



Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Стрелец В. В.

**ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

Конспект лекцій

Суми
Сумський державний університет
2022

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Конспект лекцій
для студентів спеціальностей:
131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»,
142 «Енергетичне машинобудування»
всіх форм навчання

Затверджено
на засіданні кафедри комп'ютерної механіки
ім. Володимира Марцинковського
як конспект лекцій із дисципліни
«Деталі машин (основи конструювання)».
Протокол № 1 від 18.01.2022 р.

Суми
Сумський державний університет
2022

Деталі машин і основи конструювання : конспект лекцій / укладач В. В. Стрелец. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 150 с.

Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕДМОВА	4
Лекція 1. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	5
Лекція 2. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ	15
Лекція 3. ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ШТИФТОВІ ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ	25
Лекція 4. ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ – З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЮ З НАТЯГОМ	35
Лекція 5. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ	42
Лекція 6. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	50
Лекція 7. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	60
Лекція 8. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	73
Лекція 9. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ	80
Лекція 10. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	92
Лекція 11. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	102
Лекція 12. ВАЛИ ТА ОСІ	114
Лекція 13. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ	121
Лекція 14. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ	133
Лекція 15. МУФТИ ПРИВОДІВ	141
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	149

ПЕРЕДМОВА

Для вирішення завдань впровадження нової техніки спеціаліст повинен мати ґрунтовні знання і професійні якості. Він повинен знати не тільки порядок, способи і методи створення нової конструкції, але й способи і методи виготовлення її складових частин, матеріалу, із якого вона виготовляється, принцип взаємодії частин, надійність, економічність і т. ін. Такі знання дозволяють правильно і грамотно проектувати та експлуатувати сучасну техніку.

У цьому конспекті лекцій викладені основні положення конструювання та розрахунків типових деталей машин.

Програма, обсяг аудиторних занять і досвід викладання дисципліни деталі машин і основи конструювання у Сумському державному університеті зумовили стислий виклад матеріалу, що розподілений на 15 лекцій. У кожній лекції є перелік тем для додаткового самостійного вивчення і питання для самоперевірки, а основні технічні терміни виділені жирним шрифтом. Більш повний та детальний аналіз основних положень курсу пропонують численні підручники, деякі з них наведені у списку літератури і до яких обов'язково потрібно звертатися.

Розумна людина постійно усвідомлює свою неосвіченість і удосконалює свої знання. Звичайно, наука та роздуми – це важка праця, але відомо, що перемоги здобуваються розумом та працею, що ні один ледар не досяг глибокої старості, що не існує нічого, чого люди не змогли би зрозуміти.

Державні навчальні заклади ставлять перед собою завдання виховання умів, бо розум є головною перевагою, тому студент університету не повинен лякатися перевантажувати свій розум. Яким би складним не було положення курсу „Деталі машин і основи конструювання”, за допомогою аналізу завжди можливо поділити його на декілька простих і очевидних положень.

Курс базується на загальнонаукових і загальнотехнічних дисциплінах, є зв'язувальною ланкою між загальноінженерною та спеціальною розрахунковою і конструкторською підготовкою.

Основна мета дисципліни - дати студентам основи теорії, розрахунків та конструювання типових деталей та вузлів машин.

Внаслідок вивчення даної дисципліни студент повинен знати:

- основні критерії працездатності деталей машин і види їх відказів;
- основи теорії і розрахунку деталей та вузлів машин;
- типові конструкції деталей та вузлів, їх властивості, особливості та області застосування;

Матеріал дисципліни є актуальним та корисним для конструкторських розробок, інженерних розрахунків, практичної експлуатації та творчого пошуку в будь-якій галузі машинобудування.

Лекція 1

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

- 1.1 Поняття машини та деталей машин.
- 1.2 Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей.
- 1.3 Основні напрямки розвитку конструкцій машин та їх розрахунку.
- 1.4 Предмет, мета та зміст курсу деталей машин.
- 1.5 Основні критерії працездатного стану деталей машин.
- 1.6 Міцність деталей машин.
- 1.7 Основні види та причини відмови деталей машин.
- 1.8 Вимоги до матеріалів деталей машин.
- 1.9 Основні положення щодо проектування машин.

1.1 Поняття машини та деталей машин

Основні та допоміжні процеси на виробництві виконують за допомогою машин. Вони багаторазово підвищують продуктивність. Наприклад, потужність людини беруть $P_{\text{л}} = 0,1$ кВт, коня – $P_{\text{к}} = 1$ к.с. = 0,735 кВт, а потужність машини може перевищувати $P_{\text{м}} > 10^6$ кВт. (**Потужність** – енергетичний параметр машини, який характеризує швидкість виконання роботи).

Машина – штучний механічний пристрій із узгоджено працюючими частинами, що виконує певний доцільний рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації. Машини поділяють залежно від виконуваних функцій на:

- 1 – електричні (двигуни, генератори);
- 2 – технологічні або робочі (верстати, вантажопідйомні та транспортуючі машини);
- 3 – обчислювальні машини.

Машина складається з послідовно з'єднаних ланок, які виконують задані рухи, і кожна машину можна назвати механізмом, але не всякий механізм може бути названий машиною. Машини складаються з деталей та вузлів. **Деталі машин** – це складові частини машини, які виготовляють із однорідного матеріалу без використання складальних операцій. **Вузол (складальна одиниця)** – сукупність спільно працюючих деталей, які з'єднані складальними операціями.

Комплекс наукових дисциплін про машини (опір матеріалів, теоретична механіка, теорія механізмів та машин, деталі машин, теорія конструкційних матеріалів та інші) – це **машинознавство**.

Сучасний інженер–механік має володіти основами машинознавства. Він повинен знати:

- 1) вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей;
- 2) основні напрямки розвитку їх конструкції;
- 3) загальні принципи будови машини.

1.2 Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей

1 Висока надійність (**надійність** – це властивість виробу виконувати задані функції впродовж потрібного терміну служби без поломок і позапланових ремонтів).

2 Високі експлуатаційні показники: продуктивність; **ККД** – коефіцієнт корисної дії, що характеризує втрати енергії; точність; безпека обслуговування; ступінь автоматизації та інші.

3 **Технологічність** (технологічною є конструкція, яку можна виготовити з мінімальними затратами праці та засобів в умовах певного підприємства).

4 Економічність (розуміється мінімальна вартість виготовлення та експлуатації виробу).

5 Транспорتابельність – можливість зручного транспортування машини.

6 Ергономічність – зручність і безпека експлуатації машини з дотриманням санітарно-гігієнічних норм рівня вібрації та шуму.

7 Екологічність.

8 Естетичність.

Курс деталей машин концентрує увагу студентів на першій вимозі – надійності деталей та вузлів машин.

1.3 Основні напрямки розвитку конструкцій машин та їх розрахунку

1 Забезпечення потрібного технічного рівня машини згідно з її функціональним призначенням.

2 Використання модульного принципу конструювання (застосування уніфікованих вузлових конструкцій) поділом конструкції машини на окремі функціонально завершені вузли та блоки.

3 Проектування технологічних деталей і вузлів під сучасну прогресивну технологію.

4 Зменшення енергозатрат машини завдяки підвищенню ККД окремих механізмів.

5 Зниження матеріаломісткості конструкцій удосконаленням процесу проектування, добору сучасних матеріалів і технологій, оптимізація форми та розмірів деталей та вузлів.

6 Максимальна автоматизація процесів проектування та виготовлення.

Щоб створити сучасну машину, потрібно знати:

1 Деталі та вузли, з яких складається машина (назва деталі, її призначення, конструктивні варіанти й особливості).

2 Умови надійної роботи деталей та вузлів, види та причини їх відмов, основні критерії працездатного стану.

3 Алгоритм розрахунку та послідовність конструювання, включаючи основи автоматизованого проектування.

1.4 Предмет, мета та зміст курсу деталей машин

Предметом курсу є **типові деталі** машин, тобто деталі загального призначення, які застосовуються в усіх або майже в усіх машинах і виконують при цьому однакові функції.

Мета курсу – висвітлити методи, норми, правила та рекомендації проектування типових деталей машин таким чином, щоб була забезпечена їх працездатність. (**Проектування** – процес виконання розрахунків і конструювання (креслень), що закінчується оформленням потрібної технічної документації, тобто проектом. **Працездатність** – властивість деталі виконувати задані функції згідно з вимогами технічної документації).

Зміст (розділи) курсу деталей машин:

- 1) основи проектування деталей машин;
- 2) з'єднання типових деталей;
- 3) механічні передачі обертального руху;
- 4) деталі, що забезпечують обертальний рух.

Вивченням курсу деталей машин закінчується загальноінженерна підготовка майбутніх спеціалістів у галузі технічної та прикладної механіки. **Механіка** – це наука про рух та взаємодію тіл. **Прикладна механіка** – галузь механіки, що вивчає рух та напружений стан реальних технічних об'єктів і базується на дисциплінах: опір матеріалів, ТММ, деталі машин.

1.5 Основні критерії працездатного стану деталей машин

Слово „критерії” можна замінити словами „вимоги, умови, характеристики”. Для оцінки працездатності (складової частини надійності) деталі використовують такі критерії.

Міцність – здатність деталі опиратися навантаженню без поломок і поверхневих ушкоджень.

Жорсткість – здатність деталі опиратися зміні форми та розмірів під дією навантаження.

Зносостійкість – здатність матеріалу деталі опиратися стиранню поверхні.

Теплостійкість – здатність деталі працювати у визначеному діапазоні температур.

Вібростійкість – здатність деталі працювати у заданому діапазоні режимів навантаження без недопустимих коливань.

Без виконання цих та інших критеріїв неможлива нормальна робота деталей і вузлів машин, тому під час проектування залежно від умов роботи деталі проводяться розрахунки за одним або кількома критеріями. Головним критерієм працездатності та розрахунку деталей машин є міцність.

1.6 Міцність деталей машин

Усі деталі машини повинні бути **рівноміцними**, тобто деталі повинні мати однаковий запас міцності відносно навантажень, що діють на них. Аналіз проблеми міцності повинен містити таке.

1 Аналіз навантаження деталі. Навантаженням (зовнішньою дією) може бути:

- а) сила;
- б) момент сили;
- в) температура або комбінація цих навантажень.

Слід знати класифікацію сил, щоб розрізнити сили статичну та динамічну, сили зовнішню і внутрішню, сили розрахункову, еквівалентну та граничну. Необхідно розрізнити моменти обертальний, крутіння, згину. Відомості про види навантаження наведені в підручниках опору матеріалів.

2 Аналіз деформацій і напружень, що виникають в деталях від навантаження. Існують чотири види простих деформацій:

- а) розтяг (стиск);
- б) згин;
- в) крутіння;
- г) зсув (зріз).

Будь-яку комбінацію цих простих деформацій називають складною деформацією.

Під дією зовнішнього навантаження кожна частина матеріалу деталі опирається цьому навантаженню, всередині деталі виникають внутрішні сили і моменти реакції. Для оцінки розподілу внутрішніх сил і моментів використовують параметр, який називається напруженням. **Напруження** – це відношення внутрішнього силового фактора до геометричної характеристики поперечного перерізу деталі. Кожному виду деформації відповідають свої напруження, що відображено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Відповідність простих деформацій і напружень

Вид деформації	Внутрішній силовий фактор	Геометрична характеристика поперечного перерізу	Вид напруження	Умова міцності
Розтяг (стиск)	Поздовжня сила, F	Площа, A	Нормальне, $\sigma_{p(c)}$	$\sigma_p = F / A \leq [\sigma_p]$
Згин	Згинальний момент, M	Осьовий момент опору, w	Нормальне, σ_{zg}	$\sigma_{zg} = M / w \leq [\sigma_{zg}]$
Крутіння	Крутний момент, T	Полярний момент опору, w_p	Дотичне, τ_{kp}	$\tau_{kp} = T / w_p \leq [\tau_{kp}]$
Зсув (зріз)	Поперечна сила, F	Площа, A	Дотичне, τ_{zp}	$\tau_{zp} = F / A \leq [\tau_{zp}]$
Зминання	Нормальна сила, F_n	Площа поверхні, A	Нормальне, σ_{zm}	$\sigma_{zm} = F_n / A \leq [\sigma_{zm}]$

Розрахунок напружень в деталях проводиться за формулами, викладеними у курсах опору матеріалів і деталей машин.

Розмірність напружень – Н/мм² (1 Н/мм² = 1 МПа = 10 кгс/см²).

3 Теоретична оцінка міцності, відповідно, і працездатності деталі.

Існують і експериментальні методи оцінки міцності:

- а) натурні випробування;
- б) моделювання;
- в) тензометрування та інші.

Теоретична оцінка міцності проводиться частіше за все за напруженнями або за коефіцієнтами запасу міцності.

Розрахунки на міцність за напруженнями потрібно починати з запису умови міцності (див. табл. 1.1) для небезпечних перерізів (зон) деталі. Розрахункові (робочі, дійсні) напруження у цих перерізах (σ , τ) знаходяться за відповідними формулами. **Допустимі (граничні) напруження** ($[\sigma]$, $[\tau]$) визначають за рекомендаціями (див. табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Визначення допустимих напружень

Вид деформації	Допустимі напруження
Розтяг (стиск)	$[\sigma_p] = \sigma_T / 2$
Згин	$[\sigma_z] = \sigma_T / 1,6$
Кручення	$[\tau_{кр}] = 0,6 \sigma_T$
Зсув (зріз)	$[\tau_{зр}] = 0,25 \sigma_T$
Зминання	$[\sigma_{зм}] = 0,8 \sigma_T$
σ_T – межа текучості – механічна характеристика матеріалу, яку визначають за довідниками	

Розгорнута формула напружень в умові міцності далі використовується для проектувальних (проектних) або перевірних розрахунків деталі (див. табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Порівняльна характеристика проектувальних і перевірних розрахунків деталей на міцність

Проектувальний розрахунок	Перевірний розрахунок
Задані: навантаження деталі; матеріал деталі	Задані: навантаження деталі; матеріал деталі; розміри деталі
Знайти: мінімальні розміри деталі, які задовольняють умовам міцності	Перевірити: виконання умов міцності для деталі

Розрахунки на міцність за коефіцієнтами запасу міцності також необхідно починати з запису умови міцності, але такого типу

$$S \geq [S],$$

де S – розрахунковий **коефіцієнт запасу міцності**, визначається для кожної деталі за відповідними формулами, які можна стисло подати як відношення $[\sigma]/\sigma$ або $[\tau]/\tau$;

$[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, вибирається за рекомендаціями нормативних технічних документів, наприклад:

- для загальних деталей машинобудування $[S] \approx 2-3$;
- для ланцюгів і канатів $[S] \approx 10-20$;
- для будівельних споруд $[S] \approx 30-40$;
- для авіаційних, аерокосмічних деталей $[S] \approx 1,1-1,2$ (інакше – не полетить!).

Розрахунки на міцність за запасами міцності також бувають проектувальні та перевірі.

Для інших критеріїв працездатності (жорсткості, вібростійкості, теплостійкості та ін.) розрахунки проводяться аналогічно.

Курс деталей машин вчить правильно вибирати для різних деталей той чи інший критерій працездатності і, отже, розрахунку. А завдяки якісним розрахункам попереджуються можливі відмови деталей.

1.7 Основні види та причини відмови деталей машин

1 Пластичні об'ємні і поверхневі деформації, що призводять до зміни форми та розмірів деталей. Ці деформації спостерігаються при перевантаженнях і в'язкому стані матеріалу.

2 Крихкі руйнування у вигляді поломок по перерізу або ушкоджень робочої поверхні. Спостерігаються при перевантаженнях і крихкому стані матеріалу.

3 Ушкодження втомного характеру у вигляді поломок або руйнування робочої поверхні після багатократного (циклічного) навантаження.

4 Недопустимі пружні деформації через недостатню жорсткість деталі.

5 Спрацювання тертьових поверхонь через недостатню зносостійкість деталі.

6 Перегрів деталей і вузлів через їх недостатню теплостійкість.

7 Резонансні коливання деталей через недостатню вібростійкість.

1.8 Вимоги до матеріалів деталей машин

Машинобудівні матеріали повинні мати певний комплекс механічних і технологічних характеристик:

1 – високі та постійні міцність, жорсткість, зносостійкість;

2 – високі технологічні властивості (оброблюваність на верстатах, ливарні властивості, штампованість, зварюваність тощо);

3 – здатність до зміцнення;

4 – антифрикційні або фрикційні властивості;

5 – корозійну стійкість;

6 – демпфівальну здатність;

та інші.

Антифрикційні матеріали характеризуються низьким і сталим коефіцієнтом тертя ковзання, високою зносостійкістю, гарним припрацьовуванням, малим спрацьовуванням спряженої деталі. **Фрикційні матеріали** мають високий і сталий коефіцієнт тертя ковзання, високі зносо- і теплостійкість, гарне припрацьовування, мале спрацьовування спряженої деталі під час роботи насухо або із мастилом.

Для виготовлення деталей машин використовують металеві та неметалеві матеріали. До металевих матеріалів належать чорні метали та їх сплави (сталі і чавуни); сплави кольорових металів (бронзи, латуні, бабіти); легкі сплави (алюмінієві та магнієві); біметали, які складаються з двох і більше шарів; композиційні металеві матеріали.

Композиційні металеві матеріали являють собою композиції з високоміцних волокон (бору, вуглецю, вольфраму, молібдену тощо) і основи з м'яких металів (алюмінію, міді, кобальту та ін.). Міцність таких матеріалів набагато (у 20–100 разів) перевищує міцність звичайних машинобудівних матеріалів.

До неметалевих матеріалів належать пластмаси (текстоліт, капрон та ін.), керамічні матеріали, гума, графіт, шкіра та ін.

Вибір матеріалу деталей – це відповідальне завдання проектування. До уваги беруть такі фактори:

- 1) відповідність властивостей матеріалу головному критерію працездатності деталі;
- 2) вагові та габаритні вимоги до деталей і машин у цілому;
- 3) відповідність технологічних властивостей матеріалу формі та наміченому способу обробки деталі з метою вибору найекономічнішого способу виготовлення деталі при відомому масштабі її виробництва;
- 4) вартість і дефіцитність матеріалу, тому що вартість матеріалу становить значну частину (до 60–70%) вартості машини;
- 5) вимоги естетики.

Наприклад, вали та осі, розміри яких визначаються міцністю і жорсткістю, потрібно виготовляти з матеріалу з високим модулем пружності. У вузлах, працездатність яких визначається зносостійкістю деталей, одна з них повинна мати вищу твердість робочої поверхні, а іншу потрібно виготовляти з антифрикційного матеріалу (в підшипниках і напрямних ковзання, в передачах черв'ячних, гвинт-гайка) або із фрикційного матеріалу (у фрикційних передачах, муфтах).

1.9 Основні положення щодо проектування машин

Інженерне машинобудівне проектування – це неперервний процес розрахунків і конструювання, у якому наукова і технічна інформація використовується для створення проекту нового привода, машини або системи, що дають суспільству певну користь. Під конструюванням розуміють втілення виробу у кресленнях та іншій технічній документації. Розрахунки і конструювання поєднані між собою. Ці творчі процеси завжди коректують і доповнюють один одного. Розрахунки вказують шлях, за яким треба рухатися в напрямі найкращого технічного рішення.

Результат проектування – **проект**.

Основа для проектування – технічне завдання (ТЗ), яке повинно містити такі дані:

- 1) призначення проектованого виробу;
- 2) місце його встановлення та взаєморозміщення складових частин (наприклад, для привода – взаємне розміщення двигуна, передач, робочого органа машини);
- 3) вимоги до габаритних розмірів;
- 4) графік навантажування;
- 5) діюче навантаження;
- 6) термін служби та використання виробу протягом доби та року;
- 7) кількість виробів, що випускаються;
- 8) інші додаткові вимоги та вихідні дані.

Основне завдання проектування – розробити конструкцію виробу, яка задовольняла б вимогам технічного завдання і відповідала за основними характеристиками та критеріями якості рівню розвитку науки і техніки в даній галузі з урахуванням перспективи розвитку.

У процесі виконання проектів потрібно максимально використовувати типові рішення, конструкції тощо.

Процес створення нової машини можна розділити на ряд етапів (стадій). Це дозволяє контролювати і затверджувати проекти на різних стадіях їхньої розробки. Практикою вироблена така послідовність проектування.

Технічна пропозиція – початкова стадія проектування, яка є відповіддю проектувальника на поставлену задачу, вимоги й обмеження, що наведені в технічному завданні. Запропоновані один або кілька варіантів об'єкта ретельно обґрунтовують з використанням для цього теоретичних розрахунків і аналізу, а також практичного досвіду.

На етапі **ескізного проектування** проводять конструкторське опрацювання оптимального варіанта до рівня принципів конструкторських рішень, які дають загальне уявлення про будову і принцип роботи об'єкта. У ескізному проекті закладають основи використання типових стандартизованих і уніфікованих складових частин технічного об'єкта.

Технічний проект виконують після ескізного проектування. Він містить сукупність конструкторських документів, які відображають повне технічне розв'язування проблеми. У технічному проекті повинні бути розв'язані всі питання забезпечення високого технічного рівня створюваного об'єкта в процесі його виготовлення, складання, випробування та експлуатації. Робоча конструкторська документація потрібна для забезпечення можливості виготовлення дослідного зразка або початкової серії спроектованого виробу.

Види і комплектність конструкторських документів на виробу всіх галузей промисловості встановлює ГОСТ 2.102–68. До конструкторських документів належать графічні і текстові документи, які визначають склад і будову виробу і вміщують потрібні дані для його виготовлення, контролю, приймання, експлуатації і ремонту.

У процесі проектування доводиться вибирати серед кількох альтернативних рішень найкраще, тобто оптимальне у певному розумінні. Вибір такого варіанту створюваної конструкції за своєю суттю є головною задачею проектувальника. Її успішне розв'язання пов'язане з використанням відповідних критеріїв для комплексної порівняльної оцінки якості розроблюваної конструкції та необхідного математичного апарата вирішення оптимізаційних задач.

Задачу вибору оптимального конструктивного рішення технічної проблеми можна укрупнено зобразити схемою (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Схема оптимального проектування

Оскільки в курсі деталей машин вивчають лише приводи машин з механічними передачами, оптимізацію об'єкта, який проектується, виконують на двох рівнях:

- по-перше, структурна оптимізація – добір кількості і типу передач та інших складових частин привода, а також їх взаємного розміщення (розробка компоновання), які забезпечують найліпші техніко-економічні показники;
- по-друге, параметрична оптимізація – визначення найліпших параметрів складових привода.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Класифікація виробів, класифікація деталей машин.
- 2 Стадії розроблення конструкторської документації.
- 3 Показники якості проєктованої машини та її складових частин.
- 4 Основні шляхи підвищення надійності деталей машин.
- 5 Шляхи забезпечення технологічності та економічності деталей машин.
- 6 Конструктивні способи підвищення міцності та жорсткості.
- 7 Вплив концентрації напружень на довговічність деталей.
- 8 Основні відомості про машинобудівні матеріали.
- 9 Основи оптимального проєктування.
- 10 Загальні правила, принципи і послідовність проєктування (конструювання).
- 11 Випробування деталей машин.
- 12 Стандартизація та уніфікація деталей машин.

Питання для самоперевірки

- 1 Які основні вимоги висуваються до сучасних машин та їх деталей?
- 2 В яких напрямках розвиваються конструкції сучасних машин та їх розрахунки?
- 3 У чому полягає предмет і мета курсу деталей машин?
- 4 Що називають машиною?
- 5 Чим відрізняється вузол машини від деталі машини?
- 6 Яка основна задача проєктування?
- 7 Які існують критерії працездатного стану та розрахунку деталей машин?
- 8 Що називають міцністю?
- 9 Які основні види простих деформацій зазнають деталі машин?
- 10 Які основні види напружень виникають в перерізах деталей?
- 11 Наведіть формули для розрахунку простих видів напружень: розтягу; згину; кручення; зрізу.
- 12 Що називають умовою міцності деталі?
- 13 Як визначити допустимі напруження для деталі?
- 14 Які види розрахунків виконують у процесі проєктування деталей машин?
- 15 Що називають розрахунковим коефіцієнтом запасу міцності?
- 16 Як вибирають допустимі коефіцієнти запасу міцності?
- 17 Назвіть основні види та причини відмови деталей машин.
- 18 Назвіть основні вимоги до матеріалів деталей машин.

Лекція 2

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

- 2.1 Призначення і класифікація з'єднань.
- 2.2 Вимоги до з'єднань.
- 2.3 Алгоритм (послідовність) розгляду з'єднань.
- 2.4 Нарізні з'єднання. Загальні відомості.
- 2.5 Основні типи різі.
- 2.6 Основи теорії гвинтової пари.
- 2.7 Види відмов нарізних деталей.
- 2.8 Критерії працездатності та розрахунку нарізних деталей.
- 2.9 Класифікація нарізних з'єднань.
- 2.10 Приклади розрахунків нарізних з'єднань.
- 2.11 Конструктивні рішення, які виключають позацентрове навантаження болтів.

2.1 Призначення і класифікація з'єднань

Під з'єднаннями у машинобудуванні розуміють кріпильні деталі (заклепки, гвинти тощо) і прилеглі частини з'єднуваних деталей, форма яких підпорядковується завданню з'єднання. У деяких з'єднаннях спеціальні кріпильні деталі можуть бути відсутні. З'єднання призначені для передавання певного навантаження (сил та моментів) між з'єднуваними деталями і виконання інших додаткових функцій (наприклад, забезпечення герметичності).

Класифікація – це розподіл за групами, ознаками.

За кінематичною ознакою з'єднання поділяють на **рухомі** та **нерухомі**. У рухомих з'єднаннях (шліцьових, шпонкових рухомих) деталі можуть переміщатися одна відносно іншої. В нерухомих – навпаки. Наявність рухомих з'єднань визначається кінематикою машини. Нерухомі з'єднання (нарізні, клемові, шпонкові, штифтові, пресові) потрібні для розчленування машини на вузли та деталі (наприклад, для спрощення виготовлення машини, полегшення її складання, ремонту, транспортування).

За способом складання з'єднання поділяють на **напружені** та **ненапружені**. У напружених з'єднаннях (гвинтових, пресових, зварних та інших) виникають напруження після складання до прикладання навантаження.

За ознакою рознімності з'єднання поділяють на **рознімні** та **нерознімні** (схема 2.1). Рознімні з'єднання можна розбирати без псування або руйнування деталей. Використання нерознімних з'єднань (зварних, заклепкових та ін.) зумовлене технологічними або економічними вимогами. Вибір конкретного типу з'єднання визначається також будовою і призначенням конструкції.

