузли, як-от стартер, генератор тощо [88]. Так, кількість різьбових шпильок у тракторах МТЗ-80, ЮМЗ-6 і Т-150К становить 85, 127 і 368 одиниць відповідно. Для автомобілів ЗІЛ-130, ГАЗ-53 і КамАЗ-5320 ці значення дорівнюють 308, 319 і 343 одиниці відповідно [94, 96].

Варто зазначити, що у схемах, наведених на рис. 5.7, при використанні ключів із відкритим зівом недоцільно враховувати доступність із торця різьбових деталей. Проте значним упущенням є відсутність розгляду зони для вільного переміщення важеля ключа, оскільки в машині ця зона може бути настільки обмеженою, що встановлення ключа з відкритим зівом буде неможливим.

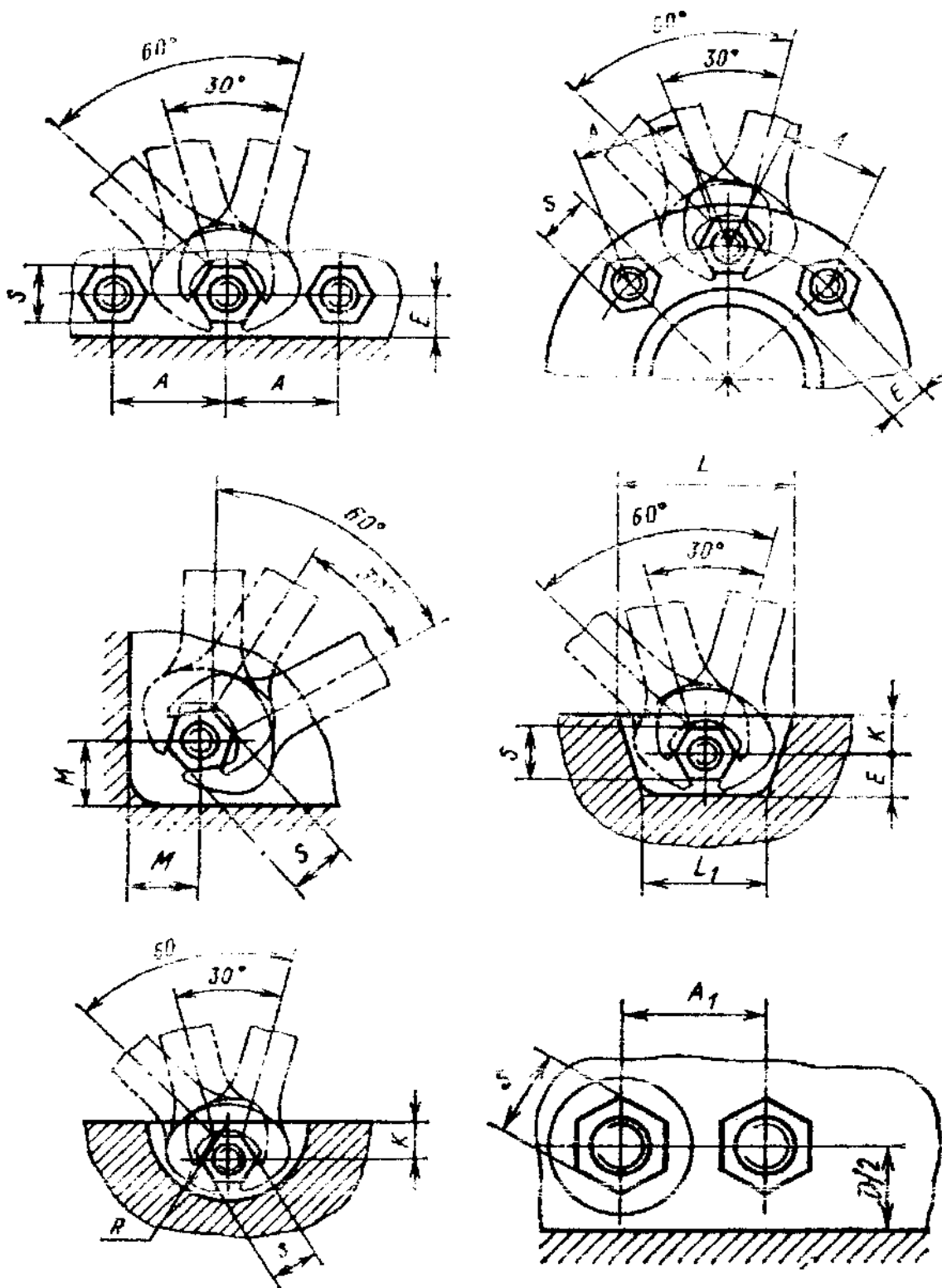


Рис 5.7. Деякі конструктивні схеми розміщення різьбових з'єднань із обмеженим доступом