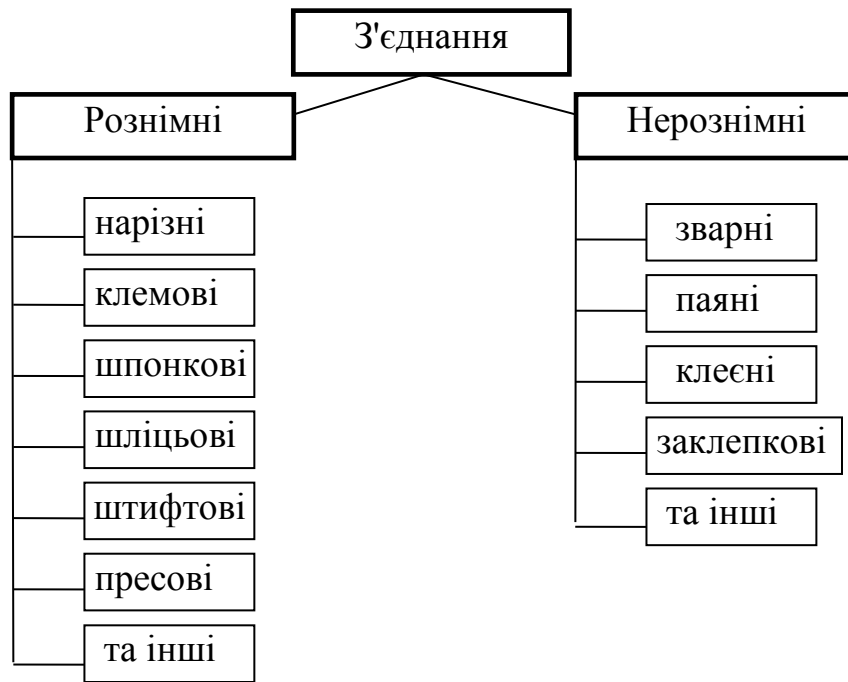


Схема 2.1 – Класифікація з'єднань

2.2 Вимоги до з'єднань

- 1 Міцність і рівноміцність деталей з'єднання.
- 2 Жорсткість (для багатьох з'єднань – контактна жорсткість).
- 3 Герметичність.
- 4 Точність (наприклад, **центрування** – збігання осей вала і отвору в маточині).
- 5 Корозійна стійкість.
- 6 Технологічність і економічність.

2.3 Алгоритм (послідовність) розгляду з'єднань

- 1 Тип з'єднання згідно з класифікацією.
- 2 Переваги та недоліки даного з'єднання порівняно з іншими з'єднаннями.
- 3 Конструкція, основні параметри і галузь використання.
- 4 Особливості складання.
- 5 Робота з'єднання, напружено-деформований стан деталей з'єднання.
- 6 Види і причини відмов.
- 7 Критерії працездатності та розрахунку.
- 8 Матеріал деталей і допустимі напруження.
- 9 Розрахунок з'єднання.
- 10 Конструювання.

2.4 Нарізні з'єднання. Загальні відомості

Нарізні з'єднання – це з'єднання за допомогою кріпильних деталей: болтів; гвинтів; шпильок; гайок та шайб. Призначення, конструктивні варіанти та особливості кожної з цих деталей, характеристика і параметри різі (схема 2.2) вивчаються у курсі „Інженерна графіка” і розглядаються у довідниках.



Схема 2.2 – Класифікація різі

Усі геометричні параметри різі стандартизовані. У розрахунках нарізних з'єднань використовують такі з них (рис. 2.1):

d (D), d_2 (D_2), d_1 (D_1) – зовнішній, середній і внутрішній діаметри різі болта (гайки);

P – крок різі;

α – кут профілю – кут між суміжними боковими сторонами різі в осьовому перерізі;

$P_h = n \cdot P$ – хід гвинта – осьове переміщення гвинта за один оберт у нерухомій гайці (n – число заходів різі);

$\psi = \arctg [P_h / (\pi d_2)]$ – кут підйому гвинтової лінії.

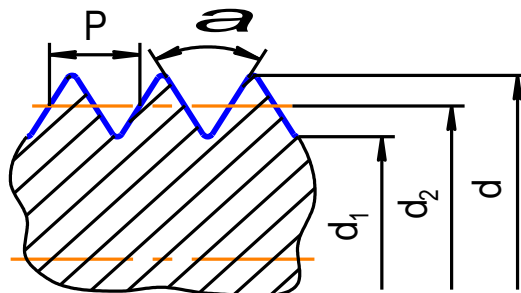


Рисунок 2.1 – Основні розрахункові параметри різі

2.5 Основні типи різі

Залежно від призначення і геометричних параметрів розрізняють такі види різі:

1) **кріпильні:**

- а) метрична з кутом профілю $\alpha = 60^\circ$ (рис. 2.1);
- б) трубна ($\alpha = 55^\circ$) (рис. 2.1);
- в) кругла ($\alpha = 30^\circ$) (рис. 2.2);

2) **ходові** (рис. 2.2):

- г) трапецоїдна симетрична ($\alpha = 30^\circ$);
- д) трапецоїдна несиметрична – упорна ($\alpha \approx 30^\circ$);
- е) прямокутна (єдина різь, яка не стандартизована).

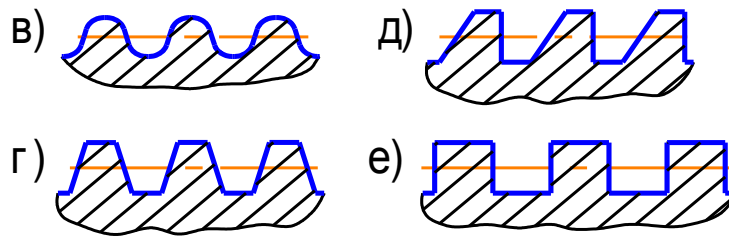


Рисунок 2.2 – Профілі різі

Галузь використання різних типів різі така.

Метричну різь, що забезпечує найбільше тертя, доцільніше використовувати як кріпильну, а **трапецоїдну та упорну різі** – для ходових гвинтів, причому першу – при реверсивних руках під навантаженням, а другу – у разі дії одностороннього навантаження, наприклад, у домкратах. **Прямокутна різь** забезпечує найменший опір руху, і отже, найбільший ККД.

Оскільки метрична різь може бути нарізана з дрібнішим кроком, ніж інші, її використовують для того, щоб забезпечити точні переміщення, наприклад, у мікрометрі.

Кругла різь доцільна при динамічних навантаженнях (відбійні молотки), для часто загвинчуваних та відгвинчуваних у забруднених середовищах деталях (пожежна арматура), на тонкостінних деталях (цоколі лампочок).

Трубна різь – це дюймова різь з малим кроком, використовується для з'єднань труб і арматури трубопроводів.

2.6 Основи теорії гвинтової пари

2.6.1 Задача співвідношення між **силою затягання** $F_{\text{зат}}$ – осьовою силою F_a на гвинт (також на гайку) і силою руки робітника $F_{\text{роб}}$, прикладеною до гайкового ключа.

Момент загвинчування (затягування) гайки $T_{\text{зат}}$ або момент на ключі – це момент сили

$$T_{\text{зат}} = F_{\text{роб}} L_{\text{кл}},$$

де $L_{\text{кл}}$ – довжина ключа.

Опір загвинчуванню гайки чинять момент тертя в різі T_p і момент тертя на торці гайки T_T , тому

$$T_{\text{зат}} = T_p + T_T.$$

Момент тертя в різі T_p можна знайти за формулою

$$T_p = 0,5 F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

де $\rho' = \operatorname{arctg}(f / \cos(\alpha / 2))$ – зведений кут тертя в різі;
 f – коефіцієнт тертя в різі.

Момент тертя на торці гайки T_T :

$$T_T = 0,25 F_{\text{зат}} f_T (S + d_o),$$

де f_T – коефіцієнт тертя на торці гайки;
 S – розмір під ключ (за стандартом);
 d_o – діаметр отвору для болта.

2.6.2 Умова самогальмування.

Умова самогальмування має вигляд $\rho' > \psi$.

Усі кріпильні різі задовольняють умову самогальмування, але при вібраційних навантаженнях можливе ослаблення затягування різі, тому для запобігання самовідгвинчуванню використовують різні способи стопоріння кріпильних деталей.

2.6.3 Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари.

ККД гвинтової пари η досить низький ($\eta \approx 0,3$). При затягуванні без урахування сил тертя на торці гайки

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

2.6.4 Розподіл осьової сили F_a між витками різі.

Осьова сила F_a нерівномірно розподілена між витками різі. Результати розв'язування цієї задачі проф. М. Жуковським подано на рис. 2.3.

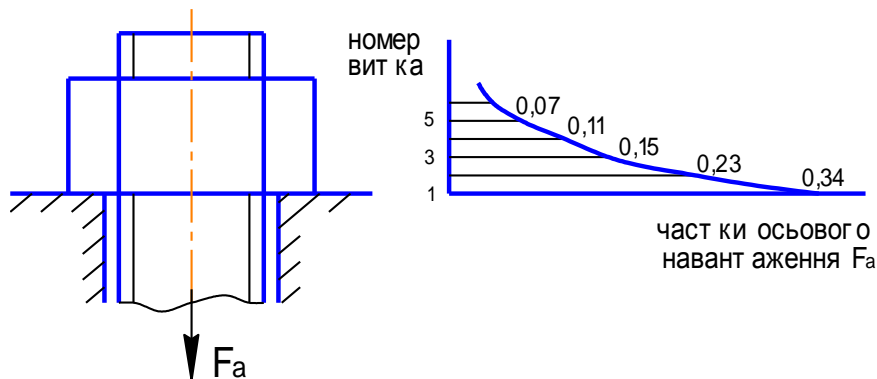


Рисунок 2.3 – Схема розподілу осьової сили F_a між витками різі

На рис. 2.3 бачимо, що на перший найнавантаженіший виток припадає понад 1/3 сили F_a , на другий – 23% цієї сили, на третій менше і т. д. У підручниках з деталей машин зазначені причини, що зумовлюють такий нерівномірний розподіл сили F_a між витками, а також розглянуті конструктивні рішення, спрямовані на зниження ступеня нерівномірності.

2.7 Види відмов нарізних деталей

Види відмов:

- 1 Пошкодження різі у вигляді зминання, зрізу або зносу.
- 2 Руйнування нарізної деталі:
 - а) по першому найбільш навантаженому витку;
 - б) у місці збігу різі;
 - в) у вигляді відриву стрижня від головки;
 - г) у вигляді зминання або зрізування головки.

2.8 Критерії працездатності та розрахунку нарізних деталей

Усі розміри різі стандартизовані і вибрані такими, щоб забезпечити рівномірність усіх деталей і елементів нарізних з'єднань. Тому в проектувальному розрахунку достатньо визначити внутрішній діаметр різі d_1 як найменший, а інші розміри кріпильних деталей вибрати за стандартами.

2.9 Класифікація нарізних з'єднань

За кількістю кріпильних деталей розрізняють з'єднання з одним гвинтом і групові.

За призначенням нарізні з'єднання поділяють на міцні, щільні (герметичні), міцнощільні.

За умови складання з'єднання бувають ненапруженими (без попереднього або початкового затягування) і напруженими (з початковим затягуванням).

2.10 Приклади розрахунків нарізних з'єднань

2.10.1 Розрахунок гвинта, навантаженого осьюовою силою, без попереднього затягування, наприклад, нарізний стрижень вантажного гака (рис. 2.4).

Гайка нагвинчується на стрижень без затягування і шплінтується (рис. 2.4 а). Розрахункову модель стрижня зображено на рис. 2.4 б. Вид деформації – розтяг.

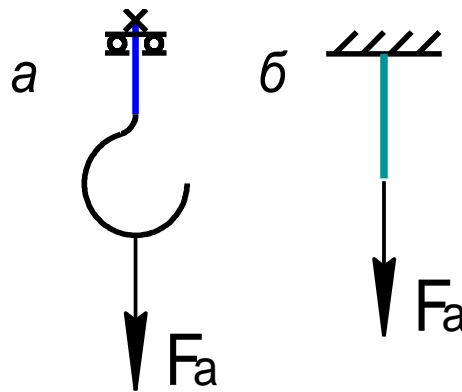


Рисунок 2.4 – Вантажний гак і його розрахункова схема

Умова міцності стрижня

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Тоді

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

Знайдене значення d_1 округлюємо до найближчого стандартного і відповідно визначаємо діаметр різі d .

2.10.2 Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою і обертальним моментом, наприклад, гвинтова стяжка, яка використовується для встановлення турніка (рис. 2.5).

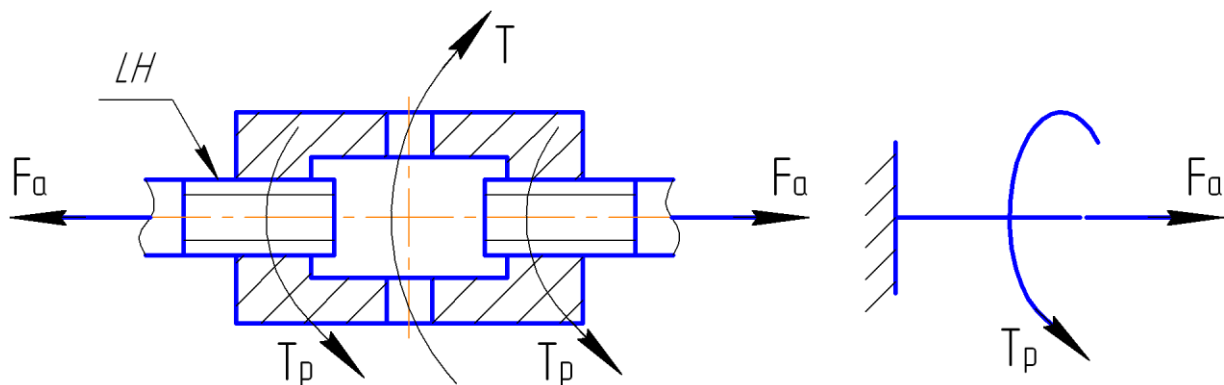


Рисунок 2.5 – Гвинтова стяжка і розрахункова схема гвинта

У гвинті реалізується корисна осьова сила F_a від дії обертального моменту T , причому з умови рівноваги $T = 2 T_p$, де T_p – момент сил опору (тертя) в різі. Неважко побачити, що гвинт знаходиться у складному напруженому стані: у ньому виникають нормальні напруження розтягу σ_p від сили F_a та дотичні напруження кручення τ від моменту T_p .

Згідно з гіпотезою міцності можна записати

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma_p],$$

де σ_E – еквівалентні напруження у гвинті.

2.10.3 Розрахунок болта з костильною головкою (рис. 2.6).

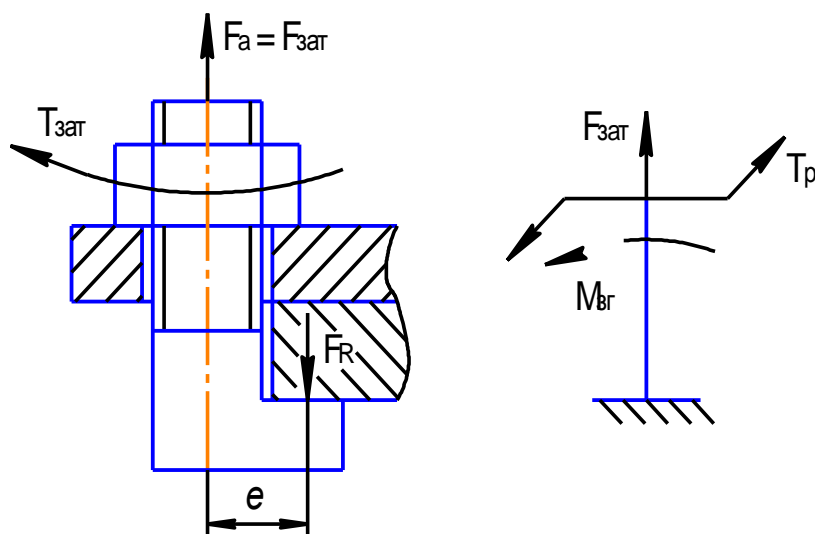


Рисунок 2.6 – Болт із костильною головкою у нарізному з'єднанні

У цьому прикладі реалізується **ефект ексцентричного (позацентрального) навантаження**, що істотно підвищує рівень напружень у стрижні болта. Практичний інтерес становить у цьому випадку не сам розрахунок, а конструктивні рішення, які спрямовані на виключення позацентрального навантаження.

Виконаємо перевірний розрахунок, щоб показати недоцільність використання таких болтів. У разі дії моменту загвинчування $T_{зат}$ реалізується осьова сила $F_a = F_{зат}$. Стрижень навантажується моментом T_p , силою затягування $F_{зат}$ і згинальним моментом $M_{зг} = F_R \cdot e$, де F_R – реакція деталей на болт (очевидно, що $|F_R| = |F_{зат}|$); e – ексцентриситет.

Згідно з розрахунковою схемою напруження σ_E (без виведення)

$$\sigma_E = \sigma_P + (1,3 + 8 e / d_1) \cdot \sigma_P$$

Якщо візьмемо $e = 0,5 \cdot d_1$, то $\sigma_E = 5,3 \cdot \sigma_P$, тобто рівень напружень підвищився більш ніж у 4 рази. Отже, такі болти використовувати недоцільно.

2.11 Конструктивні рішення, які виключають позацентрове навантаження болтів

Перекося опорних поверхонь під гайку або головку болта можуть бути обумовлені:

- 1) уклоном смуг швелера або іншого профілю;
- 2) технологічними уклонами литих деталей;
- 3) неточністю виготовлення деталей з'єднання.

Щоб виключити позацентрове навантаження:

- 1) підвищують точність виготовлення, тобто забезпечують допуски паралельності та торцевого биття;
- 2) використовують скісні шайби (рис. 2.7 а);
- 3) виготовляють платики, що підлягають механічній обробці (рис. 2.7 б);
- 4) використовують спеціальну обробку – цекування (рис. 2.7 в);
- 5) використовують сферичні шайби (рис. 2.7 г).

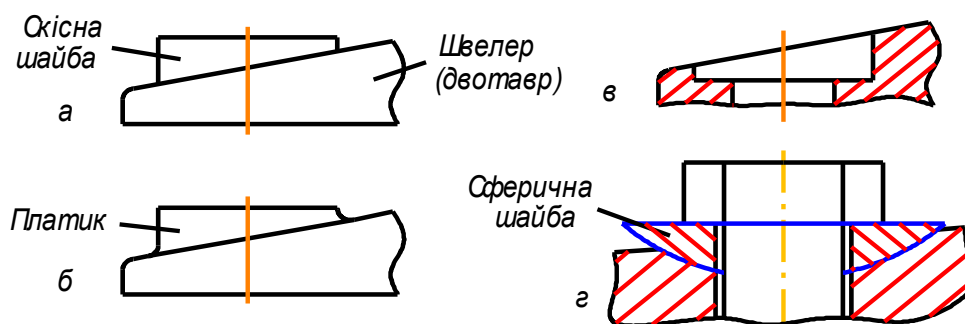


Рисунок 2.7 – Конструктивні рішення, що виключають позацентрове навантаження болтів

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Клемові з'єднання.
- 2 Конструкції болтів, кріпильних і встановлювальних гвинтів, шпильок, гайок, підкладних і стопорних шайб та їх використання.
- 3 Способи стопоріння нарізних деталей.
- 4 Основні конструктивні та технологічні заходи для підвищення опору втомі гвинтів.
- 5 Класи міцності, матеріали, хіміко-термічна обробка та зміцнення нарізних деталей.
- 6 Розрахунки нарізних з'єднань.

Питання для самоперевірки

- 1 Класифікація з'єднань.
- 2 Основні вимоги до з'єднань.
- 3 Алгоритм розгляду з'єднань.
- 4 Класифікація різі.
- 5 Основні параметри різі.
- 6 Основні типи різі та їх використання.
- 7 Основні положення теорії гвинтової пари.
- 8 Види відмов нарізних деталей.
- 9 Критерії працездатності та розрахунку нарізних з'єднань.
- 10 Конструктивні рішення, які виключають позацентрове навантаження болтів.

Лекція 3

ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ШТИФТОВІ ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

- 3.1 Призначення шпонкових з'єднань.
- 3.2 Ненапружене шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою.
- 3.3 Переваги та недоліки призматичних шпонкових з'єднань.
- 3.4 Ненапружене шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою.
- 3.5 Розрахунки на міцність.
- 3.6 Напружене шпонкове з'єднання з клинковою шпонкою.
- 3.7 Шліцьові з'єднання.
- 3.8 Умови роботи, види відмов, критерії працездатності та розрахунку шліцьових з'єднань.
- 3.9 Штифтові з'єднання.
- 3.10 Профільні (безшпонкові) з'єднання.

3.1 Призначення шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання призначені для кутової або кутової та осьової фіксації маточин деталей (зубчастих коліс, зірочок, шківів тощо) на валах. Такі з'єднання виконують за допомогою спеціальних додаткових деталей – **шпонок**, які вставляють у пази вала і маточини. Розміри шпонок та пазів, допуски на них стандартизовані.

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

- 1) **ненапружені**, в яких використовують призматичні або сегментні шпонки;
- 2) **напружені**, які виконують клиновими, тангенціальними та круглими (циліндричними) шпонками.

У машинобудуванні найбільш поширені ненапружені з'єднання. Вони використовуються в поєднанні з перехідними посадками деталей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

3.2 Ненапружене шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою

Конструкцію з'єднання з **призматичною шпонкою** зображено на рис. 3.1, де позначено:

d – номінальний діаметр з'єднання;

$b \times h$ – ширина і висота поперечного перерізу шпонки, які беруть за стандартом залежно від діаметра вала d ;

l – довжина шпонки, що вибирається за стандартом;

l_p – робоча довжина шпонки ($l_p = l - b$);

l_m – довжина маточини ($l_m = l + 5 \dots 10$ мм);

Δ – гарантований зазор між шпонкою і дном паза маточини;

t_1 – глибина паза вала;

t_2 – глибина паза маточини ($t_1 > t_2$, $t_2 \approx 0,4 h$);

T_1 , T_2 – рушійний і опорний обертальні моменти;

ω – кутова швидкість.

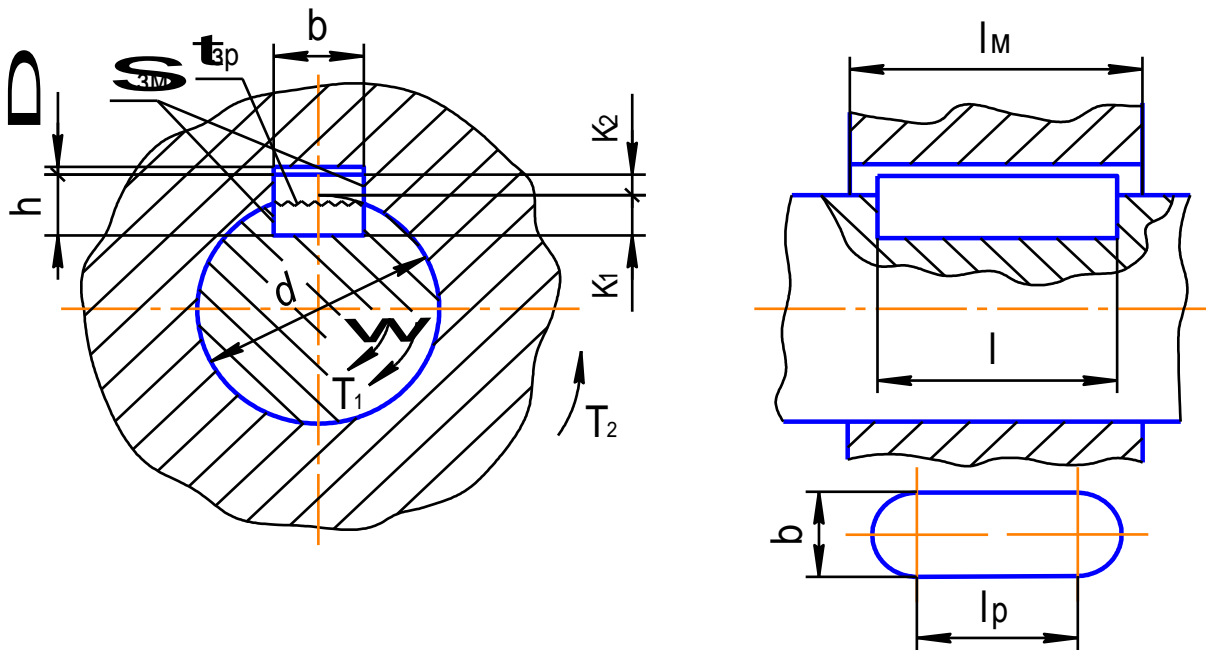


Рисунок 3.1 – Конструкція шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою

У такому з'єднанні виконується лише кутова фіксація маточини на валу для передавання обертового моменту від вала до маточини або навпаки. Робочими гранями при цьому є вузькі бічні. Призматичні шпонки за призначенням розділяють на звичайні та напрямні. Звичайні бувають із скругленими або плоскими торцями. **Напрямні шпонки** (ГОСТ 8790–79) застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть (повинні) рухатись уздовж валів. Напрямну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

3.3 Переваги та недоліки призматичних шпонкових з'єднань

Переваги:

- 1) простота конструкції;
- 2) жорстка кутова фіксація насадженої деталі.

Недоліки:

- 1) трудомісткість виготовлення, бо потрібне ручне приганяння або підбирання деталей з'єднання, що обмежує їх використання в умовах великосерійного та масового виробництва;
- 2) шпонковий паз ослаблює вал і викликає в ньому концентрацію напружень.

3.4 Ненапружене шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою

Сегментні шпонки використовують для з'єднань без ручного приганяння або підбирання (рис. 3.2). Перевагою такого з'єднання є також стійке положення шпонки у пазу вала, що зменшує її перекид і концентрацію тиску. Основний недолік з'єднання – глибока канавка для шпонки послаблює міцність вала. Шпоночний паз фрезерують спеціальною фрезою відповідно до розмірів шпонки $b \times h \times l$, що підбирають за стандартом залежно від діаметра вала d .

З'єднання сегментною шпонкою є технологічним, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте.

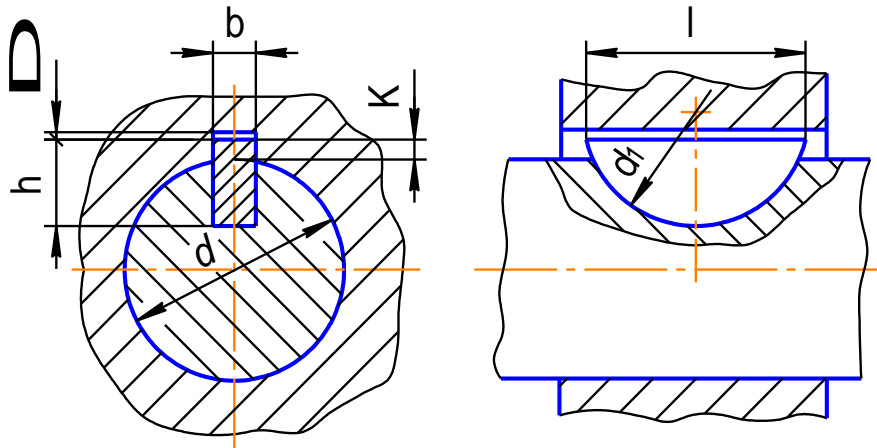


Рисунок 3.2 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

3.5 Розрахунки на міцність

Деталі шпонкового ненапруженого з'єднання зазнають змінання поверхонь, а шпонки – додатково зрізу.