Практика ремонтних підприємств демонструє, що ключі з відкритим зівом застосовуються лише в тих випадках, коли використання інших типів ключів неможливе. Це зумовлено тим, що такі ключі часто пошкоджують грані різьбових деталей, можуть зісковзнути з них, що створює ризик травмування виконавця. Зазвичай перевага надається головкам та кільцевим ключам, які дозволяють передавати більший крутний момент без пошкодження граней різьбових деталей і забезпечують підвищену продуктивність праці.

На рис. 5.8 представлена схема для вибору головок і кільцевих ключів. Оскільки головки можуть приводитися в дію за допомогою корбів, простих важелів, важелів із храповим механізмом, а також пневматичних або гідравлічних приводів, до уваги береться комплект головок із мінімальними розмірами, що забезпечують найкращу доступність.

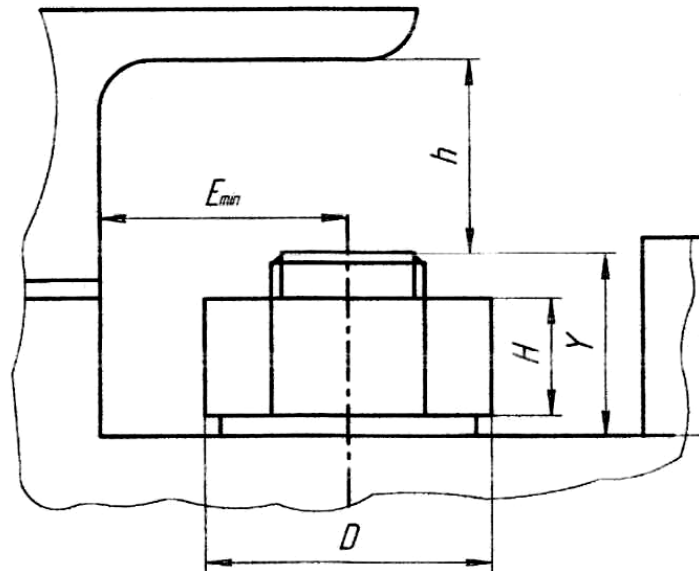


Рис 5.8. Схема вибору головок і кільцевих ключів на основі доступності.

Таблиця 5.5. Мінімальні значення зон доступності для складання й розбирання різьбових з'єднань із використанням кільцевих ключів і головок

Таблиця 5.5.

Мінімальні значення зон доступності для складання та розбирання різьбових з'єднань із використанням кільцевих ключів і головок

Розмір, S	Тип і марка ключів							
	Кільцевий				голівка			
	S&R		STANLEY		S&R		BILTEMA	
	E	h	E	h	E	h	E	h
1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	6,3	6,3	6,3	5,5	6,0	55,0	11,0	68,0
9	7,7	7,4	7,2	6,1	6,5	55,0	11,0	68,0
10	8,2	8,3	8,0	6,5	11,0	68,0	11,0	68,0
11	9,0	8,0	9,1	6,8	11,0	68,0	11,0	68,0
12	9,8	8,4	9,3	7,2	11,0	68,0	11,0	68,0
13	10,2	8,6	8,9	7,7	11,0	68,0	11,0	68,0
14	11,2	9,6	10,7	8,0	11,0	68,0	11,0	68,0
15	11,7	10,0	11,3	8,9	11,0	68,0	11,0	68,0
16	12,4	10,5	-	-	-	-	11,5	68,0
17	13,3	10,9	12,8	9,3	12	68,0	-	-
18	14,3	11,6	-	-	-	-	12,5	68,0
19	14,9	12,0	14,3	10,3	13,0	68,0	-	-
21	-	-	15,9	11,0	-	-	14,0	68,0
22	17,0	13,0	16,3	11,6	15,0	70,0	15,0	70,0
23	-	-	17,3	11,8	-	-	-	-

Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24	17,7	13,5	17,7	12,0	16,0	70,0	15,8	72,0
27	18,9	14,5	-	-	17,9	73,0	17,6	75,0
30	-	-	-	-	19,8	73,0	20,0	76,0
32	23,6	16,0	-	-	21,0	73,0	21,0	76,0

Згідно з таблицею 5.5, для застосування головок з доступом із торця різьбового з'єднання необхідно значно більше простору — у 4,7–10,8 разів більше, ніж для кільцевих ключів. Крім того, для головок із квадратом 1/2 дюйма та розмірами до S=14 потрібен додатковий простір у радіальному напрямку різьбового з'єднання.