Основний вид відмов – змінання робочих поверхонь.

Шпонкові з'єднання розраховують на міцність за напруженнями змінання $\sigma_{зм}$ та зрізу $\tau_{зр}$ (рис. 3.1).

Умова міцності на змінання для з'єднання призматичною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = 2 T / [d \cdot l_p (h - t_1)] \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де T – обертальний момент;

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження змінання.

Умова міцності на змінання для з'єднання сегментною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = 2 T / (d \cdot l \cdot k) \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де $k = h - t_1$ – частина шпонки, що виступає за межі вала.

Умови міцності на зріз призматичної та сегментної шпонок:

$$\tau_{зр} = 2 T / (d \cdot l \cdot b) \leq [\tau_{зр}],$$

де $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зрізу.

Допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$ та зрізу $[\tau_{зр}]$ визначають за рекомендаціями із урахуванням матеріалу деталей з'єднання, посадки деталі на вал, режиму і характеру навантаження. Для рухомих шпонкових з'єднань $[\sigma_{зм}]$ завжди приймають меншим (приблизно в два рази), ніж для нерухомих.

Допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}]$ для нерухомих шпонкових з'єднань встановлюють орієнтуючись на межу текучості σ_T найменш міцної деталі із трьох: маточини, вала, шпонки:

$$[\sigma_{зм}] = \sigma_T / s,$$

де $s = 1,5 - 2$ – коефіцієнт безпеки у разі нереверсивного спокійного навантаження;
 $s = 2,2 - 3$ – у разі реверсивного і (або) ударного навантаження.

Так, рекомендують для нерухомих з'єднань у разі нереверсивного спокійного навантаження:

– при перехідних посадках маточини на вал $[\sigma_{зм}] = 100 - 120$ МПа (маточина зі сталі) і $[\sigma_{зм}] = 70 - 80$ МПа (маточина з чавуну);

– при посадках з гарантованим натягом $[\sigma_{зм}] = 160 - 180$ МПа (маточина зі сталі) і $[\sigma_{зм}] = 110 - 130$ МПа (маточина з чавуну).

Допустиме напруження зрізу $[\tau_{зр}]$

$$[\tau_{зр}] = 0,6 [\sigma_{зм}].$$

Матеріал шпонок – чистотягнена вуглецева або легована сталь із межою міцності $\sigma_B \geq 600$ МПа.

Якщо умова міцності на зминання не виконується, то у з'єднанні необхідно поставити дві шпонки, розмістивши їх під кутом 180° .

Під час виконання проектного розрахунку з'єднання з призматичною шпонкою визначають потрібну робочу довжину шпонки, виходячи із умови міцності на зминання:

$$l_p \geq 2 T / (d (h - t_1) [\sigma_{зм}]).$$

За значенням l_p знаходять повну довжину шпонки $l = l_p + b$, яку приводять у відповідність із стандартним рядом довжин.

3.6 Напружене шпонкове з'єднання з клиновою шпонкою

Клинові шпонки – це клини, як правило, з уклоном 1:100, що забезпечує самогальмування (рис. 3.3). У них робочими є широкі верхня та нижня грані, а по бокових гранях існує зазор. Ці шпонки створюють напружене з'єднання і забезпечують як кутову, так і осьову фіксацію. Таке з'єднання здатне передавати не лише обертальний момент, а й осьову силу.

Перевага таких з'єднань – гарне сприйняття ударних навантажень. Недолік – клинова шпонка в процесі складання спричиняє радіальне зміщення осі маточини щодо осі вала, тобто перекид з'єднаних деталей. Якщо перекид деталі, розміщеної на валу, не допускається, наприклад, для зубчастих коліс, то клинові шпонки не застосовують. Область використання клинових шпонок обмежується тихохідними машинами при необхідності частого розбирання з'єднань.

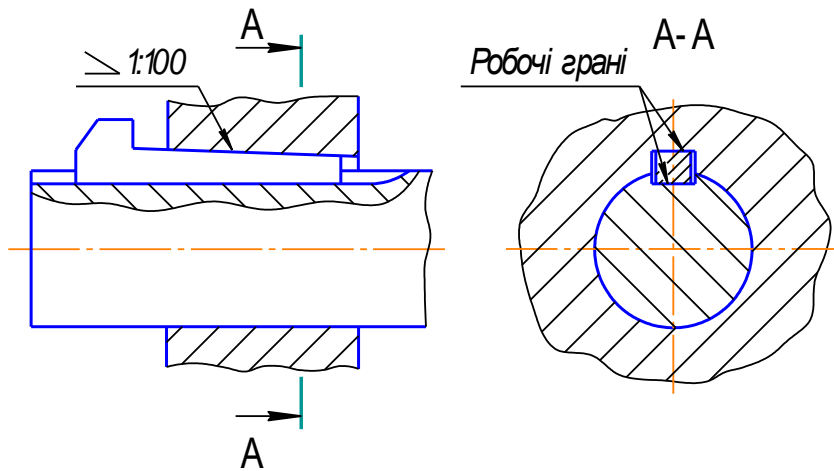


Рисунок 3.3 – Конструкція шпонкового з'єднання з клиновою шпонкою

3.7 Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання призначені для жорсткої кутової фіксації маточини деталей на валах. Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багатошпонкове, в якому шпонки виконані як одне ціле з валом. Шліці (зубці) нарізають на поверхнях вала та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом. Всі розміри шліцьових з'єднань стандартизовані.

Шліцьові з'єднання бувають рухомими та нерухомими, навантаженими та ненавантаженими.

Залежно від форми зубців розрізняють прямобічні, евольвентні та трикутні шліці (рис. 3.4).

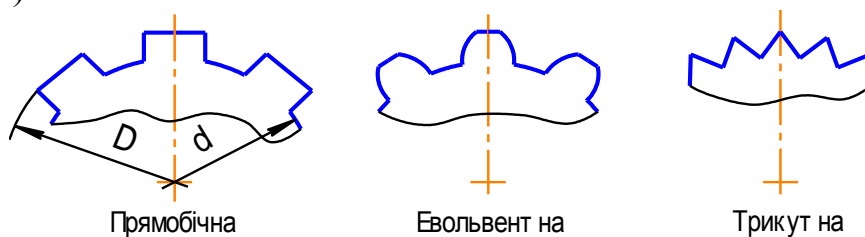


Рисунок 3.4 – Форми шліців

У машинобудуванні найширше використовують прямобічні шліцьові з'єднання, розміри яких стандартизовано. Евольвентне шліцьове з'єднання відрізняється від прямобічного досконалішою технологією виготовлення, підвищеною міцністю самих шліців і валів та точністю центрування. Прямобічні та евольвентні з'єднання можуть бути рухомими і не рухомими. Трикутні шліцьові з'єднання використовуються для нерухомих з'єднань, у разі невеликих навантажень, на тонкостінних деталях. Трикутні шліцьові з'єднання не стандартизовані.

При з'єднанні шліцьової втулки з валом розрізняють три способи їх відносного центрування:

- 1) за зовнішнім діаметром D (із зазором за внутрішнім діаметром d);
- 2) за внутрішнім діаметром d (із зазором за зовнішнім діаметром D);
- 3) за бічними сторонами зубців b (із зазорами за зовнішнім діаметром D і внутрішнім діаметром d).

Центрування за діаметром забезпечує більш високу точність з'єднання, центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.

Умовне позначення прямобічного шліцьового з'єднання: $D - z \times d \times D \times b$, де z – число зубців, b – ширина зубця. Наприклад: $z = 8$, $d = 56$ мм, $D = 62$ мм, $b = 10$ мм, центрування за зовнішнім діаметром D .

Умовне позначення евольвентного шліцьового з'єднання: $D \times m$, де m – модуль зубців. Наприклад: $D = 50$ мм, $m = 2$ мм, центрування за бічними сторонами зубців.

За стандартом передбачається з'єднання трьох серій: легкої, середньої, важкої. З переходом від легкої до важкої серії при тому ж діаметрі d зростає діаметр D , кількість зубців z , а значить і обертальний момент, який може передавати з'єднання.

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання мають:

- 1) підвищену навантажувальну здатність завдяки значно більшій площі поверхні контакту, рівномірному розподілу тиску по висоті зубців і меншій концентрації напружень у валів;
- 2) більш високу точність центрування маточини на валу;
- 3) краще напрямлення деталей при їх переміщенні уздовж вала.

Ці переваги визначають використання шліцьових з'єднань у разі великих навантажень і частоти обертання в умовах масового виробництва.

3.8 Умови роботи, види відмов, критерії працездатності та розрахунку шліцьових з'єднань

Практика показує, що робота шліцьових з'єднань у разі дії радіальних навантажень і згинальних моментів відбувається з ковзанням та спрацюванням, що пов'язано із зазорами та контактними деформаціями. Особливо це виявляється за відсутності мастильного матеріалу.

Основні види відмов шліцьових з'єднань:

- 1) пошкодження робочих поверхонь зубців у вигляді спрацювання та зминання;
- 2) заїдання;
- 3) поломки шліцьових валів і зубців.

Головні критерії працездатності шліцьових з'єднань:

- 1) зносостійкість;
- 2) стійкість до заїдання;
- 3) міцність.

Надійність роботи шліцьових з'єднань забезпечується вибором відповідних матеріалів, зміцненням робочих поверхонь шліців і розрахунком.

У більшості випадків зовнішній діаметр D з'єднання визначають з розрахунку вала на міцність та жорсткість. При визначенні довжини l з'єднання керуються співвідношенням $l / D \leq 1,5$.

Основним вважають розрахунок на спрацювання з перевіркою на зминання. Корозійно-механічне спрацювання виникає через мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала і зазорів у деталях з'єднання.

Умова міцності на зминання зубців при навантаженні обертальним моментом T

$$\sigma_{зм} = 2 T / (0,75 z A_{зм} d_m) \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де z – число зубців на валу;

$A_{зм}$ – розрахункова площа зминання зубця:

$A_{зм} = ((D - d) / 2 - 2 f) l$ – для прямобічного шліцьового з'єднання,

$A_{зм} = 0,8 m l$ – для евольвентного шліцьового з'єднання;

f – розмір фаски зубця (за стандартом);

$d_m = (D + d) / 2$ – середній діаметр з'єднання;

l – довжина шліцьового з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу);

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження, що приймають за рекомендаціями.

Допустиме напруження, що запобігає зминанню та спрацюванню зубців:

$[\sigma_{зм}] = 10 - 20$ МПа – рухомі з'єднання з загартованими поверхнями;

$[\sigma_{зм}] = 80 - 100$ МПа – нерухомі з'єднання з незагартованими поверхнями;

$[\sigma_{зм}] = 110 - 130$ МПа – нерухомі з'єднання з загартованими поверхнями.

3.9 Штифтові з'єднання

Штифти в основному призначені для точного взаємного фіксування деталей, а також для передачі відносно невеликих навантажень – обертальних моментів та осьових сил. За формою штифти поділяють на: циліндричні, конічні (рис. 3.5) та іншої форми (фасонні, циліндричні пружинні, просічні, зрізні).

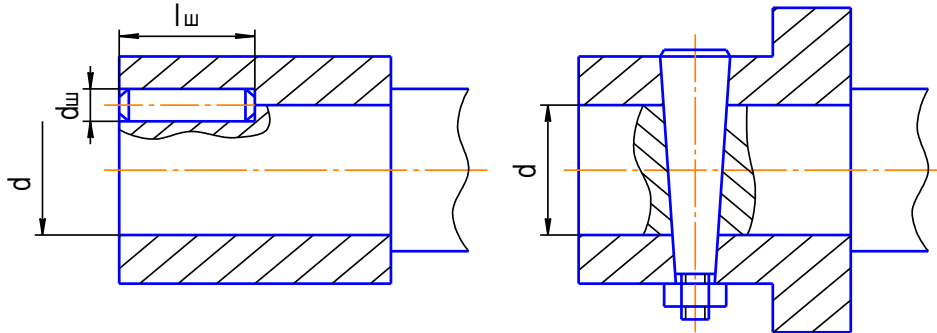


Рисунок 3.5 – Приклади штифтових з'єднань

Штифтові з'єднання, як і шпонкові, розраховують на міцність за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ та зрізу $\tau_{зр}$.

Умова міцності штифтового з'єднання на зминання

$$\sigma_{зм} = F_{зм} / A_{зм} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $F_{зм}$ – сила зминання;

$A_{зм}$ – площа зминання.

Умова міцності штифта на зріз

$$\tau_{зр} = F_{зр} / A_{зр} \leq [\tau_{зр}],$$

де $F_{зр}$ – сила зрізу;

$A_{зр}$ – площа зрізу.

3.10 Профільні (безшпонкові) з'єднання

Під **профільними з'єднаннями** розуміють з'єднання типу вал-маточина з контактом по плавному некруглому циліндричному або конічному профілю без шпонок і шліців (рис. 3.6). Такі з'єднання застосовують для встановлення на валах рукояток, маховиків, а інколи й важконавантажених деталей (з'єднання корабельного тягового гвинта з трансмісійним валом).

Профільні з'єднання наближено розраховують за умови обмеження напружень зминання, що виникають на спряжених поверхнях, навантажених обертальним моментом. При цьому допускають, що зазор у з'єднанні відсутній.

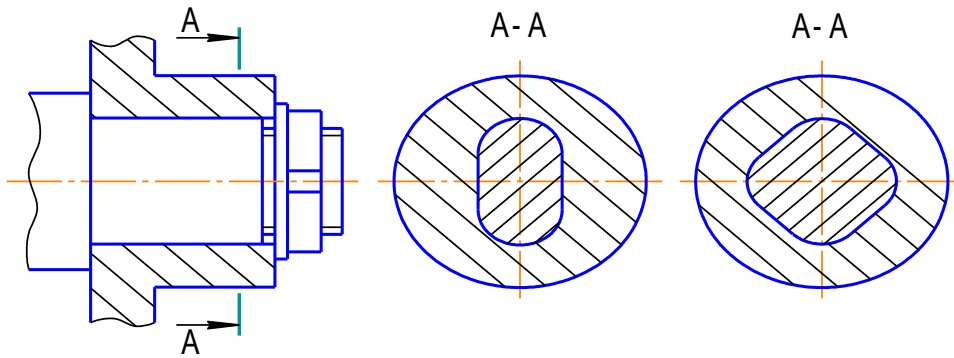


Рисунок 3.6 – Профільні з'єднання

Переваги таких з'єднань:

- 1) відсутність джерел концентрації напружень при крученні;
- 2) гарне самоцентрування;
- 3) знижений шум під час роботи.

Основні недоліки профільних з'єднань:

- 1) складна технологія виготовлення (на токарних, фрезерних, шліфувальних верстатах або на верстатах із ЧПУ);
- 2) несуча здатність нижча, ніж у шліцьових з'єднаннях.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Особливості конструювання шпонкових з'єднань.
- 2 Розрахунки шпонкових з'єднань на міцність.
- 3 Розрахунки шліцьових з'єднань на міцність.
- 4 Розрахунки штифтових з'єднань на міцність.
- 5 Клинові з'єднання.

Питання для самоперевірки

- 1 Які види шпонок використовують у машинобудуванні? Їх призначення.
- 2 Чому розміри поперечного перерізу шпонок призначають залежно від діаметра вала?
- 3 Види відмов та критерії працездатності шпонкових з'єднань.
- 4 Чому міцність призматичних шпонок достатньо перевірити за напруженням зминання?
- 5 У яких випадках рекомендують використовувати сегментні шпонки?
- 6 Чому клинові шпонки не використовують у точному машинобудуванні?
- 7 За якими ознаками класифікують шліцьові з'єднання?
- 8 Переваги шліцьових з'єднань порівняно із шпонковими.
- 9 Особливості конструкції та використання евольвентних шліцьових з'єднань.
- 10 Особливості конструкції та використання трикутних шліцьових з'єднань.
- 11 Шляхи підвищення надійності та довговічності шпонкових і шліцьових з'єднань.
- 12 Конструктивні форми штифтів. Сфера їх використання.
- 13 Задача розрахунку штифтових з'єднань на міцність.
- 14 Конструкції профільних з'єднань. Їх переваги та недоліки.

Лекція 4

ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ – З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЮ З НАТЯГОМ

- 4.1 Характеристика і призначення пресових з'єднань.
- 4.2 Переваги та недоліки пресових з'єднань.
- 4.3 Розрахунки пресових з'єднань на міцність.
- 4.4 Пресові з'єднання посадкою на конус.

4.1 Характеристика і призначення пресових з'єднань

З'єднання двох деталей по циліндричній поверхні можна виконати без болтів, шпонок, шліців. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити натяг посадки, а при складанні запресувати одну деталь у іншу. З'єднання деталей за допомогою посадок із гарантованим натягом називають **пресовими**. При невеликих натягах пресові з'єднання допускають неодноразове складання та розбирання без пошкодження деталей, але при цьому дещо зменшується несуча здатність з'єднання. При великих натягах під час розбирання з'єднань можливі значні пошкодження, а деколи і руйнування деталей з'єднання.

Приклади таких з'єднань: з'єднання маточини зубчастого колеса або будь-якої іншої деталі (шківа, зірочки, диска турбіни, маховика та ін.) з валом; з'єднання вінця черв'ячного колеса з центром; з'єднання кільця підшипника кочення з валом або корпусом.

Натягом N називають додатну різницю діаметрів вала та отвору $N = B - A$ (рис. 4.1). Після складання внаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадкових поверхонь d стає загальним ($A < d < B$); маточина (втулка) зазнає розтягу, а вал – стискання. При цьому на поверхні посадки виникає питомий тиск P і відповідні до нього сили тертя, які забезпечують нерухомість з'єднання та передавання навантаження (осьової сили, обертального моменту, згинального моменту).

Отже, з'єднання з натягом – це рознімні, нерухомі, напружені з'єднання.

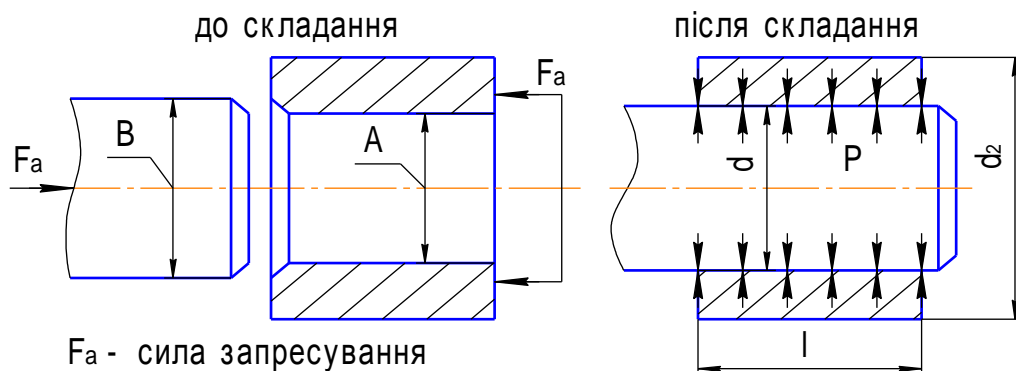


Рисунок 4.1 – Схема пресового з'єднання

Навантажувальна здатність пресового з'єднання насамперед залежить від натягу, який не може бути виконаний точно. Розсіяння натягу від мінімального N_{\min} до максимального N_{\max} регламентується стандартом допусків і посадок.

Способи складання пресових з'єднань такі:

- 1) пресування;
- 2) нагрівання втулки (+200 – +300 °С);
- 3) охолодження вала (–80 – –200 °С).

Складання пресуванням має недоліки – зминання та часткове зрізання (**шабрування**) шорсткості посадкових поверхонь, що призводить до послаблення міцності з'єднання. Щоб полегшити складання і зменшити шабрування, в отворі виконують фаску, а у валі – західний конус або західний циліндричний пасок із граничним відхиленням g_6 . Запресовування великих деталей виконують на потужних гідравлічних пресах, дрібних деталей – на ручних гвинтових або важільних пресах. Швидкість запресовування не повинна перевищувати 5 м/с.

Сила, яку слід прикласти до деталі при її запресовуванні, росте пропорційно довжині пресування, оскільки збільшується площа контакту з'єднаних деталей. Сила при випресовуванні в момент початку відносного руху деталей суттєво більша, ніж при русі, бо коефіцієнт тертя спокою більший коефіцієнта тертя під час відносного руху. Із зменшенням довжини з'єднання потрібна сила для випресовування деталей зменшується. **Максимальна сила (Н) для запресовування** або випресовування деталей може бути наближено визначена для сталевих деталей з'єднання за такою емпіричною залежністю:

$$F = 2 \cdot 10^4 \cdot N_{\max} \cdot l,$$

де N_{\max} – максимальний натяг у з'єднанні, мм;

l – довжина пресування, мм.

При **температурному складанні** пресових з'єднань використовують ефект зміни розмірів деталей під час змінювання їхньої температури. Температурне складання не має недоліків способу складання пресуванням, але нагрівання до високих температур може призвести до зміни структури і, відповідно, механічних характеристик металу.

Необхідну різницю температур нагрівання втулки або охолодження вала Δt для вільного складання з'єднання визначають за формулою

$$\Delta t = (N_{\max} - S) / (\alpha \cdot d),$$

де S – мінімальний необхідний зазор для вільного складання ($S = 0,01 - 0,1$ мм);

α – температурний коефіцієнт лінійного розширення, який вибирають із довідників, наприклад:

- для сталі $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹;
- для чавуну $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹;
- для бронзи $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹.

Нагрівання охоплюючих деталей можна здійснювати в маслі або в спеціальній печі. Для **охолодження** охоплюваних деталей застосовують суху вуглекислоту (температура випаровування $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$) або рідке повітря (температура випаровування $-190\text{ }^{\circ}\text{C}$). Змащування поверхонь деталей при такому способі складання пресового з'єднання недопустиме.

Спосіб складання пресових з'єднань за допомогою нагрівання втулки або охолодження вала забезпечує приблизно в 1,5 рази більший опір зміщенню спряжених поверхонь деталей порівняно із з'єднаннями, здобутими пресуванням.

Для пресових з'єднань деталей рекомендують такі **посадки**: H7/n6; H7/p6; H7/r6; H7/s6; N7/h6; P7/h6.

Найобгрунтованіше посадку можна вибрати, використовуючи ймовірнісний розрахунок визначення натягу.

4.2 Переваги та недоліки пресових з'єднань

Переваги:

- 1) простота і технологічність, що обумовлюють низьку вартість пресових з'єднань і можливість їх використання у масовому виробництві;
- 2) висока несуча здатність;
- 3) гарне центрування;
- 4) відсутність зазорів і розподіл навантаження по всій посадковій поверхні, що дозволяє з'єднанню сприймати ударні навантаження, передавати реверсивний рух, набути широкого використання в сучасних високошвидкісних машинах.

Недоліки:

- 1) потреба в спеціальному устаткуванні для складання та розбирання з'єднання;
- 2) залежність несучої здатності з'єднання від ряду важковраховуваних факторів, таких, як температура, коефіцієнт тертя, шорсткість;
- 3) концентрація напружень на краях отвору.

4.3 Розрахунки пресових з'єднань на міцність

Основні види відмов пресових з'єднань: зсув деталей; розкриття стику; руйнування деталей; защемлення тіл кочення у підшипників. Тому при проектуванні з'єднань з натягом виконують розрахунки на:

- 1 – міцність зчеплення (відсутність зсуву деталей або нерозкриття стику);
- 2 – міцність деталей (маточини і вала).

Задача розрахунку з'єднання на міцність зчеплення – вибрати таку посадку, при якій забезпечується працездатність з'єднання. Починають такий розрахунок з запису умови міцності.

Наприклад, у разі дії на з'єднання тільки осьової сили F_a умова міцності має вигляд

$$k \cdot F_a \leq f \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де $k = 1,5 - 2$ – коефіцієнт запасу зчеплення;

f – коефіцієнт тертя;

l – довжина з'єднання.

Умова міцності з'єднання при навантаженні тільки обертальним моментом T

$$k \cdot T \leq 0,5 \cdot f \cdot P \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l.$$

Умова міцності при сукупній дії сили F_a і моменту T

$$k \cdot \sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq f \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де $F_t = 2 T / d$ – колова сила.

Питомий тиск P на поверхні контакту пов'язаний з натягом залежністю

$$P = N / [d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)],$$

де N – розрахунковий натяг;

C_1, C_2 – коефіцієнти,

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

d_1 – діаметр отвору у валі (рис. 4.2);

d_2 – зовнішній діаметр втулки (рис. 4.2);

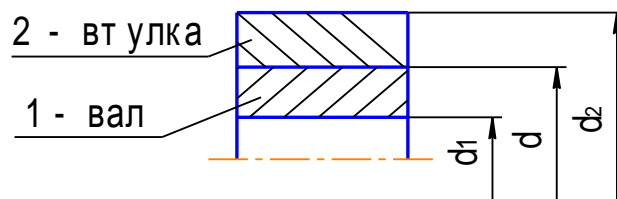


Рисунок 4.2 – Діаметри пресового з'єднання

E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона вала (1) та маточини (2) відповідно.

У розрахунках з'єднання на міцність можна брати:

– для сталі $E = (2,1 - 2,2) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,28 - 0,3$;

– для чавуна $E = (1,2 - 1,4) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,25 - 0,27$;

– для бронзи $E = (1 - 1,1) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,33 - 0,35$.

Розрахунковий натяг N визначають за мінімальним табличним або ймовірнісним натягом з поправкою U на зрізування та згладжування шорсткості поверхні при запресовуванні (якщо виконують температурне складання $U = 0$):

$$N = N_{\min} - U, \quad U = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} , R_{z2} – висота шорсткості поверхні вала і втулки.

Найчастіше поверхні охоплюваних деталей обробляють з шорсткістю $R_z = 0,4 - 3,2$ мкм, а отвори – з шорсткістю $R_z = 0,8 - 6,3$ мкм.

Експериментальні випробування показали, що значення **коефіцієнта тертя** f залежить від багатьох факторів:

- 1) способу складання з'єднання;
- 2) питомого тиску P ;
- 3) шорсткості поверхонь;
- 4) виду мастила поверхонь;
- 5) швидкості запресовування.

Тому у наближених розрахунках пресових з'єднань на міцність для сталевих та чавунних деталей беруть: $f = 0,08 - 0,1$ – складання пресуванням; $f = 0,12 - 0,14$ – температурне складання. При складанні пресуванням для алюмінієвих та магнієвих сплавів $f = 0,02 - 0,06$; для пластмас $f = 0,4 - 0,5$.

При перевірці міцності деталей пресового з'єднання слід брати до уваги найбільший можливий натяг N_{\max} вибраної посадки і відповідний йому найбільший розрахунковий натяг $N_{p\max}$, який при складанні з'єднання запресовуванням визначають за формулою

$$N_{p\max} = N_{\max} - 1,2 (R_{z1} + R_{z2}).$$

Якщо з'єднання складають за допомогою нагрівання чи охолодження відповідної деталі, то $N_{p\max} = N_{\max}$.