Для подальших досліджень слід провести аналіз можливостей використання різних типів ключів, враховуючи довжину й конфігурацію їхніх важелів. Також необхідно вивчити технологічний потенціал головок із приводами, що використовують рухомі шарніри.

6. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Ремонтне виробництво має підвищений рівень ризику з точки зору техніки безпеки, пожежної безпеки та виробничої санітарії. Це пов'язано з тим, що транспортні засоби, які надходять на ремонт і технічне обслуговування, можуть містити небезпечні для здоров'я речовини, легкозаймисті матеріали, а також пошкоджені деталі, які становлять ризик травмування. Особливістю такого виробництва є різноманітність об'єктів ремонту, виконуваних операцій і змінність робочих місць.

Покращення умов праці є важливим резервом для підвищення продуктивності, екологічної безпеки виробництва, а також для зміцнення здоров'я працівників і підвищення їхнього соціального рівня.

Поліпшення умов праці нерозривно пов'язане з організацією санітарно-побутових умов, раціональним режимом роботи, медичним обслуговуванням, організацією відпочинку, харчування та інших аспектів.

Зменшення збитків від виробничого травматизму і професійних захворювань можливе шляхом розробки спеціальних заходів, забезпечення дотримання трудового законодавства та нормативних документів, а також впровадження новітніх наукових розробок і передового досвіду в сфері охорони праці.

6.1. СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ СКЛАДАННЯ ТА РОЗБИРАННЯ МАШИН

6.1. Структурно-функціональний аналіз технологічних процесів складання та розбирання машин

**ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ЗАМІНИ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ
ВКЛЮЧАЄ ТАКІ ОСНОВНІ ЕТАПИ:**

- миття та очищення деталей і кріпильних елементів;
- виконання допоміжних операцій для забезпечення доступу до вузлів, що потребують заміни;
- підготовка та встановлення технологічного обладнання;
- проведення основних операцій із заміни вузлів і агрегатів;
- контроль технічного стану деталей, вузлів та агрегатів;
- транспортування знятих вузлів і деталей для подальшої заміни.

Можливі травмонебезпечні ситуації під час виконання операцій:

1. Миття та очищення:

- Розбрикування мийних розчинів або рідин на відкриті ділянки тіла;
- Займання горючих речовин у мийних розчинах;
- Забруднення робочого місця.

2. Допоміжні операції:

- Наявність відколів, зазубрин, стружки на деталях;
- Падіння деталей або вузлів;
- Зіскакування інструментів (ключів) із граней гайок.

3. Підготовка та встановлення обладнання:

- Намотування одягу на рухомі деталі (силовий гвинт);
- Затискання частин тіла або одягу елементами обладнання;
- Падіння чи перекидання обладнання;
- Наїзд мобільним обладнанням на перешкоди, робітників або присутніх.

4. Основні операції:

- Наявність гострих країв чи відшарувань на деталях;
- Зіскакування ключів із деталей;
- Падіння деталей зі стола або робочої поверхні.

5. Контроль технічного стану:

- Випадкове падіння інструментів чи пристроїв;
- Неправильне використання вимірювального обладнання.

6. Транспортування вузлів і деталей:

- Падіння деталей під час транспортування;
- Перекидання обладнання із транспортованими вузлами;
- Наїзд мобільним обладнанням на робітників, інші об'єкти чи техніку.

Небезпечні умови (НУ):

- Використання шкідливих мийних розчинів (НУ1);
- Наявність легкозаймистих речовин (НУ2);
- Використання несправних інструментів (НУ3);
- Експлуатація несправного обладнання (НУ4);
- Порухення правил безпеки (НУ5).