Найбільший розрахунковий натяг спричиняє появу відповідного максимального тиску P_{\max} на спряжених поверхнях пресового з'єднання

$$P_{\max} = N_{p\max} / [d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)].$$

Для охоплюючої деталі (2) (рис.4.2) небезпечними є точки її внутрішньої поверхні. Для цих точок радіальне σ_r і тангенціальне σ_{t2} нормальні напруження визначають за формулами:

$$\sigma_r = - P_{\max} ;$$

$$\sigma_{t2} = P_{\max} (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2).$$

Умова міцності охоплюючої деталі із пластичного матеріалу за гіпотезою найбільших дотичних напружень

$$\sigma_{E2} = 2 \cdot P_{\max} \cdot d_2^2 / (d_2^2 - d^2) \leq \sigma_{T2},$$

де σ_{E2} – еквівалентне напруження на внутрішній поверхні деталі (2);

σ_{T2} – межа текучості матеріалу охоплюючої деталі.

Для охоплюваної деталі (1) (рис.4.2) кільцевого поперечного перерізу (з отвором d_1) небезпечними є також точки внутрішньої поверхні.

Умова міцності для такої охоплюваної деталі

$$\sigma_{E1} = 2 \cdot P_{\max} \cdot d^2 / (d^2 - d_1^2) \leq \sigma_{T1},$$

де σ_{T1} – межа текучості матеріалу охоплюваної деталі.

Якщо охоплювана деталь має суцільний переріз, тобто $d_1 = 0$, тоді умова міцності матиме вигляд

$$\sigma_{E1} = P_{\max} \leq \sigma_{T1}.$$

Після складання пресового з'єднання в результаті деформування деталей 1 і 2 (рис. 4.2) діаметр d_2 збільшується, а діаметр d_1 зменшується на Δd_2 та Δd_1 відповідно. При пружних деформаціях деталей **збільшення або зменшення розмірів** деталей пресового з'єднання після складання можна визначити за формулами:

$$\Delta d_2 = 2 \cdot P \cdot d_2 \cdot d^2 / [E_2 (d_2^2 - d^2)];$$

$$\Delta d_1 = 2 \cdot P \cdot d_1 \cdot d^2 / [E_1 (d^2 - d_1^2)].$$

4.4 Пресові з'єднання посадкою на конус

Пресові з'єднання посадкою на конус використовують для закріплення деталей на кінцях валів. Тиск на конічній поверхні утворюється у результаті затягування гайки (рис. 4.3). Якщо потрібно, з'єднання може бути посилене шпонкою.

Переваги таких з'єднань порівняно з пресовими циліндричними:

1) більш легкі монтаж і демонтаж деталей без спеціального обладнання (наприклад, пресів);

2) можливість практично необмеженого числа складань і розбирань.

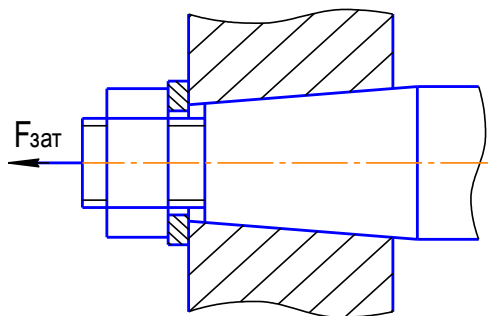


Рисунок 4.3 – Пресове з'єднання посадкою на конус

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Особливості конструювання пресових з'єднань.
- 2 Розрахунки деталей пресових з'єднань на міцність.
- 3 Навантаження пресових з'єднань згинальним моментом.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги та недоліки пресових з'єднань порівняно з іншими видами з'єднань вал-маточина. Коли використовують з'єднання з натягом?
- 2 Основні задачі розрахунку з'єднань з натягом. Умови надійної роботи з'єднань при різному навантаженні.
- 3 Чому температурне складання деталей забезпечує більшу навантажувальну здатність з'єднання, ніж складання пресуванням?
- 4 У чому полягає особливість розрахунку з'єднань з натягом?
- 5 Особливості конструювання з'єднань з натягом.
- 6 Переваги пресових конічних з'єднань порівняно з циліндричними.

Лекція 5

ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

- 5.1 Характеристика і призначення зварних з'єднань.
- 5.2 Переваги та недоліки зварних з'єднань.
- 5.3 Види зварних з'єднань і типи зварних швів.
- 5.4 Стикові з'єднання.
- 5.5 Напусткові з'єднання.
- 5.6 Розрахунок на міцність з'єднань з кутовими швами.
- 5.7 Паяні з'єднання.

5.1 Характеристика і призначення зварних з'єднань

Зварні з'єднання – основний тип нерознімних з'єднань. Це з'єднання деталей шляхом місцевого нагрівання їх матеріалу до розплавленого або пластичного стану без прикладання зовнішньої сили або з прикладанням зовнішньої сили (відповідно, електродугове та контактне зварювання).

Нині є багато різних способів з'єднання деталей зварюванням. У машинобудуванні переважне використання знаходять такі способи: **ручне дугове зварювання металевим електродом**, **автоматичне дугове зварювання металевим електродом під шаром флюсу**, **електрошлакове зварювання** та **контактне зварювання**. Перші три способи належать до зварювання плавленням, а останній – до зварювання, що здійснюється деформуванням нагрітого до пластичного стану матеріалу деталей, які підлягають з'єднанню.

При дуговому зварюванні конструкційних вуглецевих та низьколегованих сталей застосовують електроди у формі сталевого стержня з товстим захисним покриттям, яке при плавленні виділяє велику кількість шлаку та газу, що утворює захисне середовище для шва. Цим забезпечують підвищення якості зварного шва, механічні властивості якого можуть різко погіршитися під впливом кисню та азоту повітря.

Крім розглянутих вище, широко використовують інші спеціальні способи зварювання: атомно-водневий, дифузійний, ультразвуковий та ін. Так, для з'єднання деталей із високолегованих сталей, різних сплавів та кольорових металів успішно застосовують зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію), тугоплавкі метали і неметалеві матеріали, наприклад кераміка, достатньо добре зварюються у вакуумних камерах електронним променем або дифузійним зварюванням.

Зварні з'єднання належать до нерухомих, нерознімних, напружених з'єднань. Навантаження між звареними частинами передається безпосередньо через шов, який має приблизно таку саму міцність, як і основний метал конструкції. Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілих.

Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, корпуси редукторів, зубчасті колеса, шківни, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден і ін.

Напруження, що виникають у зварному з'єднанні в процесі зварювання, називають залишковими. У розрахунках такі напруження не враховують.

Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, але й як технологічний спосіб виготовлення самих деталей. Зварні деталі у багатьох випадках заміняють литі та ковані деталі. Використання зварних і штампованих конструкцій дозволяє у багатьох випадках знизити витрати матеріалу або масу конструкції на 30 – 50% , зменшити вартість виробів у 1,5 – 2 рази.

Основна умова при проектуванні зварного з'єднання – це забезпечення рівномірності шва та з'єднаних деталей.

5.2 Переваги та недоліки зварних з'єднань

Переваги:

- 1) економія металу;
- 2) зменшення трудомісткості;
- 3) відносно низька вартість устаткування для зварювання;
- 4) можливість автоматизації процесу;
- 5) герметичність швів;
- 6) можливість отримання рівномірного з'єднання;
- 7) практично будь-яка товщина деталей.

Недоліки:

- 1) висока концентрація напружень у зоні шва;
- 2) жолоблення деталей;
- 3) низька несуча здатність при ударному і вібраційному навантаженнях;
- 4) складність контролю шва;
- 5) залежність якості шва від кваліфікації зварника (у разі ручного зварювання);
- 6) знижена стійкість проти корозії.

5.3 Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення частин зварного з'єднання розрізняють такі **види з'єднань** (рис. 5.1):

- 1) стикові (а);
- 2) напусткові (б);
- 3) таврові (в);
- 4) кутові (г).

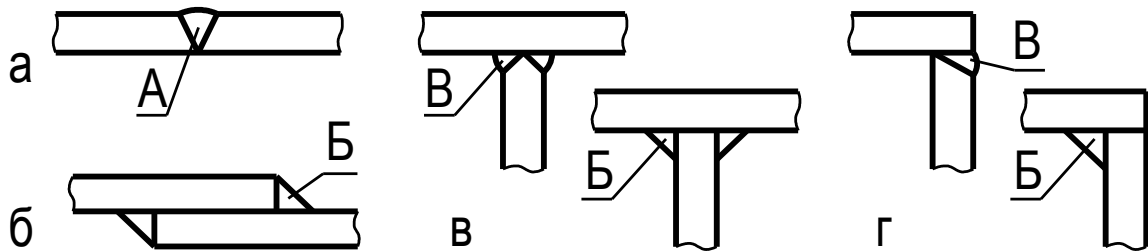


Рисунок 5.1 – Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Стикове з'єднання є найраціональнішим видом зварних з'єднань. Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину для забезпечення їхнього однакового нагрівання. Залежно від товщини зварювані елементи виготовляють із підготовленими або непідготовленими кромками. Форму підготовки кромки деталей вибирають за рекомендаціями і стандартами.

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднаних деталей у взаємно перпендикулярних площинах. Таврові та кутові з'єднання виконують без підготовки кромки елементів або з підготовкою кромки (рис. 5.1).

У більшості випадків **кутові з'єднання** є малонавантаженими і використовуються для забезпечення щільності.

У курсі деталей машин вивчають такі **типи зварних швів** (рис. 5.1):

- 1) стиковий (А);
- 2) кутовий (Б);
- 3) з підготовкою кромки і наскрізним проплавленням (В).

Стикові з'єднання виконують **стиковими швами**.

Напусткові з'єднання мають **кутові шви**.

Таврові та кутові з'єднання виконують **кутовими швами**. У випадку, коли таврове або кутове з'єднання здійснюють з підготовкою кромки і отримують наскрізне проплавлення, зварний шов умовно вважають стиковим під час проведення відповідних розрахунків таких з'єднань на міцність.

Коли шви не забезпечують необхідної рівномірності з'єднання застосовують **накладки**. У конструкціях, що підлягають дії вібраційних і знакозмінних навантажень, напусткові з'єднання і з'єднання з накладками застосовувати не рекомендують, бо створюється значна концентрація напружень.

5.4 Стикові з'єднання

Схема стикового з'єднання зображена на рис. 5.2. Такі з'єднання можуть сприймати поздовжні та поперечні сили, обертальні та згинальні моменти.

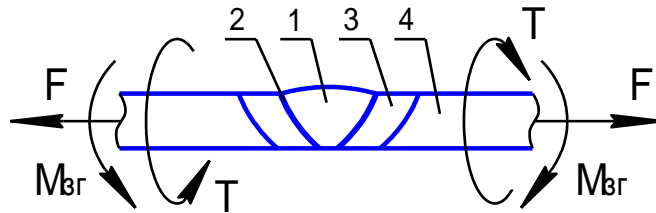


Рисунок 5.2 – Схема стикового з'єднання

У перерізі стикового з'єднання (рис. 5.2) виділяють:

- 1 – зварний шов;
- 2 – зону сплавлення;
- 3 – зону термічного впливу;
- 4 – основний матеріал.

Установлено, що при якісному виконанні зварювання руйнування з'єднання зі сталевих деталей відбувається головним чином у зоні термічного впливу. Тому в розрахунках на міцність використовують геометричні параметри цієї зони. Стикове з'єднання розраховують на міцність за номінальними напруженнями без урахування підсилення швів (місцевого наплавлювання металу) і за тими самими умовами, що й для суцільних елементів деталей. У таврових і кутових з'єднаннях із попередньою підготовкою кромek напруження в швах визначають також, як і для суцільних деталей.

Умова міцності для стикових швів

$$\sigma' \leq [\sigma'] ,$$

де σ' – нормальні напруження у шві (зоні термічного впливу), які визначають за формулами опору матеріалів;

$[\sigma']$ – допустимі напруження для зварного з'єднання, які залежать від допустимих напружень для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження і вибираються за рекомендаціями.

Дефекти стикового шва бувають такими (рис. 5.3):

- 1) непровар – місцева відсутність зчеплення між наплавленим та основним металом;
- 2) підріз – місцеве стоншення з'єднуваного елемента біля границі шва внаслідок обплавлення;
- 3) шлакові вкраплення;
- 4) газові пори.

У розрахунках зварних з'єднань дефекти швів не враховують.

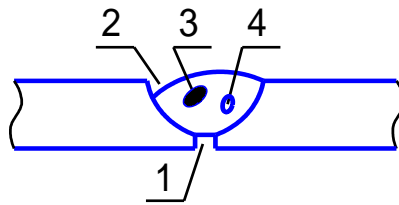


Рисунок 5.3 – Дефекти стикового шва

5.5 Напунккові з'єднання

Напунккові з'єднання виконуються кутовими швами з розрахунковим перерізом у вигляді прямокутного трикутника (рис. 5.4).

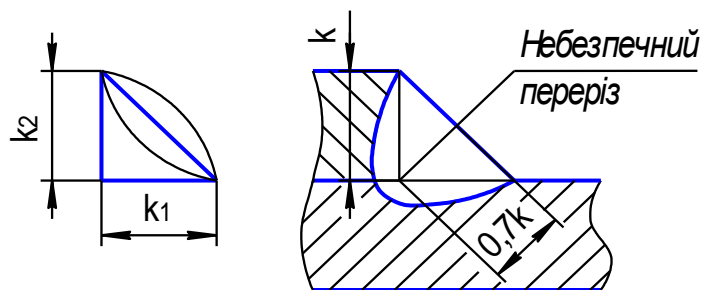


Рисунок 5.4 – Зварний кутовий шов

Катет зварного шва k треба брати не менш ніж 3 мм при товщині з'єднаних елементів деталей $S \geq 3$ мм.

Залежно від співвідношення катетів розрізняють шви:

- 1) нормальний ($k_1 = k_2$);
- 2) посилений ($k_1 : k_2 = 2:1 - 3:1$);
- 3) увігнутий, який отримують глибоким проплавленням або механічною обробкою;
- 4) випуклий, який не потрібно застосовувати, бо знижується міцність з'єднання.

Навантажувальна здатність конструкції з увігнутим або посиленим швом вища, ніж у з'єднанні з нормальним швом, завдяки меншій концентрації напружень у зоні переходу від поверхні деталі до поверхні шва.

За своєю міцністю напунккові з'єднання поступаються стиковим. Напунккові з'єднання застосовують, коли за конструктивними міркуваннями стикові шви виконати неможливо.

Залежно від розміщення щодо навантаження у напусткових з'єднаннях розрізняють такі кутові шви (рис. 5.5):

- 1) лобовий (поперечний, перпендикулярний до лінії дії сили);
- 2) фланговий (поздовжній, паралельний лінії дії сили);
- 3) скісний (під кутом до лінії дії сили);
- 4) комбінований, що складається з лобових, флангових та скісних швів.

Уздовж лобових швів навантаження, і, відповідно, напруження, розподіляються рівномірно (рис. 5.5), тому довжину лобових швів у напусткових з'єднаннях не обмежують. Уздовж флангових швів навантаження розподіляються нерівномірно, тому довжину флангових швів обмежують ($l_{\phi} \leq 60 k$).

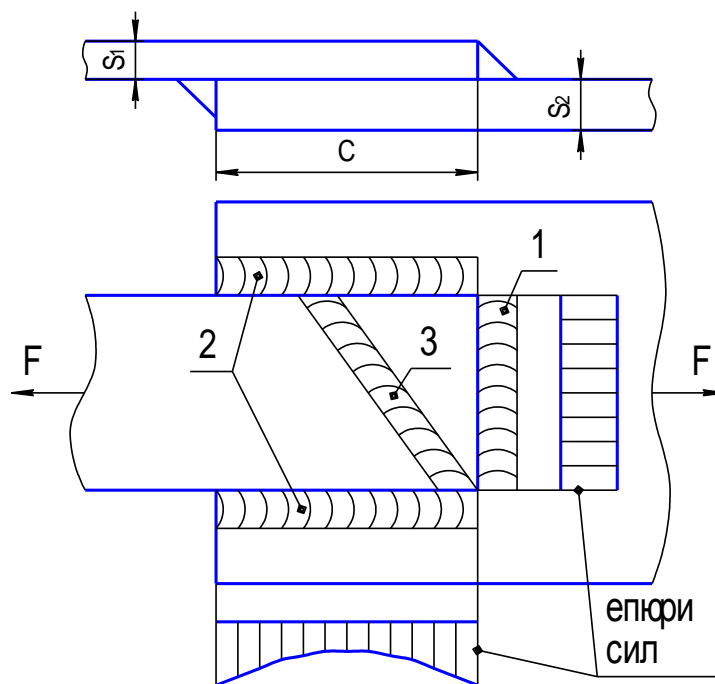


Рисунок 5.5 – Напусткове з'єднання

Особливості конструювання напусткових з'єднань такі:

- 1) катет шва повинен бути менше мінімальної товщини двох зварюваних деталей ($k \leq S_{\min}$) (рис. 5.5);
- 2) напуск повинен бути $c \geq 4 \cdot k$ (рис. 5.5);
- 3) шви рекомендують виконувати з двох боків з'єднання (рис. 5.5);
- 4) довжину зварного шва приймають $l \geq 30$ мм для зниження впливу початку та кінця шва як менш якісних на міцність з'єднання;
- 5) довжину флангового шва обмежують $l_{\phi} \leq (50 - 60) \cdot k$.

5.6 Розрахунок на міцність з'єднань з кутовими швами

У більшості випадків на практиці **тип і розміри зварних швів** визначають за формою та конструкцією деталей, виконуючи при цьому звіряння зі стандартами та іншими нормативними документами. Тому розрахунки зварних з'єднань в основному виконують як перевірні. У методах розрахунку зварних з'єднань на міцність зроблено припущення, що якість здійснення швів відповідає технічним нормативам.

Розрахунки на міцність усіх зварних з'єднань, виконаних кутовими швами, здійснюють за дотичними напруженнями зрізу, які виникають у площині бісектриси прямого кута (рис. 5.4) незалежно від виду діючого навантаження. Розрахункову висоту кутового шва беруть $0,7 \cdot k$, що дорівнює висоті перерізу по бісектрисі прямого кута.

Умова міцності для кутових швів

$$\tau' \leq [\tau'],$$

де τ' – дотичні напруження зрізу в шві;

$[\tau']$ – допустимі напруження для кутового шва, які вибирають за рекомендаціями.

Коли на з'єднання діють кілька силових факторів, доцільно використовувати принцип суперпозиції

$$\tau' = \sum \tau_i' \leq [\tau'],$$

де τ_i' – дотичні напруження зрізу, що викликані дією i -го силового фактора (причому в окремих випадках мають на увазі геометричну суму).

5.7 Паяні з'єднання

Паяння на відміну від зварювання здійснюється без розплавлення з'єднуваних деталей. Під час паяння температура нагрівання деталей не перевищує $1000\text{ }^\circ\text{C}$, а зв'язок між деталями забезпечується силами молекулярної взаємодії поверхонь елементів із присадним матеріалом – припоєм.

Конструкції паяних з'єднань подібні до зварних, а розрахунки паяних з'єднань на міцність аналогічні зварним із стиковими швами.

На відміну від зварювання паяння дозволяє з'єднувати деталі не тільки з однорідних, а й неоднорідних матеріалів, наприклад: сталь з алюмінієм, метали з керамікою, склом, фарфором, пластмасами.

Паяні з'єднання не потребують додаткової механічної обробки і забезпечують суттєве зниження маси та вартості конструкцій.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Основні способи зварювання.
- 2 Особливості конструювання зварних з'єднань.
- 3 Конструктивно-технологічні шляхи підвищення міцності зварних з'єднань.
- 4 Розрахунки зварних з'єднань на міцність.

Питання для самоперевірки

- 1 Основні способи зварювання.
- 2 Галузь використання зварних з'єднань. Переваги та недоліки зварних з'єднань порівняно з іншими з'єднаннями.
- 3 Основні види зварних з'єднань і типи зварних швів.
- 4 Структура та можливі дефекти зварного шва.
- 5 За якими напруженнями розраховують стикове зварне з'єднання? Параметри небезпечного перерізу.
- 6 За якими напруженнями розраховують кутові шви? Параметри небезпечного перерізу.
- 7 Як вибирають допустимі напруження в процесі розрахунку зварного з'єднання?
- 8 Чому не рекомендують виконувати довгі флангові шви?
- 9 Конструктивно-технологічні шляхи підвищення міцності зварних з'єднань.
- 10 Особливості конструювання напусккових зварних з'єднань.
- 11 Приклади зварних конструкцій у машинобудуванні.
- 12 Основні типи паяних з'єднань та їх використання.

Лекція 6

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

- 6.1 Функціональне призначення передач.
- 6.2 Класифікація механічних передач.
- 6.3 Основні параметри передач.
- 6.4 Послідовність розгляду передач.
- 6.5 Основи вибору механічних передач.
- 6.6 Вибір розрахункових навантажень в механічних передачах.
- 6.7 Висновки.

6.1 Функціональне призначення передач

Більшість сучасних машин створюють по схемі двигун – передача – робочий орган (виконавчий механізм). Необхідність введення передачі як проміжної ланки між двигуном і робочим органом машини пов'язана з рішенням ряду задач. Наприклад, в автомобілях і інших транспортних засобах вимагається змінювати величину швидкості і напрям руху, а на підйомах і під час зрушування з місця необхідно у декілька разів збільшувати обертальний момент на ведучих колесах. Сам автомобільний двигун не може забезпечити виконання цих вимог, оскільки він працює стійко тільки у вузькому діапазоні зміни величини обертального моменту і кутової швидкості. При виході за межі цього діапазону двигун зупиняється. Подібно автомобільному двигуну слабо регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електричних. У деяких випадках регулювання двигуна можливе, але недоцільне з економічних міркувань, оскільки за межами номінального режиму роботи ККД двигунів істотно знижується. Маса і вартість двигуна при однаковій потужності зменшуються зі збільшенням кутової швидкості його вала.

У загальному випадку структуру довільного машинного агрегату можна подати у вигляді схеми (рис. 6.1).



Рисунок 6.1 – Схема машинного агрегату

Зі схеми випливає, що **передачами** називають механізми, які служать для передавання руху (енергії) на відстань від двигуна до робочого органу машини. При цьому розв'язують такі задачі :

- 1) зниження або підвищення кутової швидкості обертання;
- 2) ступінчасте або безступінчасте регулювання швидкості робочого органу;
- 3) зміна напрямку руху, тобто реверсування (**реверс** – зміна напрямку руху на зворотний);

- 4) перетворення обертального руху на поступальний, гвинтовий тощо;
- 5) приведення в дію одним двигуном кількох виконавчих механізмів;
- 6) вибір оптимальної швидкості руху та інші.

Безпосередній зв'язок двигуна з робочим органом машини використовують рідко, наприклад, у відцентрових насосах, де вал електродвигуна навпрямки з'єднують з валом насоса, або в сучасних пральних машинах. **Приводом некерованим** називають сукупність двигуна та передачі. **Привод керований** – це двигун, передача і система контролю та керування.

Потрібний двигун для стаціонарних приводів підбирають за довідниками (каталогами). В курсі деталей машин рекомендують для приводів застосовувати трифазні асинхронні двигуни серії 4А закритого виконання з обдувом, синхронну частоту обертання n_c (об/хв) яких визначають за формулою:

$$n_c = 60 \cdot f / p,$$

де f – частота коливань змінного струму, Hz (як правило, $f = 50$ Hz);

p – число пар полюсів електродвигуна.

Потрібну частоту обертання вала електродвигуна визначають, виходячи з оптимальних передаточних чисел механізмів привода або за заданими передаточними числами окремих механізмів привода.

За числом двигунів розрізняють приводи: груповий; однодвигунний; багатодвигунний. Груповим називають привод, у якому від одного двигуна за допомогою механічних передач приводять у дію кілька окремих робочих органів машини. **Груповий привод** має великі габаритні розміри, складну конструкцію і низький ККД. **Однодвигунний привод** є найпоширенішим, особливо при використанні в приводі з одним виконавчим механізмом одного двигуна (у більшості випадків, електродвигуна). **Багатодвигунний привод** поширений у складних машинах, що мають кілька робочих органів або один робочий орган, який споживає велику кількість енергії (наприклад, конвеєр значної довжини). Кожний робочий орган такої машини приводиться у дію від індивідуального двигуна.

У машинобудуванні використовують різні види передач: механічні; гідравлічні; пневматичні; електричні; комбіновані, наприклад, гідромеханічні.

Обертальний рух найпоширеніший в машинах у порівнянні з іншими видами руху завдяки наступним особливостям:

- можливості здійснення неперервного та рівномірного руху;
- невеликим втратам на тертя в спряженнях обертових деталей;
- порівняльній простоті та компактності деталей, що забезпечують обертальний рух.

У курсі деталей машин вивчають лише **механічні знижувальні передачі обертального руху**. Кожна така передача (механізм) має, як мінімум, два основних вала (рис. 6.2):

- 1) вхідний (ведучий, швидкохідний);
- 2) вихідний (ведений, тихохідний).

В багатоступінчастих передачах між цими валами знаходяться проміжні вали.

Усі параметри механічної передачі, що відносяться до ведучого вала прийнято позначати індексом 1, а до веденого вала – відповідно індексом 2.

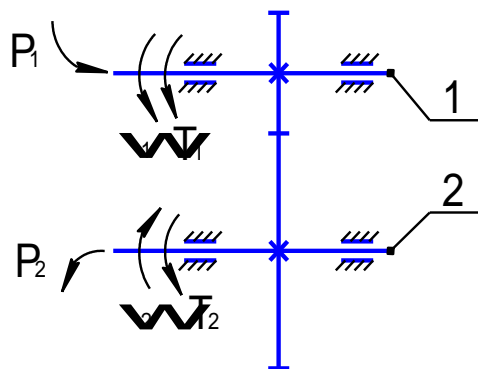


Рисунок 6.2 – Схема ступеня механічної знижувальної передачі обертального руху

Два валів і посаджені на них деталі, що зв'язані між собою, утворюють **ступінь передачі**.

Головні параметри валів ступеня:

- P_1 , P_2 – потужності на вхідному і вихідному валів;
- ω_1 , ω_2 – кутові швидкості обертання ведучого і веденого валів;
- T_1 , T_2 – обертальні моменти швидкохідного і тихохідного валів.

Співвідношення між цими параметрами для механічної знижувальної передачі обертального руху такі:

$$P_1 > P_2, \quad \omega_1 > \omega_2, \quad T_1 < T_2, \quad P_i = T_i \cdot \omega_i, \quad i = 1, 2.$$

6.2 Класифікація механічних передач

Механічні передачі обертального руху поділяють за кількома ознаками.

За способом передавання руху бувають:

1) **передачі зачепленням:**

- а) з безпосереднім контактом (зубчасті, черв'ячні та ін.);
- б) з проміжним гнучким зв'язком (ланцюгові, зубчасто-пасові);

2) **передачі тертям:**

- а) з безпосереднім контактом (фрикційні);
- б) з проміжним гнучким зв'язком (пасові).

Залежно від характеру зміни кутової швидкості веденого валів розрізняють:

- 1) **знижувальні передачі** (наприклад, **редуктори**), в яких $\omega_1 > \omega_2$;
- 2) **підвищувальні передачі** (наприклад, **мультиплікатори**), в яких $\omega_1 < \omega_2$.

Причому ω_2 може змінюватися ступінчасто (в **коробках швидкостей**) або плавно в певній межі $\omega_{2\min} \leq \omega_2 \leq \omega_{2\max}$ (у **варіаторах**).

За розміщенням осей валів передачі бувають:

- 1) з паралельними осями валів (наприклад, циліндричні);
- 2) з перетинними осями валів (наприклад, конічні);
- 3) з перехресними осями валів (наприклад, черв'ячні).

За характером руху валів розрізняють:

- 1) прості передачі, в яких осі валів нерухомі у механізмі;
- 2) планетарні, в яких осі валів переміщуються у просторі.

За числом ступенів:

- 1) одноступінчасті;
- 2) багатоступінчасті.

За конструктивним виконанням:

- 1) закриті (корпусом), які працюють у маслі;
- 2) відкриті.

6.3 Основні параметри передач

Усі параметри (характеристики) передач можна розподілити на чотири групи: геометричні; кінематичні; силові та енергетичні.

Геометричні параметри

Основні геометричні характеристики передач із безпосереднім контактом (рис. 6.3):

- d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого зубчастих коліс;
- b_1, b_2 – ширина ($b_2 = b_p$ – розрахункова ширина);
- a – міжосьова відстань.

$$a = 0,5 (d_2 \pm d_1) ,$$

де знак „+” – для зовнішнього зачеплення (рис. 6.3 а), а знак „-” для внутрішнього зачеплення (рис. 6.3 б).

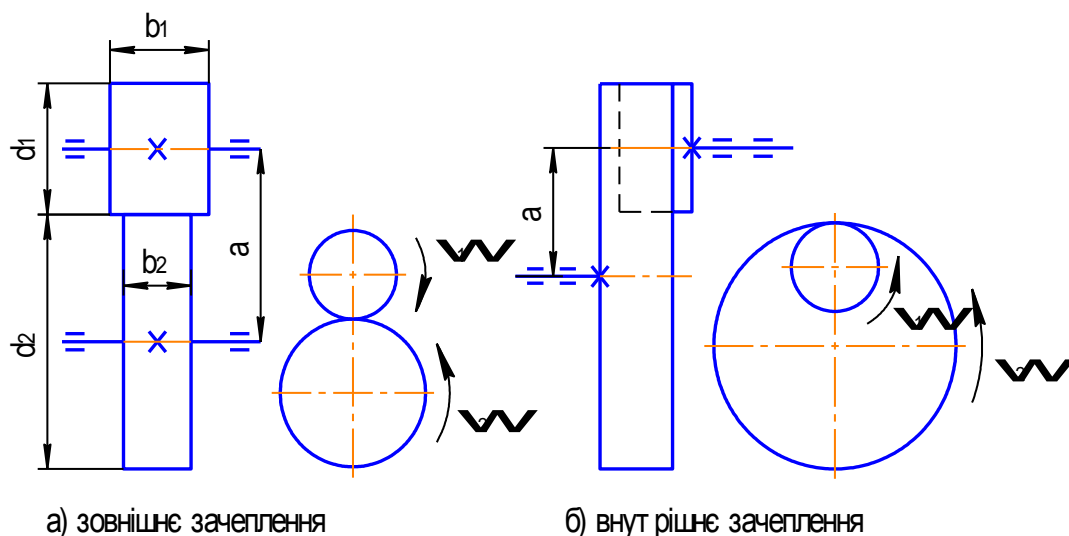


Рисунок 6.3 – Схеми передач зачепленням

Основні геометричні характеристики передач із проміжним гнучким зв'язком зображені на рис. 6.4. Додаткові параметри: L , b – довжина та ширина гнучкої ланки.

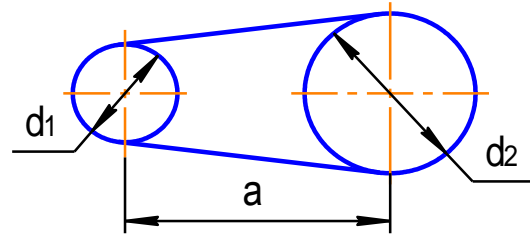


Рисунок 6.4 – Схема передачі з проміжним гнучким зв'язком

Кінематичні параметри

До кінематичних належать такі параметри:

– лінійна (колова) швидкість V [м/с], $V = \omega \cdot d / 2$;

– кутова швидкість обертання ω [рад/с], $\omega = 2 \cdot V / d$;

– частота обертання n [об/хв], $n = 30 \cdot \omega / \pi$;

– передаточне число u окремого ступеня $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$;

– загальне передаточне число привода $u_{пр}$, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передач

$$u_{пр} = \prod_{i=1}^n u_i = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n ,$$

де u_i – передаточне число окремого i -го ступеня;

n – число ступенів.

Основний кінематичний параметр механічної передачі – передаточне число, яке є відношенням кутової швидкості ω_1 вхідного вала до кутової швидкості ω_2 вихідного вала передачі.

Силкові параметри

Розглянемо силкові параметри – сили та моменти на прикладі косозубого зубчастого зачеплення (рис. 6.5).

Сили взаємодії зубців $F_{n1} = |F_{n2}|$ діють у полюсі зубчастого зачеплення, нормальні до їх поверхні і мають по три складові:

– F_t – колова (тангенціальна) сила, $F_{t1} = |F_{t2}|$;

– F_r – радіальна (уздовж радіуса до центра колеса), $F_{r1} = |F_{r2}|$;

– F_a – осьова (паралельно осі колеса), $F_{a1} = |F_{a2}|$.

Колова сила F_t – це сила, що діє на елемент передачі, спричиняючи його обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання.

Моменти обертання

$$T_i = F_{ti} \cdot d_i / 2 ,$$

де $i = 1; 2$.

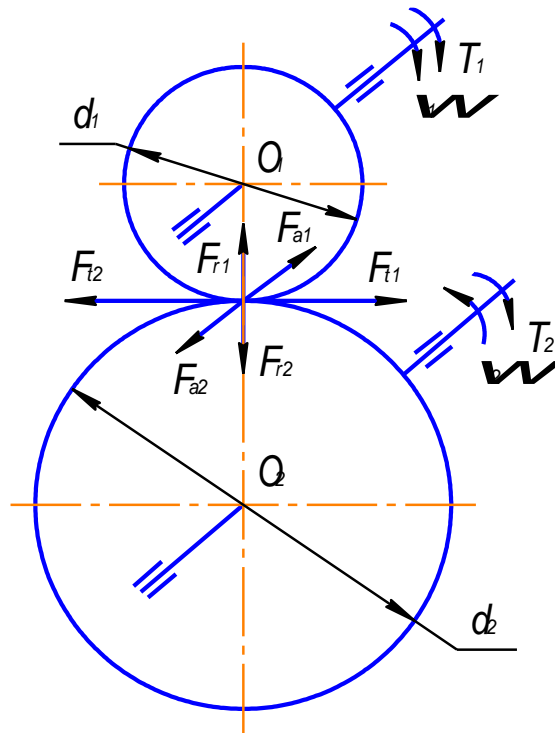


Рисунок 6.5 – Схема сил, що діють у полюсі косозубого зубчастого зачеплення

Енергетичні параметри

До енергетичних параметрів належать:

– **потужність на валу**

$$P = T \cdot \omega ,$$

потужність P (Вт), що затрачається на обертання ланки передачі із коловою швидкістю V (м/с) у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F_t (Н), визначають за формулою

$$P = F_t \cdot V ;$$

– **коефіцієнт корисної дії (ККД) окремого ступеня η** , який характеризує відносні втрати потужності та ступінь досконалості механічної передачі,

$$\eta = P_2 / P_1 < 1 , (P_1 > P_2) ,$$

за ККД можна оцінити втрати потужності ΔP у передачі

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta);$$

– загальний ККД багатоступінчастого механізму $\eta_{\text{пр}}$ із послідовним з'єднанням n окремих передач дорівнює добутку всіх окремих η_i ККД

$$\eta_{\text{пр}} = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

Параметри на вихідному валу залежать від характеристик на вхідному валу таким чином:

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{пр}}; \quad \omega_{\text{вих}} = \omega_{\text{вх}} / u_{\text{пр}}; \quad T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot u_{\text{пр}}.$$

6.4 Послідовність розгляду передач

- 1 Найменування, призначення, конструкція, основні параметри, галузь використання.
- 2 Види і причини можливих відмов.
- 3 Критерії працездатного стану деталей передач.
- 4 Умови роботи основних деталей передач: кінематика, динаміка (навантаження на деталі), напружено-деформований стан деталей.
- 5 Матеріали та допустимі напруження.
- 6 Проектувальні та перевірні розрахунки за головними критеріями працездатності.
- 7 Висновки.

6.5 Основи вибору механічних передач

Проектуючи привод, виникає необхідність вибору виду передачі. Цей вибір залежить від конкретних умов роботи привода і вимог, які ставляться до нього.

Загальні вимоги до передач:

- 1) надійність та необхідна довговічність передачі;
- 2) простота конструкції;
- 3) компактність і малі габаритні розміри;
- 4) незначний опір руху, особливо в момент пуску двигуна;
- 5) порівняно висока точність перетворення руху (кінематична точність);
- 6) безшумність роботи та вібростійкість;
- 7) простота керування, в тому числі автоматичного і дистанційного;
- 8) сталість передаточного числа;
- 9) високий ККД;
- 10) невелика маса;
- 11) точність виготовлення передачі;
- 12) вартість (наприклад, черв'ячні передачі при інших рівних умовах дорожчі за прості зубчасті).

Вимоги, які ставлять до проектного привода, можуть реалізовувати з використанням різних варіантів передач та їхніх кінематичних схем. Проектуючи привод, необхідно пам'ятати, що першочерговою задачею є вибір оптимальних передач на основі оцінки їх за критеріями порівняння.

6.6 Вибір розрахункових навантажень в механічних передачах

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними або змінними в часі. Як постійні, так і змінні навантаження спричинюють у деталях передач циклічнозмінні напруження, що обумовлені, наприклад, періодичним входом у зачеплення зубців зубчастих передач або зміною положення паса на шківках у пасових передачах. Рівень циклічно змінних напружень залишається постійним при постійному зовнішньому навантаженні, але змінюється у разі змінного зовнішнього навантаження.

Змінний режим навантаження можна замінити еквівалентним постійним режимом. При цьому за номінальне навантаження $T_{\text{НОМ}} = T$ беруть максимальний довгочасно діючий обертальний момент T , число циклів появи якого не менше від $5 \cdot 10^4$ за строк служби машини чи її деталі. Максимальні навантаження T_{max} із числом циклів появи менше від $5 \cdot 10^4$ вважають короткочасно діючими і беруть тільки у розрахунках деталей на статичну міцність при перевантаженнях.

Вибір номінального навантаження залежить від призначення приводного механізму.

1 Якщо привод проектують для роботи із заданим режимом навантаження, то це навантаження беруть за номінальне розрахункове для передач цього привода. Приводні двигуни, що використовують у такому випадку, можуть мати потужність, яка відповідає даному номінальному навантаженню або може бути дещо більшою від потрібної. В цьому випадку передачі приводного механізму не будуть перевантажені, це спричинить лише недовантаження двигуна.

2 Якщо проектують механічну передачу без конкретних вказівок її призначення, але з відомим режимом навантаження, то треба мати на увазі, що споживач може завантажити передачу на повну потужність використаного у приводі двигуна. У цьому разі розрахунок передачі слід виконувати за номінальним обертальним моментом, що дістають із номінальної потужності двигуна.

3 У разі проектування передачі з невідомим режимом навантаження, але із заданим номінальним навантаженням (наприклад, редуктори загального призначення) у розрахунках слід брати найважчий для передачі режим – режим з постійним навантаженням.

Максимальні навантаження T_{max} у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перебільшувати номінальні розрахункові навантаження. В основному вони залежать від характеру робочого процесу в машинах. У розрахунках механічних передач максимальне навантаження беруть таким

$$T_{\text{max}} = T \cdot K_{\text{п}},$$

де $K_{\text{п}}$ – коефіцієнт короткочасного перевантаження, що беруть за рекомендаціями на основі досвіду експлуатації конкретних машин.

Якщо рекомендації щодо вибору K_n відсутні, а у приводних пристроях використовують асинхронні електродвигуни, то значення коефіцієнта перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах електродвигунів.

6.7 Висновки

Передачі набули широкого використання у машинобудуванні, тому що:

- 1) потрібні швидкості руху робочих органів машини, як правило, не співпадають з оптимальними швидкостями двигуна;
- 2) для більшості технологічних і транспортних машин повинні бути передбачені можливості регулювання швидкості та періодичної роботи з великими моментами при малих швидкостях;
- 3) двигуни звичайно виконують для рівномірного обертального руху, а в машинах часто виявляється необхідним рух із заданим законом зміни швидкості;
- 4) двигуни не завжди можуть бути безпосередньо з'єднані з виконавчими механізмами через вимоги до габаритів машини, умов техніки безпеки, зручності обслуговування та ін.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Мета і послідовність енергокінематичного розрахунку привода машини.
- 2 Типи і характеристики електродвигунів для приводів машин.

Питання для самоперевірки

- 1 Визначення передач. Призначення механічних передач.
- 2 Класифікація механічних передач.
- 3 Переваги і недоліки окремих типів передач, області значень передаточних чисел і ККД, умовне позначення передач в кінематичних схемах.
- 4 Який механізм називають редуктором, мотором-редуктором, мультиплікатором, коробкою швидкостей, варіатором?
- 5 Які геометричні, кінематичні, енергетичні, силові параметри характеризують механічну передачу?
- 6 Які параметри необхідно знати для того, щоб визначити потужність електродвигуна привода машини?
- 7 Визначте взаємозв'язок:
 - а) між потужностями $P_{вх}$ і $P_{вих}$;
 - б) між моментами $T_{вх}$ і $T_{вих}$;
 - в) між кутовими швидкостями $\omega_{вх}$ і $\omega_{вих}$ – відповідно, вхідного і вихідного валів привода.

Лекція 7

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

- 7.1 Особливості зубчастих передач.
- 7.2. Переваги та недоліки зубчастих передач.
- 7.3 Передачі з циліндричними колесами.
- 7.4 Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами.
- 7.5 Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса.
- 7.6 Виготовлення зубчастих коліс.
- 7.7 Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс.
- 7.8 Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач.
- 7.9 Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну витривалість.
- 7.10 Розрахунок зубців коліс на згинну витривалість.
- 7.11 Матеріали та хіміко-термічна обробка зубчастих коліс.
- 7.12 Визначення допустимих напружень.
- 7.13 Контактна та згинна міцність зубців при короткочасних перевантаженнях.

7.1 Особливості зубчастих передач

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше – **колесом**. На вінцях (ободах) зубчастих коліс розміщені зубці. Зубці шестерні та колеса входять у зачеплення між собою, завдяки їхній взаємодії забезпечується передача обертального руху від ведучого вала до веденого вала передачі. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня. Параметрам шестірні звичайно надають індекс 1, а параметрам колеса – 2.

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є **бокові робочі поверхні зубців**.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

- а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;
- б) **редукторах** – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертального моменту на вихідному валу;
- в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);
- г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;
- д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с), розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

У курсі деталей машин розглядають переважно зубчасті передачі редукторів.

7.2 Переваги та недоліки зубчастих передач

Переваги:

- 1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;
- 2) висока надійність;
- 3) високий ККД ($\eta \approx 0,97$);
- 4) постійність передаточного числа;
- 5) малі сили, які діють на вали та підшипники;
- 6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки:

- 1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- 2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;
- 3) шум під час роботи з великими швидкостями;
- 4) відсутність самозахисту при перевантаженнях;
- 5) неможливість безступінчастої зміни передаточного числа.

7.3 Передачі з циліндричними колесами

Залежно від розміщення зубців на циліндричному ободі (рис. 7.1) розрізняють колеса:

- 1) **прямозубі**, які використовують при малих колових швидкостях ($V < 3$ м/с) або у відкритих передачах;
- 2) **косозубі**;
- 3) **шевронні** (для великих навантажень).

Головні переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими:

- а) плавне зачеплення зубців коліс забезпечує менший шум під час роботи і більшу швидкохідність передачі;
- б) менші габарити передачі при однаковому навантаженні.

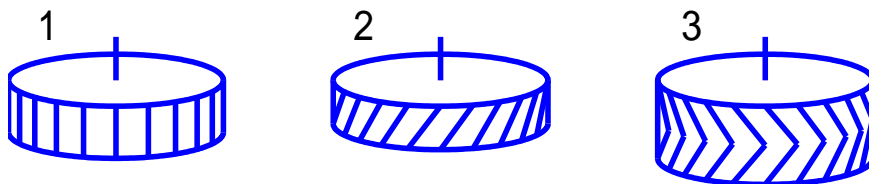


Рисунок 7.1 – Циліндричні зубчасті колеса

Форма профілю зубця буває евольвентною, циклоїдною та ін.

Найбільш поширений **евольвентний профіль**, основними перевагами якого є:

- 1) малі швидкості ковзання зубців під час кочення зубця по зубцю, завдяки чому передача має високий ККД;
- 2) можливість використання стандартних інструментів для нарізування різного числа зубців;
- 3) нормальна робота передачі з будь-яким числом зубців шестерні і колеса завдяки нарізанню зубців зі зміщенням інструменту щодо заготовки;
- 4) правильність зачеплення не порушується в разі зміни міжосьової відстані.

Циклоїдний профіль зубців використовують у зубчастих коліс годинникових механізмів при великих передаточних числах в одному ступені.

7.4 Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами

Передаточне число можна розрахувати різними способами

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1 ,$$

де ω_1 , ω_2 – кутові швидкості обертання, відповідно, шестерні та колеса;

n_1 , n_2 – частоти обертання шестерні та колеса;

Z_1 , Z_2 – числа зубців шестерні та колеса;

d_1 , d_2 – ділильні діаметри шестерні та колеса.

Зачеплення зубчастих коліс можна уявити як кочення без ковзання двох кіл із діаметрами d_1 і d_2 , що знаходиться відображення на кінематичних схемах зубчастих передач.

Для ступеня зубчастої передачі **$u = 1 - 8$** .

Точність зубчастих передач характеризується такими основними параметрами:

- 1) кінематичною точністю;
- 2) плавністю роботи;
- 3) прямою контакту зубців;
- 4) боковим зазором між непрацюючими поверхнями зубців;
- 5) шорсткістю робочих поверхонь.

Норми точності зубчастих передач регламентуються стандартами. За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців зубчасті передачі і колеса поділяють на 12 ступенів точності (зі збільшенням номера ступеня точності точність зменшується). Найбільше розповсюдження у машинобудуванні мають зубчасті передачі із ступенем точності 5, 6, 7, 8, 9. Рекомендовані ступені точності зубчастих передач залежно від колової швидкості для силових передач наведені у таблицях (докладніше про точність зубчастих передач – у курсі ВСТВ).

Точність виготовлення зубчастих коліс та передач визначає не тільки їхні кінематичні та експлуатаційні показники, а й такі характеристики, як інтенсивність шуму та вібрацій, а також суттєво впливає на міцність передачі, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо.

7.5 Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса

Усі елементи зубчастих зачеплень стандартизовані.

На рис. 7.2 зображено розгортку зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру.

$AB = P_t = \pi \cdot d / Z$ – крок торцевий (коловий);

$AC = P_n = P_t \cdot \cos \beta$ – крок нормальний;

$AD = P_x = P_n / \sin \beta = P_t \cdot \cos \beta / \sin \beta$ – крок осьовий,

де β – кут нахилу зубців.

Крок – відстань між однойменними точками двох сусідніх профілів зубців у перерізах, відповідно: торцевому $t-t$, нормальному $n-n$ та осьовому $x-x$ (рис. 7.2).

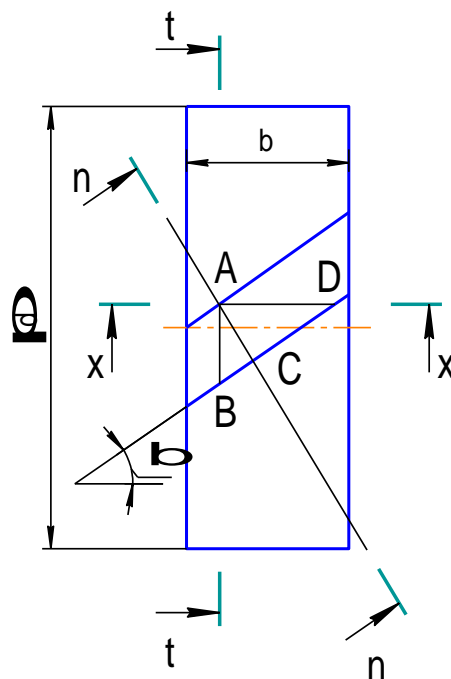


Рисунок 7.2 – Розгортка зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру

Оскільки кроки – величини ірраціональні (залежать від π), то основним геометричним параметром зубчастих передач беруть **модуль** m – величину, яка в π разів менша від кроку і вимірюється в мм.

Розрізняють модуль коловий m_t

$$m_t = P_t / \pi = d / Z ,$$

і модуль нормальний m_n (для прямозубих коліс $m_n = m_t$), який стандартизовано в діапазоні 0,05 – 100 мм,

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta .$$

Кут нахилу зубців β :

- для косозубих передач обмежують $\beta = 8 - 22^\circ$;
- для шевронних передач беруть $\beta = 25 - 45^\circ$.

Основні діаметри зубчастого колеса (рис. 7.3):

- ділительний $d = m_n \cdot Z / \cos \beta$;
- вершин зубців $d_a = d + 2 \cdot m_n$;
- западин зубців $d_f = d - 2,5 \cdot m_n$.

Міжосьову відстань a , щоб скоротити номенклатуру корпусних деталей редукторів, вибирають зі стандартного ряду або розраховують. Для зубчастих передач зовнішнього зачеплення міжосьова відстань

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (Z_1 + Z_2) / (2 \cdot \cos \beta) .$$

Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_m \cdot m , \quad b = \psi_d \cdot d_1 , \quad b = \psi_a \cdot a ,$$

де ψ_m , ψ_d , ψ_a – коефіцієнти ширини зубчастих коліс відносно модуля, діаметра ділительної окружності шестерні та міжосьової відстані передачі, які вибирають за рекомендаціями зі стандартного ряду.

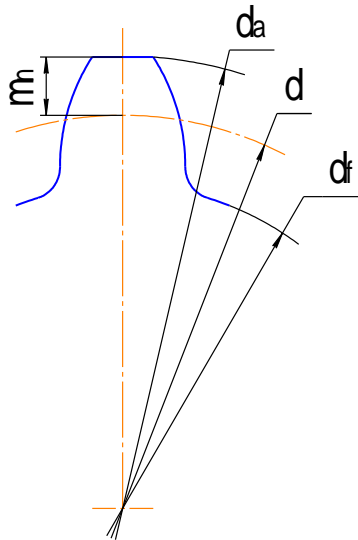


Рисунок 7.3 – Геометричні параметри зубчастого вінця

Для косозубих передач осьовий коефіцієнт перекриття

$$\epsilon_\beta = b / P_x = b / (P_n / \sin \beta) = 1,1 - 1,2.$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Зі збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косо зубі та шевронні колеса або колеса з криволінійними (арочними) зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю. У протилежному разі при роботі зубчастої передачі може виникнути ситуація, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

7.6 Виготовлення зубчастих коліс

Заготовки зубчастих коліс одержують штампуванням, куванням або литтям залежно від матеріалу, форми та розмірів зубчастого колеса.

Зубці коліс виготовляють нарізанням, накатуванням або литтям.

Для **нарізання зубців** коліс використовують:

- 1) гребінки (рейковий інструмент із прямолінійним профілем);
- 2) фрези:
 - а) черв'ячні;
 - б) пальцеві;
 - в) дискові-модульні;
- 3) довбачі (для коліс внутрішнього зачеплення).

Переваги нарізання:

- 1) висока точність профілю зубців і кроку;
- 2) простота заточування інструменту;
- 3) висока продуктивність і можливість автоматизації.

Зубці точних зубчастих коліс після нарізання піддають обробним операціям:

- обкатуванню;
- шліфуванню;
- притиранню;
- шевінгуванню або хонінгуванню.

Накатування зубців застосовують гаряче (із нагріванням СВЧ до 1200 °С) та холодне (при модулі до 1 мм). Інструмент – накатники.

Переваги зубонакатування:

- 1) висока продуктивність;
- 2) зменшення відходів металу у стружку;
- 3) підвищення міцності зубців на 15 – 20 %.

7.7 Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс

Циліндричне колесо конструктивно складається з трьох частин (рис. 7.4):

- 1 – вінець (обод);
- 2 – диск;
- 3 – маточина.

У навантаженої зубчастій передачі сила взаємодії зубців розподілена вздовж їхнього контакту. Розподілену вздовж зубця силу замінюють трьома зосередженими взаємно перпендикулярними силами, прикладеними до зубця у середньому нормальному його перерізі (рис. 7.4). Таке зображення сил, що діють на зубці у зачепленні, зручне для розрахунків зубчастої передачі, її валів та опор. Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, нехтують, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий.

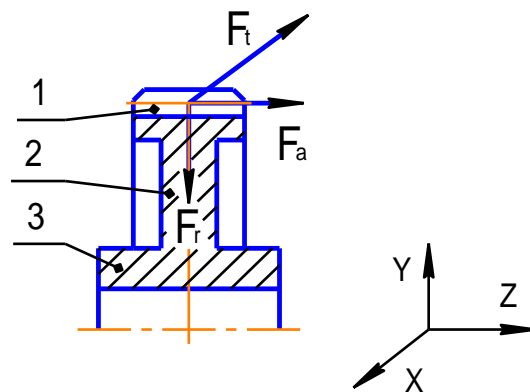


Рисунок 7.4 – Сили, які діють на зубчасте колесо

У полюсі зачеплення діють сили, напрямком яких на шестерню і колесо протилежний (рис. 6.5):

- колова $F_t = 2 \cdot T / d$;
- радіальна $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ ($\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення);
- осьова $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ (для прямозубих і шевронних коліс $F_a = 0$).

Нормальна сила F_n до профілю зубця дорівнює геометричній сумі сил F_t , F_a , F_r . Величину цієї сили можна визначити за формулами:

$$F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta) \quad ; \quad F_n = 2 \cdot T_1 / (d_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta).$$

Наявність осьової сили F_a у зачепленні косозубих коліс, що додатково навантажує вали та їхні опори, обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців β (F_a зростає із збільшенням β). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, де осьові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються, бо лівий та правий півшеврони мають протилежний нахил зубців. Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими колесами.