Небезпечні дії (НД):

- Розбризування розчинів або витікання рідин (НД1);
- Використання інструментів, що утворюють іскри, нагріваються або мають відкритий вогонь (НД2);
- Потрапляння горючих матеріалів на нагріті поверхні (НД3);
- Застосування несправного обладнання (НД5).

Небезпечні ситуації (НС):

- Контакт агресивних речовин зі шкірою або очима (НС1);
- Займання горючих матеріалів (НС2);
- Зіскакування інструментів (НС3);
- Падіння деталей, інструментів або їх неконтрольований рух (НС4);
- Невмілі чи необачні дії працівників (НС5).

На основі аналізу небезпечних умов (НУ), дій (НД) та ситуацій (НС) формується модель процесу для забезпечення безпеки праці.

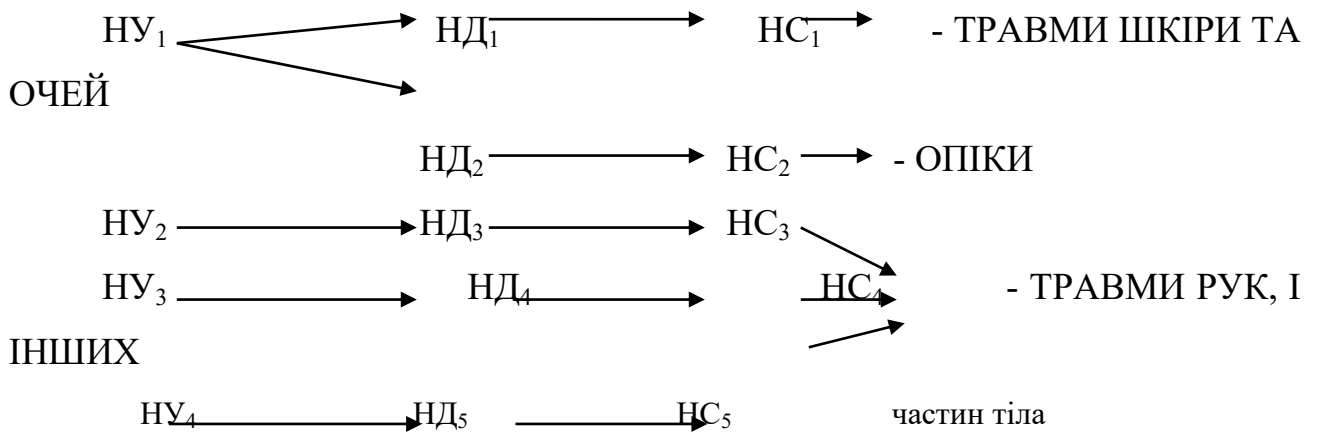


Рис. 6.1 Модель процесу

6.2. Вимоги до безпеки території, приміщень, обладнання та виробничих процесів ремонтних підрозділів

Територія ремонтних майстерень, виробничих, санітарно-побутових і допоміжних приміщень має відповідати технологічним вимогам ремонтного виробництва та санітарним нормам проектування. Поверхня території повинна бути вирівняна й спланована таким чином, щоб забезпечити ефективне відведення стічних вод до водостоків від будівель, доріжок і проїздів. Ширина доріг для руху техніки й пішохідних доріжок до майстерень та інших приміщень повинна бути більшою за ширину сільськогосподарської техніки: на 1,8 м при односторонньому русі та на 2,7 м при двосторонньому. Пішохідні доріжки повинні мати ширину не менше 1,5 м.

Майданчики для паркування автомобілів, тракторів, комбайнів та іншої техніки повинні бути рівними, з покриттям із твердих матеріалів (асфальт, бетон тощо).

Виробничі процеси, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин (газів, парів, пилу тощо), необхідно здійснювати в окремих приміщеннях, оснащених системами вентиляції.

Підлога в приміщеннях цехів повинна бути міцною, з твердим покриттям, яке легко очищається й ремонтується. У приміщеннях, де використовується вода, підлога повинна мати нахил для забезпечення стоку. В оглядових ямах і на естакадах слід встановлювати напрямні для коліс техніки, а також обладнати спуски у вигляді сходів з обох боків ями. Естакади мають бути оснащені поручнями висотою не менше 1 м по всій їх довжині.

Зовнішні входи, виходи та в'їзди у виробничі приміщення повинні бути обладнані тамбурами, які запобігають утворенню протягів і втраті тепла.

У зимовий період необхідно регулярно очищати дахи та карнизи будівель від снігу та льоду.

Проходи між стелажми, полицями та шафами у складських приміщеннях мають бути шириною не менше 1 м.

6.3. Розробка заходів у разі надзвичайних ситуаціях

Забезпечення захисту цивільного населення під час загрози або виникнення надзвичайних ситуацій є одним із ключових завдань, яке виконує служба охорони праці підприємства.

Цей захист ґрунтується на впровадженні комплексу заходів, спрямованих на організацію, попередження, протидію та ліквідацію наслідків надзвичайних ситуацій, включаючи:

- розробку наочних і методичних матеріалів для інформування та навчання;
- планування та проведення навчально-практичних тренувань з питань реагування на надзвичайні ситуації;
- ознайомлення працівників із функціональними обов'язками в рамках дій у надзвичайних умовах;
- інформування працівників щодо роботи системи оповіщення про надзвичайні ситуації, що діє на підприємстві.

Ці заходи спрямовані на забезпечення оперативної та злагодженої реакції колективу у випадках виникнення небезпеки

ВИСНОВКИ

1. З огляду на різноманітність методів виготовлення різьбових деталей, можна зазначити, що якісні характеристики деталей однакових типорозмірів можуть суттєво відрізнятись, що впливає на технічний стан і довговічність різьбових з'єднань.
2. Різьбові з'єднання в мобільних машинах з енергетичними установками зазнають найбільшого зовнішнього впливу, особливо якщо вони мають великогабаритні обертові або зворотно-поступальні деталі (наприклад, це стосується зернозбиральних комбайнів).
3. Велика кількість досліджень, виконаних багатьма науковцями, демонструє необхідність їх подальшого розширення для аналізу конкретних машин в специфічних умовах експлуатації.
4. Інструменти, які використовуються для процесів складання і розбирання машин, необхідно обирати з урахуванням можливості контролю прикладених зусиль, зважаючи на конструктивні особливості машин і механічні властивості різьбових елементів.
5. Тривалість роботи та надійність різьбових елементів залежать від конструктивних особливостей машин, дотримання технологічних вимог під час їх виготовлення та складання, а також від умов експлуатації та проведення технічного обслуговування.
6. Подовжити термін служби різьбових з'єднань машин можна шляхом забезпечення належного технічного обслуговування та проведення додаткових заходів для запобігання їх самовільному відкручуванню.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Національна стратегія розвитку аграрного сектору України на період до 2020 року [Текст]: затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 11 лютого 2015 р. № 124. // Офіційний вісник України. – 2015. – № 13. – С. 35–54.
2. Статистичний огляд. Технічне забезпечення сільськогосподарського виробництва / Держкомстат України – 2020. – 48 с.
3. Смирнов І. В. Надійність нарізних кріплень у конструкціях сільгоспмашин / І. В. Смирнов, А. О. Рубан // Вісник НУБіП. – 2015. – Вип. 12. – С. 146–150.
4. Рекомендації з оцінки втрат врожаю за допомогою комбайнів: методичні вказівки / За ред. П. І. Зінченка. – К.: УкрНДІ сільгосптехніки, 1990. – 18 с.
5. Кравченко С. П. Ефективність роботи нарізних з'єднань у сільгоспмашинах / С. П. Кравченко, О. Л. Грищенко // Техніка АПК. – 2019. – № 6. – С. 110–115.
6. Правила зберігання техніки у сільському господарстві: ДСТУ 7751:2010. – Видання офіційне. – К.: Держспоживстандарт, 2010. – 32 с.
7. Сидоренко А. В. Проблематика обслуговування різьбових з'єднань у сільгосптехніці / А. В. Сидоренко // Журнал «Сільськогосподарська техніка». – 2021. – № 4. – С. 20–24.
8. Волошин О. М. Використання кріплень у зернозбиральних комбайнах // Збірник наукових праць Інституту механізації. – Харків: ІМЕСГ, 2018. – Вип. 16. – С. 280–288.
9. Грінченко В. О. Керівництво з експлуатації комбайнів «Дон-1500Б» / В. О. Грінченко, І. С. Клименко. – Х.: Агропромвидав, 2009. – 210 с.

- 10.Каталог деталей та вузлів комбайнів КЗС-9-1: Оновлене видання / [Відповідальний редактор П. С. Білоус]. – Херсон: Херсонські комбайни, 2015. – 702 с.