Особливістю зачеплення шевронних коліс (рис. 7.5) є їх **самовстановлення** під впливом осьових сил, які діють на півшеврони в протилежні боки. Внаслідок неточностей виготовлення та монтажу ці сили не дорівнюють одна одній, тому одне із зубчастих коліс буде переміщатися відносно іншого доти, поки різниця цих осьових сил не дорівнюватиме нулю.

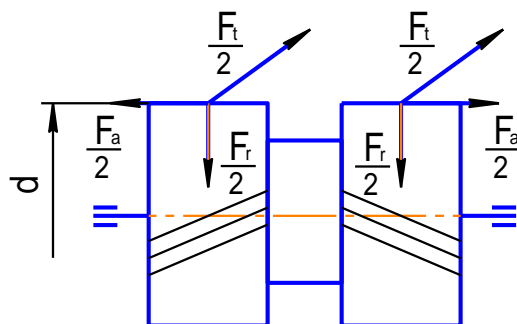


Рисунок 7.5 – Сили, які діють на шевронне зубчасте колесо

7.8 Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач

Під час роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зібців постійно міняє своє положення на активній поверхні зубців за час знаходження їх у контакті. Наявність ковзання активних поверхонь призводить до виникнення сил тертя між навантаженими зубцями. Такий складний характер навантаження контакту зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі.

У процесі роботи зубчастої передачі можуть спостерігатися такі **види відмов**:

1 – пошкодження поверхні зубців:

а) **утомне викришування** (рис. 7.6 а), зумовлене дією циклічних контактних напружень;

б) **заїдання**, яке спричиняє задирку робочих поверхонь зубців (рис. 7.6 б); заїдання пов'язане з витисканням мастильного матеріалу із зони контакту, локальним нагріванням і молекулярним зчепленням контактуючих поверхонь (спостерігається у важко навантажених тихохідних великомодульних передачах);

в) **абразивне спрацювання** (рис. 7.6 в), яке спостерігається у відкритих або погано захищених від потрапляння абразивів закритих передачах; спрацювання призводить до підвищення динамічного навантаження і шуму, зниження згинної міцності зубців та їх поломок;

г) **пошкодження торців** зубців у пересувних колесах коробок швидкостей;

2 – поломки зубців (рис. 7.6 г), спричинені згинними напруженнями; можуть мати утомний або статичний характер.

Основні заходи боротьби з відмовами:

а) збільшення модуля;

б) наклеп галтелі;

в) зменшення концентрації напружень;

г) підвищення точності виготовлення та монтажу передачі;

д) захист передачі від великих перевантажень.

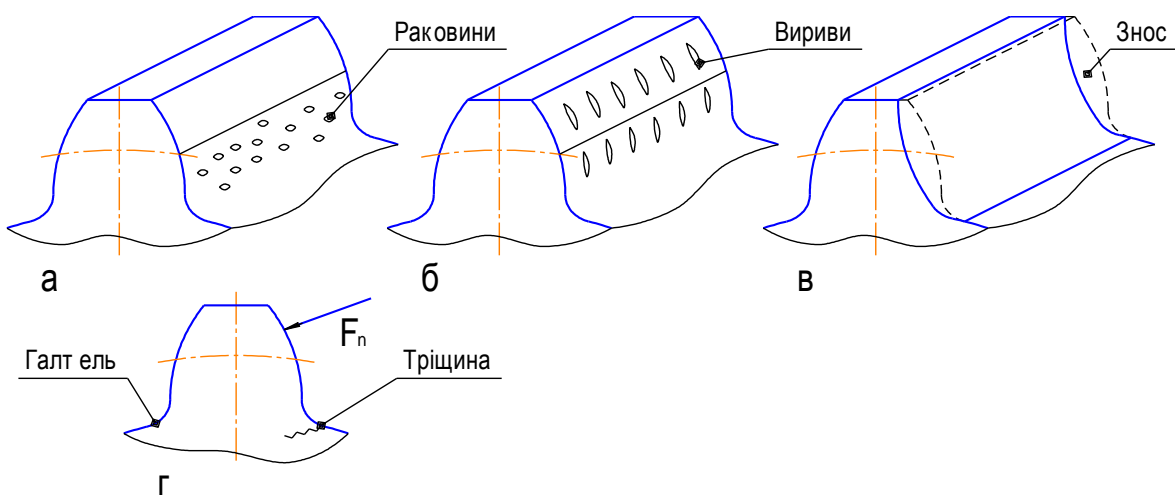


Рисунок 7.6 – Відмови зубчастих передач

7.9 Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну витривалість

Цей розрахунок стандартизований і є основним для закритих зубчастих передач, які добре змащуються і захищені від забруднень, при низькій та середній твердості робочої поверхні зубців.

Мета розрахунку – запобігти утомному викришуванню зубців. Заходами для запобігання викришування активних поверхонь зубців також є підвищення твердості матеріалів коліс термообробкою і підвищення точності виготовлення коліс та монтажу передачі.

Основою для розрахунків на контактну витривалість є **формула Герца**

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot W}{\rho_{зв}}},$$

фізичний зміст якої наступний. Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів цих деталей (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни $\rho_{зв}$).

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців, які за характером є змінними.

Умова контактної витривалості зубців зубчастої передачі

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

де $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

Контактні напруження σ_H залежать від навантаження на передачу таким чином

$$\sigma_H \sim \sqrt{T_2}.$$

Тобто контактні напруження σ_H пропорційні корню квадратному від моменту обертання на колесі T_2 .

В практиці розрахунків закритих зубчастих передач виконуються два види розрахунків: **проектний і перевірний**.

Метою проектного розрахунку є визначення геометричних параметрів передачі за заданим навантаженням і обґрунтовано прийнятими допустимими напруженнями. Проектний розрахунок закритої зубчастої передачі звичайно починають із визначення міжосьової відстані або ділильного діаметра шестерні з умови контактної витривалості зубців.

Метою перевірного розрахунку є перевірка запроєктованої передачі на контактну та згинну витривалість і на статичну міцність при перенавантаженнях.

7.10 Розрахунок зубців коліс на згинну витривалість

Цей розрахунок є перевірним для закритих зубчастих передач і основним для відкритих зубчастих передач. Інколи для закритих передач із загартованими до високої твердості колесами такий розрахунок є основним.

Мета розрахунку – запобігти утомній поломці зубців.

Зуб можна розглядати як консольну балку, до якої прикладено силу F_n (рис. 7.6 г). При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшої поломки зубця. За характером дії ці напруження, як і контактні, будуть змінними (формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках).

Умова згинної міцності зубців зубчастої передачі

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

де $[\sigma_F]$ – допустимі напруження згину.

Напруження згину σ_F залежать від навантаження на передачу таким чином

$$\sigma_F \sim T_2.$$

Тобто напруження згину σ_F прямо пропорційні моменту обертання на колесі T_2 .

7.11 Матеріали та хіміко-термічна обробка зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс використовують сталі, чавуни, пластмаси та інші матеріали.

Основний матеріал – термічно або хіміко-термічно оброблювані сталі. Для виготовлення коліс найбільше застосування мають вуглецеві якісні сталі 40, 45, 50; сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г; леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін. Термічну (ТО) та хіміко-термічну (ХТО) обробку виконують для забезпечення високої поверхневої твердості зубців, від якої залежать їх контактна міцність, зносостійкість і протизадирні властивості (при збереженні в'язкої серцевини). При ТО та ХТО, як правило, забезпечують твердість шестерні дещо вище, ніж твердість колеса, що дає змогу при однакових матеріалах зменшити небезпеку заїдання і вирівняти ресурс зубців шестерні та колеса.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи:

- 1 – із твердістю ≤ 350 НВ, яку отримують після нормалізації або поліпшення;
- 2 – із твердістю > 350 НВ, яку отримують після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування та ін.

Важливо знати, що зубчасті колеса цих груп різні за марками сталі, технологією обробки та зміцненням, за здатністю припрацювання і найголовніше – за навантажувальною здатністю.

Зубчасті колеса 1-ї групи використовують в умовах дрібносерійного та одиничного виробництва за відсутності жорстких вимог до габаритів передачі при малих або середніх навантаженнях. Поліпшення коліс 1-ї групи виконується до нарізання зубців, що забезпечує їх високу точність без обробних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються і не піддаються крихкому руйнуванню при ударних навантаженнях. Сталі 1-ї групи можуть бути використані для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс, термообробка яких утруднена.

Зубчасті колеса 2-ї групи використовують у масовому та великосерійному виробництві для високонавантажених передач відносно невеликих розмірів. Порівняно з колесами 1-ї групи колеса 2-ї групи мають значно більші допустимі контактні напруження і навантажувальну здатність, підвищені зносостійкість і стійкість до заїдання. ТО або ХТО виконують після нарізання зубців, тому що окремі види обробки (об'ємне закалювання, цементация) спричинюють жолоблення зубців. Для виправлення форми зубців колеса піддають додатковим операціям: шліфуванню, притирці, обкатуванню.

Чавунні колеса використовують у тихохідних, великогабаритних і відкритих передачах. Основні недоліки чавуну – знижена міцність на згин і слабка стійкість до ударного навантаження. Переваги чавуну – хороше протистояння утомному викришуванню в умовах мізерного мастила, недорогий, має гарні ливарні властивості та добре оброблюється. Для виготовлення зубчастих коліс у більшості випадків застосовують сірі чавуни марок СЧ 18 – СЧ 35.

Пластмасові зубчасті колеса (частіше з текстоліту та капрону) використовують у слабонавантажених передачах для забезпечення безшумності, хімічної стійкості, самозмащуваності або у парі з металевими. Передачі з пластмасовими колесами менш чутливі до неточностей виготовлення та монтажу, добре припрацьовуються, але поступаються металевим колесам за несучою здатністю та довговічністю.

7.12 Визначення допустимих напружень

У процесі розрахунків на опір утоми поверхонь зубців (контактну витривалість) допустимі контактні напруження визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} \cdot K_{HL} / S_H ,$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості матеріалу зубців, яку визначають за певною методикою (пояснення – в підручниках);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який ураховує термін служби і режим навантаження передачі (також визначають за наведеними в підручниках рекомендаціями);

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1 - 1,2$.

У розрахунках на опір втоми зубців (згинну витривалість) допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} / S_F ,$$

де σ_{F0} – межа згинної витривалості матеріалу зубців (визначають експериментально на зубчастих колесах), яку вибирають за рекомендаціями;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності на згин;

K_{FC} – коефіцієнт впливу навантаження;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,55 - 1,75$.

7.13 Контактна та згинна міцність зубців при короткочасних перевантаженнях

Короткочасне перевантаження може призвести до відмов зубчастих передач, тобто до втрати контактної або згинної міцності зубців. Тому розрахунками перевіряють статичну міцність зубців при перевантаженнях:

- умова контактної міцності

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max}}} \leq [\sigma_H]_{max} ;$$

- умова згинної міцності

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot T_{пик} / T_{max} \leq [\sigma_F]_{max} ,$$

де σ_{Hmax} , σ_{Fmax} – максимальні контактне та згинне напруження при перевантаженні піковим моментом $T_{пик}$;

σ_H , σ_F – розрахункові напруження від робочого моменту T_{max} ;

$[\sigma_H]_{max}$, $[\sigma_F]_{max}$ – граничні статичні напруження, що добирають за рекомендаціями.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Способи модифікації профілів зубчастого зачеплення.
- 2 Точність зубчастих передач.
- 3 Розрахунки зубчастих передач на зносостійкість і заїдання.
- 4 Розрахунки зубчастих циліндричних передач на контактну та згинну витривалість.
- 5 Конструкції зубчастих циліндричних коліс і редукторів.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги і недоліки зубчастих передач порівняно з черв'ячними передачами.
- 2 Переваги та недоліки зубчастих передач порівняно з пасовими та ланцюговими передачами.
- 3 Геометрія, переваги та недоліки евольвентного зачеплення.
- 4 Що таке модуль зубчастої передачі? З якою метою стандартизують модуль? Який із модулів є стандартним?
- 5 Чому обмежують кут нахилу зубців косозубих і шевронних коліс?
- 6 Основні способи виготовлення зубчастих коліс. Інструменти для нарізання зубців.
- 7 Зобразіть сили, які діють у прямо- та косозубому зачепленнях циліндричних коліс. Як і для чого визначають ці сили?
- 8 Як пояснити самовстановлення шевронних коліс?
- 9 Деформації зубців коліс. Контактні та згинні напруження зубців.
- 10 Види відмов закритих та відкритих зубчастих передач.
- 11 Основні критерії працездатного стану та розрахунку зубчастих передач.
- 12 Основні вимоги до матеріалу зубчастих коліс. Які матеріали використовують для виготовлення зубчастих коліс? Способи зміцнення зубців.
- 13 Які фактори впливають на допустимі контактні та згинні напруження у процесі розрахунку на опір втоми?
- 14 Чому механічні характеристики матеріалу шестерні повинні бути вищими, ніж у колеса?
- 15 Переваги косозубої передачі порівняно з прямозубою.
- 16 У проектувальних розрахунках який параметр зубчастої передачі визначають з умови контактної витривалості, а який – з умови згинної витривалості зубців?
- 17 Шляхи зменшення габаритів закритої зубчастої передачі.
- 18 Як забезпечити однакову навантажувальну здатність зубчастої передачі за контактною та згинною міцністю?
- 19 Від яких параметрів залежить коефіцієнт форми зубців?
- 20 Конструкції зубчастих коліс.
- 21 У чому полягає різниця технології виготовлення зубчастих коліс при твердості $HV \leq 350$ і при твердості $HV > 350$?
- 22 Що враховує коефіцієнт довговічності? Що таке базове число циклів і яке значення їх береться для сталевих зубчастих коліс при розрахунках на контактну і згинну витривалість?
- 23 Поясніть фізичну суть коефіцієнта концентрації навантаження по ширині зубчастого вінця. Від чого залежить його величина?
- 24 Як при конструюванні коліс рекомендують вибирати розміри зубчастого вінця, диска, маточини?
- 25 З якою метою і як виконують перевірні розрахунки на дію максимального навантаження (перевантаження)?
- 26 Перелічіть ступені точності зубчастих передач і поясніть їх вплив на якість зачеплення.

Лекція 8

КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

- 8.1 Призначення конічних зубчастих передач.
- 8.2 Особливості геометрії та кінематики конічних передач.
- 8.3 Особливості силових параметрів конічних передач.
- 8.4 Особливості розрахунків конічних передач на міцність.
- 8.5 Особливості розрахунків відкритих зубчастих передач на міцність.

8.1 Призначення конічних зубчастих передач

Конічні передачі призначені для передачі обертального руху в тих випадках, коли осі валів перетинаються, що пов'язано з компонованням привода машин. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найширше розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом 90° (рис. 8.1). Такі передачі називають ортогональними.

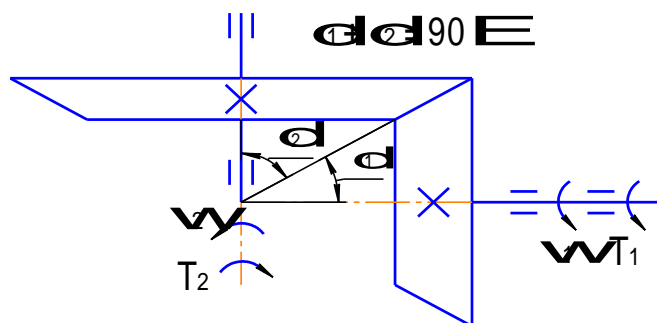


Рисунок 8.1 – Схема конічної зубчастої передачі

Конічна зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів. Зубці на бічних поверхнях конусів мають евольвентний профіль і відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів. На схемі (рис. 8.1) δ_1 , δ_2 – кути при вершинах ділительних конусів шестерні та колеса відповідно.

Під час обертання зубчастих коліс початкові конуси з кутами при вершинах δ_1 і δ_2 перекочуються один по другому без ковзання.

Колеса конічних передач виготовляють з прямими, косими і коловими зубцями (рис. 8.2).

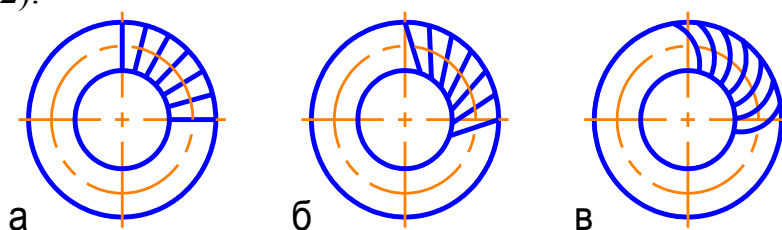


Рисунок 8.2 – Види конічних коліс:

а) прямозубі; б) косозубі (тангенціальні); в) з коловими зубцями

Прямий зуб нарізають в радіальному напрямі вздовж твірної конуса. Прямозубі колеса застосовують при колових швидкостях до 3 м/с та умови шліфування зубців 6–го або 7–го ступенів точності. При більш високих швидкостях (до 15 м/с) доцільно застосовувати конічні колеса із тангенціальними або круговими зубцями (рис. 8.2 б, в), які забезпечують більш плавне зачеплення, більшу несучу здатність і, крім цього, вони більш технологічні.

У сучасному машинобудуванні (автотракторна промисловість, верстати, авіація, швидкохідні прилади та ін.) переважне застосування мають конічні передачі з коловими зубцями. Вони допускають колову швидкість до 30 м/с, мають підвищену навантажувальну здатність. У таких передачах використовують колеса з поверхневим хіміко-термічним зміцненням зубців.

Конічні зубчасті колеса з криволінійними зубцями також використовують в гіпоїдних передачах. На відміну від конічних зубчастих передач, де осі валів перетинаються, в гіпоїдних передачах осі валів мимобіжні, тобто проходять на деякій відстані одна від одної. Така особливість геометричних осей валів дає можливість передавати обертальний рух від одного ведучого вала (шестерні) кільком веденим. Ця особливість передач із мимобіжними осями валів знайшла використання в автомобільному, тракторному та текстильному машинобудуванні, їх використовують і у тролейбусах. Наприклад, розміщення карданного вала нижче осі ведучих задніх колес автомобіля дозволяє знизити центр важкості автомобіля і таким чином підвищити стійкість машини на дорозі.

Головні **недоліки** конічних зубчастих передач:

1) конічні передачі складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі, оскільки, крім допусків на розміри зубців, необхідно витримувати допуски на кути δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів осьовим регулюванням зубчастих коліс;

2) перетин осей валів ускладнює розміщення опор, тому одне з конічних коліс, як правило, шестірня (рис. 8.1), розміщується консольно, що зумовлює концентрацію навантаження за довжиною зубця і зниження несучої здатності (експериментально встановлено, що допустиме навантаження конічної передачі становить близько 85% еквівалентної циліндричної).

ККД конічної передачі становить 0,95 – 0,96, що трохи нижче ККД циліндричної передачі.

8.2 Особливості геометрії та кінематики конічних передач

Основні геометричні параметри вінця конічного зубчастого колеса відображені на рис. 8.3, де:

δ_i – кут ділильного (початкового) конуса, i – індекси для шестерні ($i = 1$) та колеса ($i = 2$);

$OA = R_e$ – зовнішня конусна відстань, твірна ділильного конуса;

$OB = R_m$ – середня конусна відстань;

$AC = b$ – ширина вінця;

O_1A, O_mB, O_2C – твірні додаткових конусів, перпендикулярні до OA ;

$d_{ei} = m_e z_i$ – діаметр зовнішньої ділильної окружності – лінії перетину ділильного конуса із зовнішнім додатковим конусом;

$d_{mi} = m_m z_i$ – діаметр середньої ділильної окружності;

m_e – зовнішній коловий модуль (модуль у торцевому перерізі зубця);

m_m – середній коловий модуль (модуль у середньому перерізі зубця);

z_i – число зубців i -го колеса.

Розміри, які належать до зовнішнього торцевого перерізу, позначають індексом e (d_e, m_e), а розміри в середньому нормальному перерізі зубця - індексом m (d_m, m_m).

Якщо число зубців конічної шестерні z_1 а колеса z_2 , то кути при вершинах ділильних конусів визначають за формулами:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = z_2 / z_1 = 90^\circ - \delta_1.$$

Модуль зубців конічних зубчастих коліс не є постійним у різних нормальних перерізах зубців. Тому вибір стандартного модуля тут втрачає зміст. Однак часто з метою полегшення контролю конічних зубчастих коліс за стандартний беруть модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубців m_e .

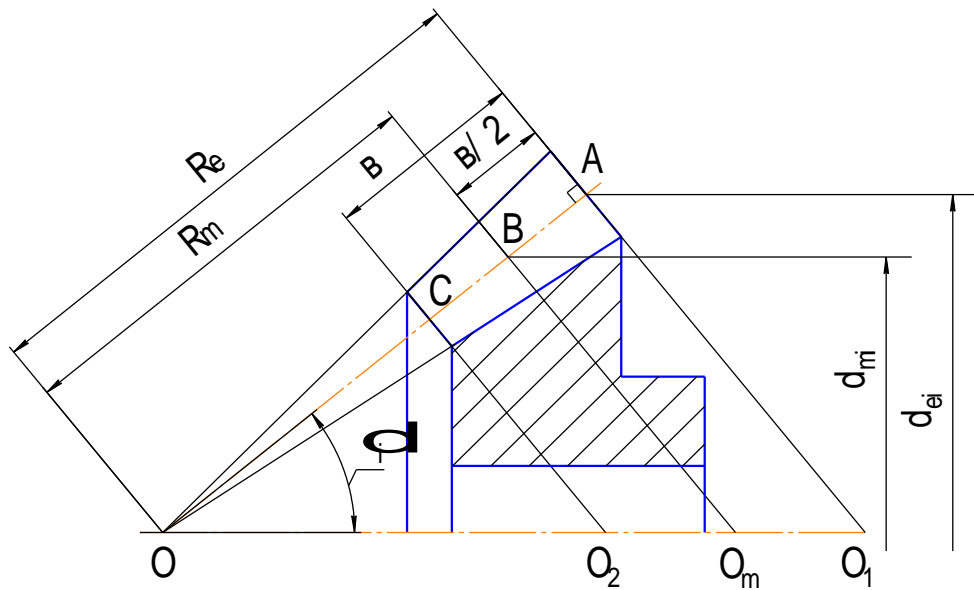


Рисунок 8.3 – Геометрія конічного колеса

Розміри вінців конічних шестерні та колеса:

- зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2,$$

- зовнішні діаметри западин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 m_e \cos \delta_2;$$

- зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

- коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$\psi_{bRe} = b / R_e = 0,25 - 0,30, \quad (\text{рекомендують } 0,285);$$

- ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_{bRe} R_e, \quad \text{але за умови, що } b \leq 10 m_e;$$

- середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5 b;$$

- середній модуль зубців

$$m_m = m_e R_m / R_e.$$

Передаточне число конічної передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = d_{m2} / d_{m1} = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \text{tg } \delta_2 = \text{ctg } \delta_1 = z_2 / z_1 .$$

8.3 Особливості силових параметрів конічних передач

За аналогією з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінюють зосередженою силою, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі. Сили тертя між зубцями тут також не враховують.

Схема сил, які діють у прямозубому конічному зачепленні, зображена на рис. 8.4.

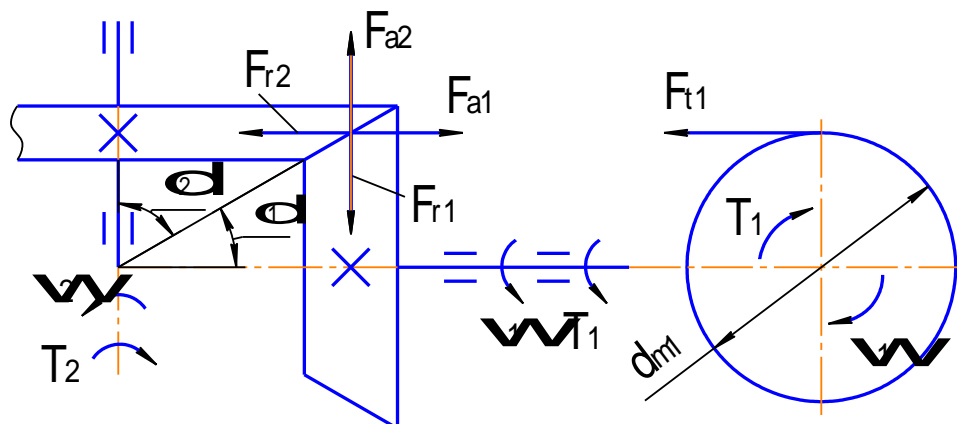


Рисунок 8.4 – Сили і моменти в конічному зачепленні

Колова сила $F_{t1} = 2 T_1 / d_{m1} .$

Радіальна сила $F_{r1} = F_{t1} \text{tg} \alpha \cos \delta_1 ,$ де кут зачеплення $\alpha = 20^\circ .$

Осьова сила $F_{a1} = F_{t1} \text{tg} \alpha \sin \delta_1 .$

Неважко побачити, що $|F_{t2}| = |F_{t1}|; |F_{r2}| = |F_{a1}|; |F_{a2}| = |F_{r1}|.$

8.4 Особливості розрахунків конічних передач на міцність

Для конічних зубчастих передач характерні ті ж види пошкоджень, що і для циліндричних. Тому для них застосовуються ті ж критерії працездатності, умови контактної та згинної міцності ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$), матеріали та зміцнювання зубчастих коліс, допустимі напруження і розрахункове навантаження.

Контактні напруження σ_H залежать від навантаження на конічну зубчасту передачу таким чином

$$\sigma_H \sim \sqrt{T_2} .$$

Тобто контактні напруження σ_H пропорційні корню квадратному від моменту обертання на колесі T_2 .

Напруження згину σ_F залежать від навантаження на конічну зубчасту передачу таким чином

$$\sigma_F \sim T_2 .$$

Тобто напруження згину σ_F прямо пропорційні моменту обертання на колесі T_2 .

Розрахунки конічних передач базуються на допущенні, що їх несуча здатність така сама, як і еквівалентних циліндричних коліс із тією ж довжиною зубця і профілем, що відповідає середньому перерізу конічного колеса. Таке припущення дозволяє розрахунок на міцність передач із конічними колесами замінити розрахунком передач із еквівалентними циліндричними колесами, що мають такі параметри:

- дільний діаметр $d_v = d_m / \cos \delta$;
- модуль $m_v = m_m$;
- довжина зуба $b_v = b$;
- число зубців $z_v = z / \cos \delta$.

Зусилля, що діють в конічній передачі, дорівнюють зусиллям в зачепленні еквівалентних циліндричних коліс. На рис. 8.5 показана схема побудови еквівалентних циліндричних коліс для заданої конічної передачі.

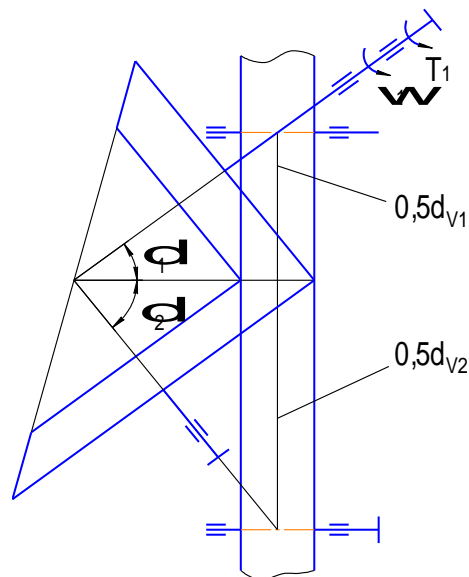


Рисунок 8.5 – Циліндрична передача еквівалентна заданій конічній

У проектному розрахунку конічної зубчастої передачі основний розмірний параметр визначають також із умови стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування. Основним розмірним параметром конічної передачі, що визначає її габаритні розміри, беруть зовнішній ділительний діаметр колеса d_{e2} .

8.5 Особливості розрахунків відкритих зубчастих передач на міцність

Особливістю експлуатації відкритих передач є те, що в них відсутній корпус і працюють вони без змащування або періодично змащуються пластичними мастилами.

У відкритих зубчастих передачах використовують прямозубі циліндричні або конічні колеса. Такі передачі встановлюють на тихохідних валах приводів, де колова швидкість не перевищує 1,5 м/с (лебідки, конвеєри, елеватори, змішувачі та ін.). Зубці відкритих передач припрацьовуються при довірливих твердостях їхніх робочих поверхонь. Здебільшого колеса виготовляють із нормалізованих або поліпшених сталей.

Характерним видом пошкодження цих передач є зношення зубців, яке особливо прогресує в запиленому і абразивному середовищі. Зношення зубців супроводжується зміною їх товщини, що призводить до втрати згинальної витривалості, тому для відкритих зубчастих передач визначальним критерієм є витривалість зубців на згин. Ці передачі не розраховують на контактну міцність, тому що абразивний знос зубців відбувається швидше, ніж викришування поверхні від дії змінних контактних напружень. Спрацювання зубців у відкритих передачах допускається до 25 % початкової їхньої товщини по ділительному колу. Міцність зубців на згин при цьому зменшується приблизно у 2 рази.

При проектуванні відкритих передач, ураховуючи зменшення товщини зубця від зношення, слід брати модуль дещо більшим (у 1,5 – 2 рази), ніж у закритих передачах однакової потужності.

Оскільки у відкритих передачах зубчасті колеса частіше розміщуються консольно, то їх відносну ширину $\psi_{ba} = b/a$ треба приймати не більшою 0,15, а твердість коліс не більшою HB 350. Ступінь точності відкритих передач – 10 або 11.

Проектний розрахунок таких передач починають із визначення модуля за умови згинної витривалості зубців. Перевірний розрахунок проводять на витривалість при згині та статичну міцність на згин при перевантаженнях зубців. Перевірний розрахунок на контактну витривалість може мати місце, але носить умовний характер, бо в процесі зношення випуклі контактуючі евольвентні профілі зубців, припрацьовуючись, міняють кривину, що призводить до зменшення фактичного контактного напруження і одночасно до збільшення витрат енергії в зачепленні.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Розрахунки зубчастих конічних передач на втомну контактну та згинну міцність.
- 2 Конструкції зубчастих конічних коліс і редукторів.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги і недоліки зубчастих конічних передач.
- 2 Умовне позначення конічних передач в кінематичних схемах.
- 3 Геометричні, кінематичні, енергетичні, силові параметри, що характеризують конічну передачу.
- 4 Особливості проектування відкритих конічних передач.
- 5 Основні критерії працездатного стану та розрахунку конічних передач.
- 6 Схема сил, що діють у зачепленні конічної передачі. Як і для чого ці сили визначають?

Лекція 9

ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

- 9.1 Призначення черв'ячних передач.
- 9.2 Класифікація черв'ячних передач.
- 9.3 Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей.
- 9.4 Особливості кінематики черв'ячних передач.
- 9.5 Сили у черв'ячному зачепленні.
- 9.6 Матеріали черв'яків і черв'ячних коліс.
- 9.7 Переваги та недоліки черв'ячних передач.
- 9.8 Розрахунки черв'ячних передач.
- 9.9 Передачі гвинт-гайка.

9.1 Призначення черв'ячних передач

Черв'ячна передача належить до передач зачепленням і призначена для передавання обертального руху між валами з осями, що перехрещуються (рис. 9.1). Існують також циліндричні (гвинтові) та конічні (гіпоїдні) зубчасті передачі з валами, що мимобіжні в просторі і утворюють прямий кут.

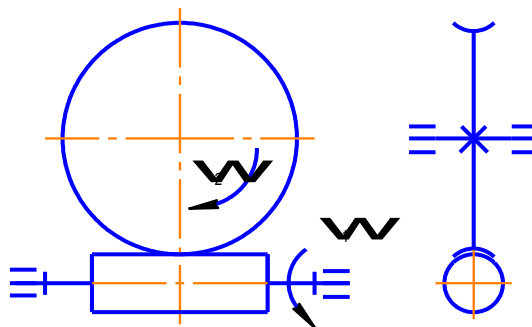


Рисунок 9.1 – Схема черв'ячної передачі

Основні елементи черв'ячної передачі – **черв'як**, що має форму гвинта, і **черв'ячне колесо** із зубцями особливої (дугової в осьовому перерізі) форми. Це забезпечує облягання тіла черв'яка на певній дузі обхвату і збільшення довжини контактних ліній. Черв'ячне колеса нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми. Черв'ячна передача належить до зубчато-гвинтових, тому що їй притаманні властивості зубчатої та гвинтової передач.

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого вала, хоча є передачі з ведучим колесом (наприклад, мультиплікаторні приводи швидкохідних центрифуг).

Черв'ячні передачі порівняно із зубчастими складніші та дорожчі. Їх використовують при великих передаточних числах 8 – 100 (у спеціальних випадках – до 1000).

Відносно низький ККД (0,7 – 0,9) і схильність черв'ячних передач до заїдання і підвищеного зношування обмежують їх використання областю низьких і середніх потужностей (до 50 кВт).

Мале значення ККД черв'ячних передач не дозволяє використовувати їх для передавання великих навантажень, оскільки суттєві втрати потужності за рахунок тертя у зачепленні призводять до значного нагрівання механізму. Тому черв'ячні передачі краще застосовувати у приводах періодичної дії.

9.2 Класифікація черв'ячних передач

Черв'ячні передачі розрізняють за такими ознаками:

1 – за формою початкового тіла черв'яка:

а) циліндричні (рис. 9.2 а);

б) глобоїдні (рис. 9.2 б);

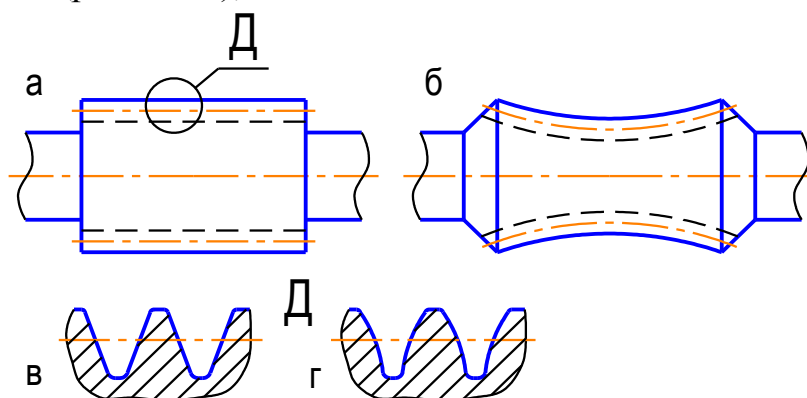


Рисунок 9.2 – Форми черв'яків і профілі витків черв'яка

2 – за формою профілю витків черв'яка в осьовому перерізі:

а) з прямолінійним профілем – **архімедів черв'як**, позначається ZA (рис. 9.2 в);

б) з криволінійним профілем – **евольвентний черв'як**, позначається ZI (рис. 9.2 г);

3 – за розміщенням черв'яка відносно колеса – із нижнім, верхнім і боковим розміщенням;

4 – за конструктивним оформленням корпусу – відкриті та закриті.

На практиці найбільшого поширення набули циліндричні черв'яки з прямолінійним профілем в осьовому перерізі. У торцевому перерізі їх витки обкреслені архімедовою спіраллю (звідси назва – **архімедів черв'як**). Архімедів черв'як подібний до гвинта, тому його можна нарізати на звичайних токарних верстатах, але більш продуктивний спосіб виготовлення черв'яка – нарізання модульною фрезою на різьбофрезерному верстаті.

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами, які є аналогами черв'яка.

Евольвентні черв'яки легко шліфуються, тому їх використовують при необхідності одержання високої твердості (більше 45 HRC) і малої шорсткості робочих поверхонь витків.

Передачі з **глобоїдними черв'яками** мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину ліній контакту (черв'як охоплює колесо за дугою). Однак значно складніше виготовлення глобоїдних черв'яків і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання.

9.3 Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей

Основні геометричні параметри черв'яка, колеса та передачі показані на рис. 9.3, де позначено:

- 1 – черв'як;
- 2 – колесо;
- а – вінець колеса;
- б – центр колеса.

Параметри черв'яка:

- р – осьовий крок;
- α – кут профілю ($\alpha = 20^\circ$);
- b_1 – довжина нарізної частини.

Параметри колеса:

- d_{am2} – найбільший діаметр;
- b_2 – ширина вінця.

Параметри передачі:

- а – міжосьова відстань;
 - 2δ – умовний кут обхвату ($2\delta \approx 100^\circ$).
- Інші параметри на рис. 9.3 аналогічні до параметрів зубчастих передач.

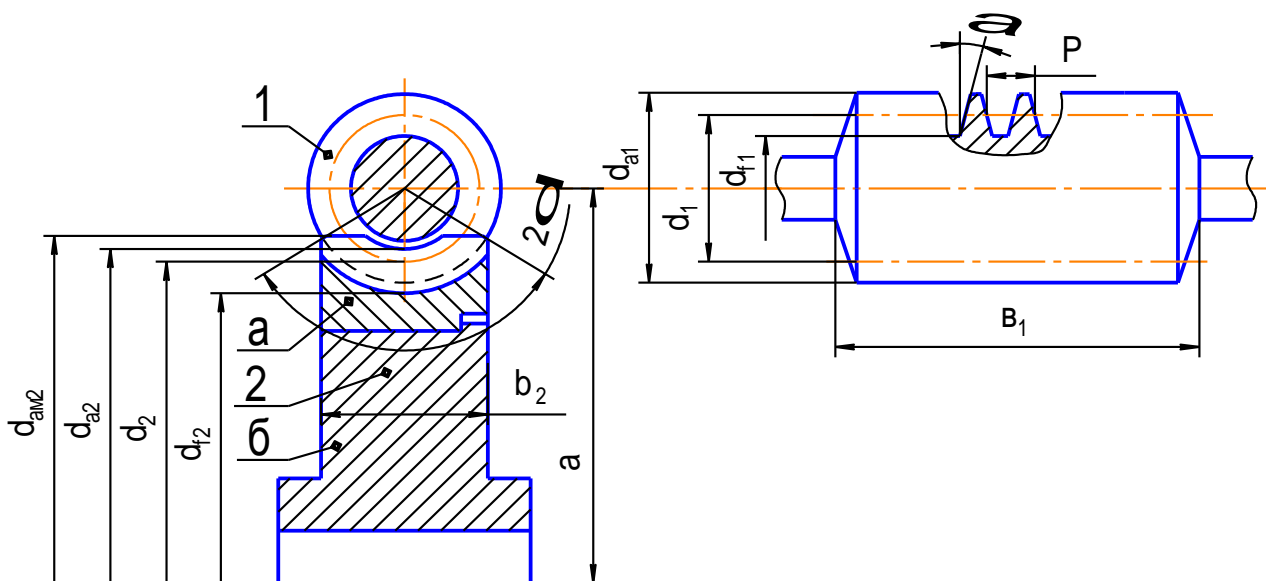


Рисунок 9.3 – Основні геометричні параметри деталей черв'ячної передачі

Геометричні параметри черв'яка

Ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = m \cdot q ,$$

де m – модуль передачі (мм), $m = P/\pi$ (для черв'яка $m = m_x$, для колеса $m = m_t$; m_x , m_t – модуль відповідно осьовий і торцевий), стандартні значення модулів m (мм) вибирають із стандартного ряду;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, який добирають за стандартом ($q = 8 - 20$) і завдяки якому зменшують номенклатуру черв'ячних фрез.

Число заходів (витків) черв'яка за стандартом $z_1 = 1; 2; 4$.

Відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається ходом гвинтової лінії витка P_z , якщо $z_1 = 1$, то $P_z = P$, а в інших випадках $P_z = z_1 \cdot P$.

Діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m ;$$

діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m .$$

Довжина нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2,$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 4.$$

Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, значення b_1 треба збільшити на 25 мм при $m < 10$ мм і на (35 – 40) мм при $m = (10 - 16)$ мм.

Кут підйому витків черв'яка γ на ділильному циліндрі

$$\gamma = \arctg (z_1 / q) .$$

Геометричні параметри черв'ячного колеса

Для черв'ячного колеса розміри вінця і зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців черв'ячного колеса рівний модулю витків в осьовому перерізі черв'яка, а кут нахилу зубців черв'ячного колеса дорівнює ділильному куту підйому у витків черв'яка.

Число зубців колеса z_2 :

оптимально $z_2 = 32 - 63$;

мінімальне значення $z_{2\min} = 26 - 28$; якщо черв'як евольвентний, то $z_{2\min} = 17$.

Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 .$$

Діаметр вершин зубців колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m ;$$

діаметр западин зубців колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m .$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} = d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2) .$$

Ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2,$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 4.$$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a = 0,5 \cdot (d_2 + d_1) = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 + z_1) .$$

Формули для розрахунку інших геометричних параметрів черв'яка та колеса наведені у підручниках.

Передаточне число черв'ячної передачі

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 .$$

Відповідні між собою передаточні числа, числа заходів черв'яка та середні ККД черв'ячної передачі наведені в табл. 9.1.

Таблиця 9.1 – Співвідношення передаточних чисел, чисел заходів черв'яка та середніх ККД черв'ячної передачі

u	>30	$16 - 30$	$8 - 15$
z_1	1	2	4
η	$0,7$	$0,85$	$0,9$

9.4 Особливості кінематики черв'ячних передач

Робота черв'ячної передачі базується на ковзанні зубців колеса вздовж витків черв'яка. Металевий контакт і відносне ковзання елементів черв'ячної пари зумовлюють:

- 1) великі сили тертя, знижений ККД і відповідно підвищене нагрівання черв'ячної передачі;
- 2) спрацювання зубців колеса та схильність передачі до заїдання.

Обертання черв'яка і черв'ячного колеса відбувається у двох взаємно перпендикулярних площинах. Тому швидкості точок контакту витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса неоднакові за модулем та напрямом (рис. 9.4).

Колова швидкість точки контакту витка черв'яка

$$V_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 ,$$

колова швидкість точки контакту зубця колеса

$$V_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 .$$

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса V_s напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка, є відносною швидкістю і може бути визначена за формулами:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2};$$

$$V_s = V_1 / \cos\gamma.$$

Співвідношення швидкостей

$$V_2 / V_1 = \operatorname{tg}\gamma.$$

Особливості кінематики черв'ячних передач відображені на рис. 9.4.

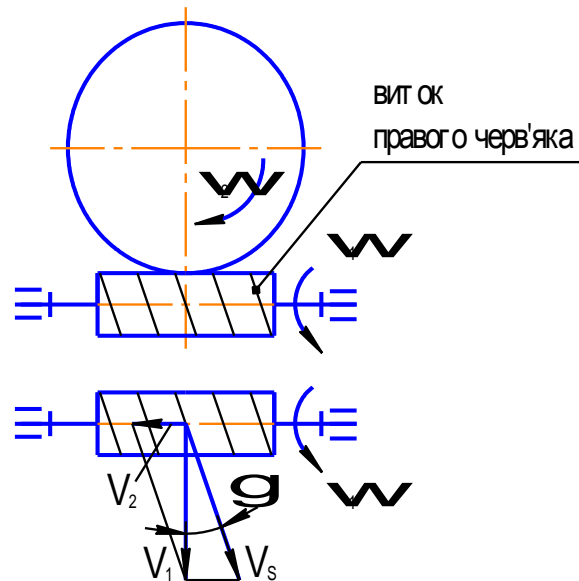


Рисунок 9.4 – Кінематичні параметри черв'ячної передачі

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання V_s . У ГОСТ 3675–81 для черв'ячних передач встановлено 12 ступенів точності (за аналогією з евольвентними зубчастими передачами). Ступені 3, 4, 5 і 6 рекомендують для передач високої кінематичної точності, а ступені 6, 7, 8 і 9 – для силових черв'ячних передач. Вимоги стандарту до точності черв'ячних передач такі самі, як і для зубчастих.

Велику увагу слід надавати нормам точності черв'ячних передач при складанні. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. Для цього передбачають можливість регулювання положення колеса щодо черв'яка. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка.

9.5 Сили у черв'ячному зачепленні

У навантаженій черв'ячній передачі сили взаємодії між витками черв'яка та зубцями колеса розподіляються вздовж лінії їхнього контакту. Кожну з цих двох розподілених сил замінюють трьома взаємно перпендикулярними зосередженими силами, які діють на витки черв'яка та зубці колеса в осьових і нормальних до осі перерізах. При цьому сили тертя у зачепленні не враховують.

На рис. 9.5 черв'як (1) і черв'ячне колесо (2) умовно розсунуті, щоб показати окремо сили, які діють на черв'як і колесо.

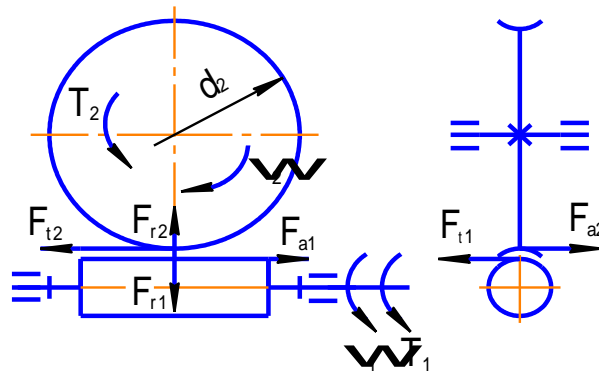


Рисунок 9.5 – Сили у черв'ячному зачепленні

Згідно з третім законом механіки $|F_{a1}| = |F_{t2}|$; $|F_{a2}| = |F_{t1}|$; $|F_{r1}| = |F_{r2}|$.

Для черв'яка колова сила $F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$.

Для колеса колова сила $F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$.

Радіальна сила $F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

У черв'ячному зачепленні осьові сили, насамперед F_{a1} , істотно перевищують осьові сили в циліндричних косозубих передачах. Під дією сил зубці колеса та витки черв'яка зазнають згинної та місцевої контактної деформації, а вал-черв'як – деформації згину та кручення.

9.6 Матеріали черв'яків і черв'ячних коліс

Через високі швидкості ковзання та несприятливі умови мащення матеріали черв'ячної пари повинні мати антифрикційні властивості, зносостійкість і знижену схильність до заїдання.

Зношування зубців обмежує строк служби більшості черв'ячних передач. Інтенсивність зносу залежить від змащування, неточності монтажу передачі, шорсткості та твердості витків черв'яка, а також від частоти пусків передачі, що впливає на умови її змащування.

Тому **черв'яки** виготовляють як одне ціле з валом із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2 та ін.) або легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.) із подальшим шліфуванням, поліруванням або хромуванням, а також із цементованих (18ХГТ, 20Х, 15ХФ та ін.) і азотованих сталей.

Черв'ячні колеса виготовляють, як правило, складеними: вінець – із бронзи, латуні або чавуну; центр – із сталі або чавуну. Вінець з'єднують з центром посадкою з натягом і закріплюють додатково гвинтами або болтами.

Матеріал черв'ячного колеса вибирають в залежності від швидкості ковзання. При швидкості ковзання $V_s > 5$ м/с і під час тривалої роботи використовують **олов'яні бронзи** (БрО10НіФ1, БрО10Ф1 та ін.), яким притаманні підвищені антифрикційні властивості, але вони дорогі та дефіцитні.

При $2 \leq V_s \leq 5$ м/с рекомендують **безолов'яні бронзи** (БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін.), які мають підвищені механічні характеристики, але знижені протизадирні властивості. При таких швидкостях ковзання використовують також **латуні**.

Чавуни (СЧ15, СЧ18) використовують при $V_s < 2$ м/с (колесо в цьому разі суцільне).

9.7 Переваги та недоліки черв'ячних передач

Переваги:

- 1) плавність руху;
- 2) безшумність роботи;
- 3) компактність.
- 4) можливість отримання великих передаточних чисел в одній парі;
- 5) підвищена кінематична точність;

6) можливість самогальмування, коли неможлива передача обертального руху від черв'ячного колеса до черв'яка, (**умова самогальмування** $\gamma < \varphi$, де φ – кут тертя).

Недоліки:

- 1) низький ККД;
- 2) великі осьові сили F_a ;
- 3) потреба в дорогому антифрикційному матеріалі;
- 4) підвищені вимоги до жорсткості черв'яка і підшипників, а також точності монтажу;
- 5) істотне нагрівання передачі.

9.8 Розрахунки черв'ячних передач

Можливі види відмов черв'ячних передач – поверхневі руйнування (утомне викришування), заїдання та спрацювання. На відміну від зубчастих у черв'ячних передачах частіше спостерігаються спрацювання зубців колеса і заїдання, а не викришування поверхонь. Злам зубців спостерігається в основному після спрацювання. Зубці коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах.

Основним для закритих черв'ячних передач є розрахунок зубців колеса за контактними напруженнями, мета якого – забезпечити зносостійкість і стійкість до заїдання. Розрахунок зубців на згин має перевірний характер. Витки черв'яків за формою і матеріалом значно міцніші від зубців колеса.

Умова контактної міцності зубців

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

де σ_H – розрахункові контактні напруження;
[σ_H] – допустимі контактні напруження.

Контактні напруження σ_H залежать від навантаження на черв'ячну передачу таким чином

$$\sigma_H \sim \sqrt{T_2}.$$

Тобто контактні напруження σ_H пропорційні корню квадратному від моменту обертання на колесі T_2 .

В практиці розрахунків закритих черв'ячних передач виконують два види розрахунків: **проектний і перевірний**.

Метою **проектного розрахунку** є визначення геометричних параметрів передачі за заданим навантаженням і обґрунтовано прийнятими допустимими напруженнями. Проектний розрахунок закритої черв'ячної передачі починають із визначення міжосьової відстані як основного параметра, що визначає габаритні розміри передачі. Міжосьову відстань розраховують із умови стійкості активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання.

Метою **перевірного розрахунку** є перевірка запроектованої передачі на контактну та згинну витривалість і статичну міцність при перенавантаженнях.

Умова згинної міцності зубців

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

де σ_F – розрахункові напруження згину.
[σ_F] – допустимі напруження згину.

Напруження згину σ_F залежать від навантаження на черв'ячну передачу таким чином

$$\sigma_F \sim T_2$$

Тобто напруження згину σ_F прямо пропорційні моменту обертання на колесі T_2 .

Перевірку міцності зубців на згин при перенавантаженнях виконують аналогічно зубчастим передачам.

Розміри відкритих черв'ячних передач визначають з розрахунку на згинну витривалість зубців (за модулем).

Оскільки у черв'ячній передачі втрати потужності через ковзання витків черв'яка вздовж зубців колеса значні, одним із критеріїв працездатності передачі є **теплостійкість** її елементів. Тому потрібно виконувати тепловий розрахунок передачі, метою якого є визначення ступеня нагрівання мастила в редукторі. При підвищених температурах мастило втрачає свої мастильні властивості, що може призвести до виходу передачі з ладу.

Тепловим розрахунком перевіряють виконання умови

$$t_M < [t_M],$$

де t_M – розрахункова температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;

$[t_M]$ – допустима температура мастила, що становить 80 – 90°C. Деякі спеціальні марки мастил допускають температуру до 100 – 110°C.

Щоб задовольнити умову $t_M < [t_M]$, інколи збільшують поверхню корпусу редуктора (ребристі форми корпусів), застосовують обдування корпусу вентилятором, монтують в картері редуктора змійовик, через який пропускають воду, тощо.

Потрібний також розрахунок вала-черв'яка на **жорсткість** для визначення максимального прогину черв'яка і кутових поворотів вала в підшипниках. Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами. Дія на черв'як сил, що виникають у зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків із зубцями і на роботу черв'ячної передачі.

Умова достатньої жорсткості черв'яка має вигляд

$$f \leq [f],$$

де f – розрахункова стрілка прогину вала-черв'яка (знаходять за формулою з курсу опору матеріалів) ;

$[f]$ – допустима стрілка прогину для нормальної роботи механізму.

Допустиму стрілку прогину черв'яка визначають залежно від модуля m у межах $[f] = (0,01 - 0,005) \cdot m$. Якщо при розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня, то потрібно збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка q або, за можливістю, зменшити відстань між його опорами.

Крім того, проводять також розрахунок вала-черв'яка на міцність.

9.9 Передачі гвинт-гайка

Передачі гвинт-гайка служать для перетворення обертального руху на поступальний із забезпеченням значного виграшу у силі та високої точності руху. При цьому використовують **передачі ковзання або кочення**.

Основними деталями передачі є гвинт і гайка, причому ведучою ланкою може бути будь-яка із цих деталей. Гайку або гвинт обертають за допомогою маховика, передачі тощо.

Основний недолік таких передач – низький ККД і неможливість використання з цієї причини при великих швидкостях осьових переміщень.

Передачі **гвинт-гайка ковзання** доцільно застосовувати для створення значних сил (домкрати, преси тощо) і в механізмах точних рухів (у верстатах, вимірювальних машинах, установочних і регулювальних механізмах, робототехнічних системах тощо) при малих швидкостях переміщень. У протилежних випадках використовують передачі **гвинт-гайка кочення**.

Основною причиною виходу з ладу передач гвинт-гайка є спрацювання. Тому головний критерій їх працездатності – **зносостійкість**, яка забезпечується вибором антифрикційної пари матеріалів (гвинт – сталь, гайка – бронза або чавун); мащенням тертьових поверхонь; вибором розмірів, при яких відбувається невидавлювання мастильного матеріалу із зазорів.

Довгі гвинти при дії стискувального навантаження перевіряють на стійкість при поздовжньому згині.

Основою для розрахунку передачі гвинт-гайка ковзання є умова міцності на зминання витків різі

$$\sigma_{зм} = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z) \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де $\sigma_{зм}$, $[\sigma_{зм}]$ – розрахункове і допустиме напруження зминання на поверхні різі;

F_a – осьова сила на гвинті;

d_2 , h – середній діаметр і робоча висота профілю різі;

z – робоче число витків.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Розрахунки черв'ячних передач:
 - а) на втомну контактну та згинну міцність зубців;
 - б) на статичну міцність та жорсткість вала-черв'яка;
 - в) температурний розрахунок.
- 2 Конструкції черв'ячних коліс і редукторів.
- 3 Розрахунок передачі гвинт-гайка ковзання.

Питання для самоперевірки

- 1 Коли доцільно використовувати черв'ячну передачу?
 - 2 Особливості геометрії черв'ячної передачі.
 - 3 Що таке модуль черв'ячної передачі? З якою метою стандартизують модуль?
 - 4 Особливості кінематики черв'ячної передачі.
 - 5 Якими способами можна визначити передаточне число черв'ячної передачі?
- Вкажіть область передаточних чисел силової черв'ячної передачі.
- 6 Як і для чого визначають сили у черв'ячному зачепленні?
 - 7 Основні види відмов закритих та відкритих черв'ячних передач.
 - 8 Причини зносу і поломок зубців черв'ячного колеса.
 - 9 Критерії працездатності та розрахунку черв'ячних передач.
 - 10 Матеріали та конструкції черв'яків.
 - 11 Матеріали та конструкції черв'ячних коліс.
 - 12 Особливості добору допустимих напружень для черв'ячної передачі.
 - 13 Переваги та недоліки черв'ячних передач порівняно з зубчастими передачами.
 - 14 Переваги та недоліки черв'ячних передач порівняно з пасовими і ланцюговими передачами.
 - 15 Задача і мета теплового розрахунку черв'ячної передачі.
 - 16 У чому небезпека перегріву черв'ячного редуктора? Які конструктивні заходи дозволяють зменшити температуру нагріву черв'ячного редуктора?
 - 17 Поясніть і запишіть умову самогальмування в черв'ячній передачі. Поясніть корисність самогальмування.
 - 18 Коли доцільно використовувати однозахідні черв'яки, а коли – чотиризахідні?
 - 19 Чому розрахунки на міцність виконують тільки для зубців черв'ячного колеса і не виконують для витків черв'яка?
 - 20 Чим відрізняється глобоїдна черв'ячна передача від черв'ячної передачі з циліндричним черв'яком?
 - 21 Вкажіть на ескізах основні конструктивні елементи черв'ячного колеса і черв'яка.
 - 22 Якими інструментами виготовляють черв'яки і черв'ячні колеса?
 - 23 Що називають черв'ячним редуктором? Де використовуються черв'ячні редуктори?
 - 24 Коли доцільно використовувати передачу гвинт-гайка?

3 – приводний пас – гнучка ланка, що зв'язує шківів;
 4 – натяжний пристрій для забезпечення початкового натягу паса та створення сили тертя між ним і шківів;
 вч – ведуча (робоча) вітка паса – ділянка паса, що набігає на ведучий шків;
 вн – ведена (холоста) вітка – ділянка паса, що набігає на ведений шків.

Основні параметри передачі (рис. 10.1):

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів;
 a – міжосьова відстань;
 γ – кут між вітками;
 α_1 – кут обхвату ведучого шківів ($\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$);
 α_2 – кут обхвату веденого шківів ($\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$);
 L – довжина паса;
 ω_1, ω_2 – кутові швидкості шківів;
 T_1, T_2 – обертальні моменти на шківів (відповідно рушійний та опору).

Робота передачі ґрунтується на використанні сил тертя між пасом (крім зубчастого паса) і шківів, зумовлених попереднім натягом паса.

У пасовій передачі тяговий орган – **приводний пас** – є найважливішим елементом, що визначає працездатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі **вимоги**:

- 1) висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківів;
- 2) достатня міцність;
- 3) стійкість проти спрацьовування та довговічність;
- 4) невеликий модуль пружності матеріалу паса;
- 5) низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

Пасові передачі поділяють залежно від типу паса. Паси виконують таких типів:

- плоскі;
- клинові;
- поліклинові;
- круглі (за формою поперечного перерізу),

а також зубчасті (рис. 10.2).

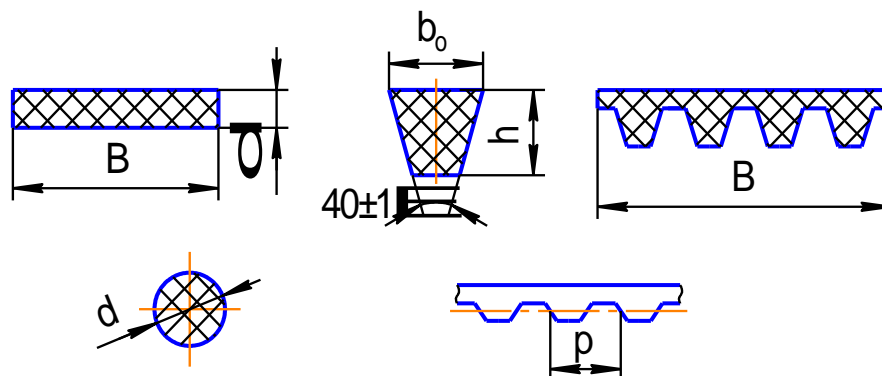


Рисунок 10.2 – Типи пасів

Плоскі паси бувають гумотканинні, бавовняні суцільноткані, шкіряні та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Їх виготовляють із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією. Тканина прокладок забезпечує гумотканинним пасам достатню міцність та довговічність, а гума є єднаючою речовиною паса як одного цілого і призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківом.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армовані плівкові багат шарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкості до 100 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів виконують спеціальні фрикційні покриття на їхніх робочих поверхнях.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ГОСТ 1284.1–89). Їх виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини, яка є основним несучим елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини. Кордшнурові клинові паси відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура.

Згідно з ГОСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

У клинопасових передачах із шківом малих діаметрів використовують клинові **паси з гофрами** – вирізами на внутрішній поверхні паса.

Знаходять застосування також **вузькі клинові паси**, які передають у 1,5 – 2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.

Поліклинові паси мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні (рис. 10.2) і виконуються замкнутої форми. Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківом) і плоских (гнучкість), що дає змогу проектувати малогабаритні передачі та збільшувати передаточне число до 12. Поліклинові паси особливо чутливі до непаралельності валів і осевого зміщення, оскільки при цьому порушується нормальний контакт паса зі шківом.

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4 – 8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

Зубчасті паси на внутрішньому боці мають зубці трапецієподібної форми, а шків – відповідні їм зубці на ободі. Зубчастопасові передачі працюють за

принципом зачеплення, а не тертя, і до пасових передач вони належать умовно тільки за назвою та формою тягового органу. Зубчастопасові передачі мають малі габаритні розміри, в них відсутнє ковзання паса на шківках, можна забезпечити великі передаточні числа ($u \leq 12$), ККД досягає 0,92 – 0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

Шківки пасових передач, як і зубчасті колеса, у більшості випадків мають:

- 1) обід, який безпосередньо несе пас;
- 2) маточину, за допомогою якої шків розміщується на валу;
- 3) диск (або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

Форма робочої поверхні обода шківки визначається формою поперечного перерізу паса. Шківки пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас. Діаметри шківків стандартизують.

Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу та компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також для збільшення кутів охоплення шківків, що впливає на тягову здатність. За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи:

- 1) ползки та хитні плити;
- 2) натяжні та відтяжні ролики;
- 3) пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

10.2 Переваги та недоліки пасових передач

Переваги:

- 1) можливість передавання обертального руху на значну відстань (10 м);
- 2) плавність ходу та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса, що також пом'якшує удари і поштовхи при коливанні навантаження;
- 3) самозахист від перевантаження внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківках;
- 4) можливість роботи з високими швидкостями (швидкість клинових пасів – 25 – 30 м/с, а вузьких клинових – до 40 – 50 м/с);
- 5) простота конструкції та низька вартість;
- 6) понижені вимоги до точності монтажу.

Недоліки (порівняно із зубчастими та ланцюговими передачами):

- 1) значні габарити (у кілька разів більші, ніж у зубчастих передачах однакової потужності);
- 2) несталість кутової швидкості веденого шківки, тому що робота паса на шківках супроводжується ковзанням, яке залежить від навантаження, що передається;
- 3) підвищені сили на вали та підшипники;
- 4) потреба захисту паса від потрапляння масла та вологи, а також від високих температур;
- 5) потреба пристрою для натягування паса, що ускладнює конструкцію передачі;
- 6) низька довговічність пасів у швидкохідних приводах.

10.3 Умови роботи пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківках і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис. 10.3).

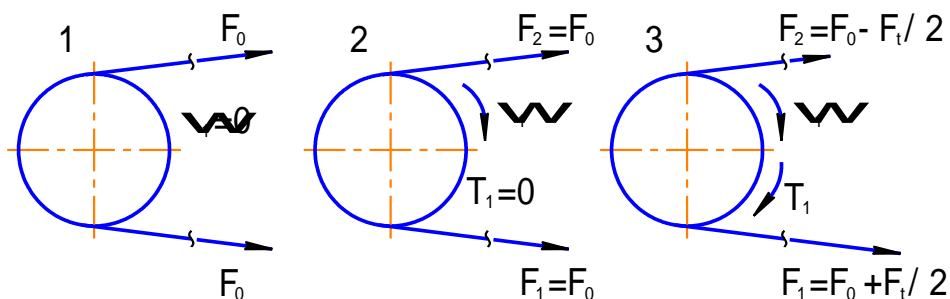


Рисунок 10.3 – Сили у вітках паса

1) $\omega_1 = 0$ (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 ;

2) $\omega_1 \neq 0, T_1 = 0$ (**холоста робота передачі**); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$);

3) $\omega_1 \neq 0, T_1 \neq 0$ (**робочий режим**), для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1, F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківка і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківках $F_t = 2 \cdot T_1 / d_1$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t . \quad (10.1)$$

Неважко побачити, що

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0 . \quad (10.2)$$

Ураховуючи (10.1) і (10.2), одержуємо

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t , \quad F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t . \quad (10.3)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна. З іншого боку, зв'язок між F_1 і F_2 установлюється формулою Ейлера

$$F_1 / F_2 = e^{f \cdot \beta} , \quad (10.4)$$

де e – основа натуральних логарифмів ($e = 2,71828$);

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

β – кут ковзання, $\beta \approx 0,7 \cdot \alpha_1$.

Ураховуючи (10.3) і (10.4), одержуємо

$$F_1 = F_t \cdot q / (q - 1) , \quad q = e^{f \cdot \beta} , \quad (10.5)$$

$$F_2 = F_t / (q - 1) . \quad (10.6)$$

Згідно з (10.2), (10.5) і (10.6) маємо

$$F_t = 2 \cdot F_0 \cdot \varphi, \quad (10.7)$$

де φ – коефіцієнт тяги пасової передачі

$$\varphi = F_t / 2 \cdot F_0 = (q - 1) / (q + 1) < 1. \quad (10.8)$$

Тобто **коефіцієнт тяги** φ являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується відцентровою силою F_v , що діє на дугах обхвату

$$F_v = q \cdot V^2,$$

де q – маса 1м паса;

V – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківках. Довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як у ненавантаженої, так і у навантаженої передачі. Відповідно додаткове витягування ведучої вітки компенсується рівним скороченням веденої вітки.

Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил F_1 і F_2

$$\sigma_{p1} = F_1 / A, \quad \sigma_{p2} = F_2 / A,$$

де A – площа перерізу паса.

Напруження розтягу від дії сили F_v

$$\sigma_v = F_v / A.$$

Якщо $V \leq 20$ м/с, то σ_v можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківках

$$\sigma_{zg1} = E \cdot \delta / d_1, \quad \sigma_{zg2} = E \cdot \delta / d_2,$$

де E – модуль пружності матеріалу паса;

δ – товщина паса;

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки $F_1 > F_2$, $d_1 < d_2$, то

$$\sigma_{p1} > \sigma_{p2}, \quad \sigma_{zg1} > \sigma_{zg2}.$$

Сумарні напруження в пасі

$$\sigma_{\Sigma} < \sigma_p + \sigma_{zg} + \sigma_v.$$

На рис. 10.4 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомне руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. **Максимальні напруження** в цьому перерізі

$$\sigma_{\max} = \sigma_{p1} + \sigma_{zg1} + \sigma_v.$$

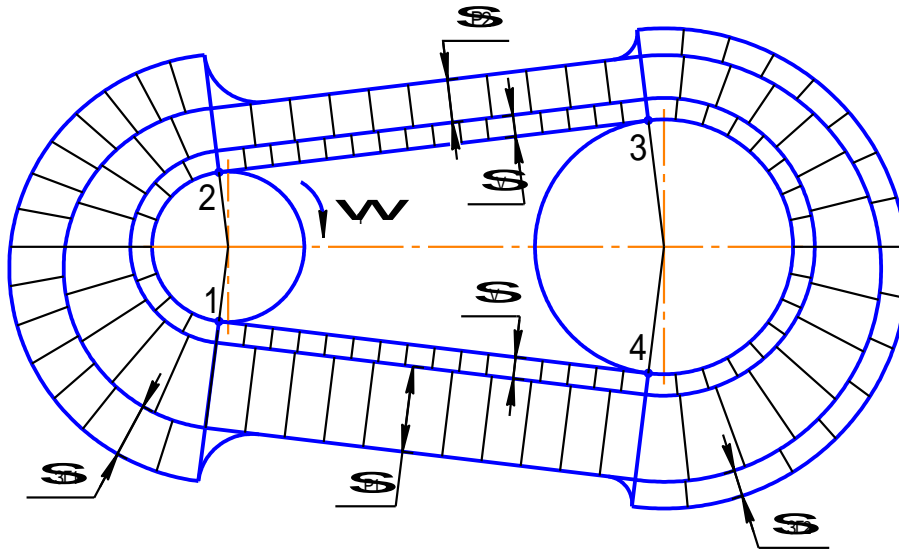


Рисунок 10.4 – Епюри напружень у пасі

10.4 Особливості кінематики пасових передач

У пасових передачах завжди має місце **пружне ковзання** паса по шківах, а за певних умов – **буксування**. Явище пружного ковзання паса під час роботи передачі пов'язане з тим, що сили натягу і відповідно відносне видовження ведучої та веденої віток паса неоднакові. Повна дуга обхвату пасом шківа складається із двох ділянок – дуги спокою і дуги (визначається кутом β) пружного ковзання. Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а тільки на деякій частині цих дуг ковзання β_1 та β_2 .

Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківа, а дуга спокою – з боку набігання паса на шків. Оскільки на дузі спокою ковзання не відбувається, то колова швидкість шківа дорівнює швидкості набіжної вітки паса. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківі, який характеризує надійність відсутності буксування паса. При частковому буксуванні пас проковзує по шківу, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються.

Внаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість V_2 на веденому шківі менше колової швидкості V_1 на ведучому ($V_1 > V_2$). Швидкість паса на ведучому шківі спадає від V_1 до V_2 , а на веденому – зростає від V_2 до V_1 .

Величину

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$$

називають **коефіцієнтом пружного ковзання**, $\varepsilon = 0,01 - 0,015$.

Колові швидкості на шківах

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60, \quad V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 / 60.$$

Передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують 4 – 5.

10.5 Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі

Графіки залежності $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ називають **кривими ковзання** (рис. 10.5). Їх одержують експериментально: при сталому натягу F_0 поступово підвищують корисне навантаження F_t і вимірюють ε . До деякого значення $\varphi = \varphi_{кр}$ (критичне значення) практично зберігається лінійна залежність ε від φ . Подальше збільшення навантаження приводить спочатку до часткового, а при граничному значенні коефіцієнта тяги φ_{max} до повного буксування передачі. У зоні між $\varphi_{кр}$ і φ_{max} наявне як пружне ковзання, так і буксування. Відношення $\varphi_{max} / \varphi_{кр}$ характеризує розмір зони часткового буксування і, таким чином, здатність передачі до перевантаження.

ККД передачі теж зростає до $\varphi_{кр}$, досягає при ньому максимального значення, а потім різко зменшується в зоні часткового буксування у зв'язку зі зростанням витрат енергії на тертя. Звідси випливає, що заштрихована зона відповідає оптимальним значенням параметрів пасової передачі.

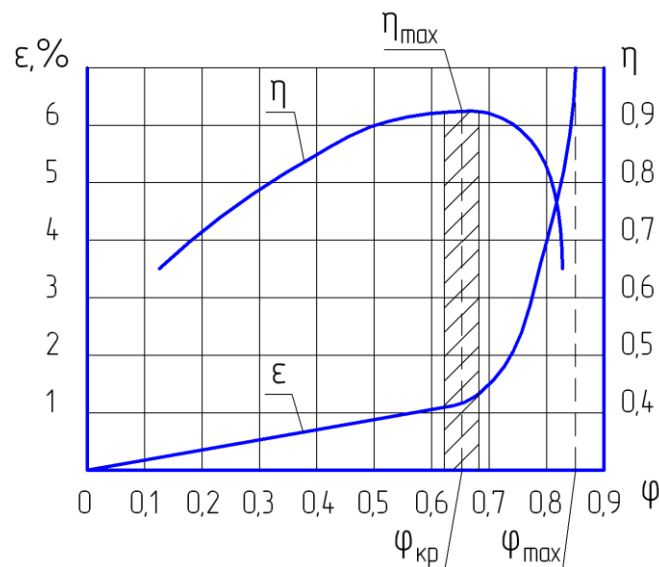


Рисунок 10.5 – Криві ковзання (ε) і ККД (η) пасової передачі

За значенням φ роблять висновки про міцність зчеплення паса зі шківками або, іншими словами, про тягову здатність передачі. У зв'язку з викладеним можна сформулювати шляхи підвищення тягової здатності пасових передач. Для цього скористаємося виразом

$$\varphi = (e^{f\beta} - 1) / (e^{f\beta} + 1).$$

Звідси випливає, що φ можна підвищити завдяки:

- 1) збільшенню коефіцієнта тертя f шляхом вибору відповідного матеріалу паса;
- 2) збільшенню кута ковзання β , тобто кута α_1 :
 - а) зменшенням передаточного числа u при заданій міжосьовій відстані a ;
 - б) збільшенням a при заданому u ;
 - в) установленням натяжного ролика поблизу ведучого шківки на веденій (з меншим натягом) вітці.

Для плоскопасових передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клинопасових $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

10.6 Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач

У пасових передачах бувають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – **буксування**;
- 2) **утомні руйнування паса** через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності пасових передач є **тягова здатність** та **опір утоми паса**. Тому пасові передачі розраховують на тягову здатність і довговічність паса.

Тягова здатність передачі – здатність передавати корисне навантаження без буксування паса на шківках. Тягова здатність характеризується значенням максимально допустимої колової сили F_t або відповідного напруження σ_t . Розрахунок пасової передачі на тягову здатність є основним.

Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, але також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед, напружень згину σ_{zg}). Частота циклів напружень дорівнює **частоті пробігів паса**

$$n_{\text{проб}} = V / L ,$$

де L – довжина паса.

Чим більше $n_{\text{проб}}$, тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують (для клинових пасів $[n_{\text{проб}}] = 15 - 20$ 1/с). Якщо умова $n_{\text{проб}} \leq [n_{\text{проб}}]$ виконується, то вважають довговічність паса задовільною.

Якщо пасова передача використовується в приводі разом з іншими передачами, наприклад, редуктором, то її слід встановлювати на швидкохідному валу (до редуктора), а передаточне число приймати не більшим 3, тоді переріз паса і розміри пасової передачі будуть найменші, а привод – компактним.

10.7 Навантаження на вали та опори пасової передачі

Сили натягу віток паса передаються на вали та опори. Рівнодійна сила на вал

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\gamma} \approx 2 \cdot F_0 \cdot \cos(\gamma/2).$$

Звичайно F_B у 2 – 3 рази більше колової сили F_t – це недолік пасової передачі.

У пасових передачах із натяжним роликком або у багатошківних передачах навантаження на вали доцільно визначати графічним способом за допомогою побудови плану сил.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Особливості конструювання пасових передач.
- 2 Паси (матеріали, структура перерізів, розташування на шківках) та їх порівняльна характеристика.
- 3 Розрахунки пасових передач.
- 4 Матеріали і конструкції шківків.
- 5 Конструкції натяжних пристроїв.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги та недоліки пасових передач.
- 2 Основні типи пасів та сфера їх використання.
- 3 Чому більшість пасів виконують з неоднорідною структурою по перерізу?
- 4 Зробіть ескіз перерізу і структури клинового паса. Намалюйте переріз клинкової канавки шківка і покажіть правильне положення паса в цій канавці. Для чого використовуються клинові паси з гофрами на внутрішній поверхні паса?
- 5 Які матеріали використовуються для пасів? Основні вимоги до матеріалу пасів.
- 6 Конструкції і матеріали шківків.
- 7 Які сили діють у вітках паса? Співвідношення між натягом ведучої та веденої віток.
- 8 Яких деформацій зазнає пас? Зазначте перерізи паса, в яких виникають найбільші та найменші напруження.
- 9 Що таке коефіцієнт тяги та крива ковзання? Для чого будують криві ковзання та к.к.д. пасових передач?
- 10 Види і причини відмов пасових передач. Критерії працездатності та розрахунку пасових передач.
- 11 Що таке тягова здатність пасової передачі? Порівняйте тягову здатність плоскопасової та клинопасової передач.
- 12 Що таке корисне навантаження або „сила тяги”? Які фактори впливають на нього і яким чином можна його збільшити?
- 13 Чому обмежують кут обхвату пасом малого шківка?
- 14 Які фактори впливають на довговічність паса?
- 15 Переваги передач з поліклиновими пасами.
- 16 Переваги передач із зубчастими пасами.
- 17 Чи можна замінити у приводі клинопасову передачу плоскопасовою, не змінюючи діаметрів шківків і міжосьової відстані?
- 18 Як забезпечується необхідний початковий натяг пасів? Як він контролюється? Із яких міркувань передбачається можливість збільшення міжосьової відстані під час експлуатації пасової передачі?
- 19 Перечисліть стандартизовані параметри плоско- і клинопасових передач і як це враховується при проектуванні.
- 20 Для чого необхідні натяжні пристрої в пасових передачах? Укажіть засоби натягування пасів.
- 21 Укажіть причини буксування пасової передачі. Коли буксування пасової передачі є позитивним фактором?

Лекція 11

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

- 11.1 Типи ланцюгів.
- 11.2 Загальні відомості про ланцюгові передачі.
- 11.3 Переваги та недоліки ланцюгових передач.
- 11.4 Основні характеристики ланцюгових передач.
- 11.5 Конструкція втулково-роликового ланцюга.
- 11.6 Конструкція зубчастого ланцюга.
- 11.7 Зірочки.
- 11.8 Матеріали деталей ланцюгових передач.
- 11.9 Особливості кінематики ланцюгових передач.
- 11.10 Сили, які діють на деталі ланцюга.
- 11.11 Види та причини відмов ланцюгових передач.
- 11.12 Критерії працездатності та розрахунку ланцюгових передач.

11.1 Типи ланцюгів

За призначенням ланцюги поділяють на такі типи:

- 1) вантажні;
- 2) тягові;
- 3) приводні.

Вантажні ланцюги використовуються для підвішування, піднімання та опускання вантажів у вантажопідійомних машинах. Ці ланцюги працюють при малих швидкостях ($v \leq 0,25$ м/с) і великих навантаженнях. Їх виконують переважно з овальними зварними ланками.

Тягові ланцюги використовуються у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ($v = 2 - 4$ м/с); складаються з деталей (пластин, осей, втулок) простої форми.

Приводні ланцюги служать в приводах машин для передачі механічної енергії від одного вала до іншого. Саме ці ланцюги вивчають у курсі деталей машин.

11.2 Загальні відомості про ланцюгові передачі

Ланцюгові передачі належать до передач зачеплення із гнучким зв'язком (приводним ланцюгом). Їх використовують для передавання обертання зі сталим середнім передаточним числом при значних міжосьових відстанях (до 8 м), а також для одночасного приведення в рух кількох паралельних валів або коли потрібно виконати обхід окремих машинних частин, розміщених між ведучим і веденим валами.

Найчастіше ланцюгові передачі використовуються у приводах малої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт), де швидкість ланцюга досягає $V_{\text{л}} = 10 - 15$ м/с. Проте зустрічаються передачі з $V_{\text{л}}$ до 30 – 35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв⁻¹ та більше) і передаваною потужністю у тисячі кіловат.

Ланцюгові передачі найбільш поширені в сільськогосподарських і легких транспортних машинах, у судно-, автомобіле- та верстатобудуванні, гірничорудному, нафтовому, хімічному, металургійному устаткуванні та в інших галузях машинобудування. Останнім часом ланцюгові передачі використовуються у **варіаторах швидкості**, які припускають безступінчасту зміну частоти обертання веденого вала.

Принцип дії ланцюгових передач ґрунтується на зачепленні ланцюга із зубцями зірочок. Навантажувальна здатність вища за пасові, але нижча за зубчасті. В приводах зі швидкісними двигунами ланцюгову передачу рекомендують встановлювати після редуктора.

Загальна схема передачі аналогічна до пасової (рис. 11.1, де 1, 2 – ведуча і ведені зірочки, 3 – ланцюг), натяжний пристрій може бути, а може і не бути, тому що провисання ланцюга забезпечує його самонатягання. За аналогією з пасовими передачами відрізок ланцюга, що набігає на ведучу зірочку, називається ведучою віткою (вч), а другий відрізок ланцюга – веденою (вн). Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, які забезпечують його гнучкість.

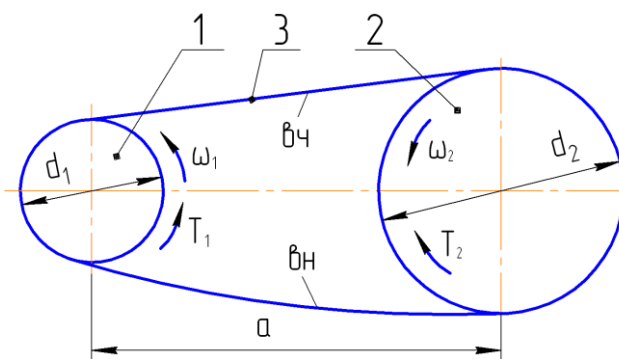


Рисунок 11.1 – Схема ланцюгової передачі

11.3 Переваги та недоліки ланцюгових передач

Переваги:

- 1) сталість передаточного числа;
- 2) можливість роботи при значних короточасних перевантаженнях;
- 3) принцип зачеплення (а не тертя, як у пасових передачах) не вимагає попереднього натягування ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали та підшипники;
- 4) можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути $\alpha_2 \approx 30^\circ$;
- 5) можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;
- 6) менші, ніж у пасових, габарити;
- 7) високий ККД ($\eta = 0,96 - 0,98$ для закритих передач, $\eta = 0,9 - 0,95$ для відкритих передач).

Недоліки:

- 1) зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;
- 2) нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;
- 3) необхідність змащування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;
- 4) висока вартість ланцюгів;
- 5) низька кінематична точність при реверсуванні;
- 6) потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга;
- 7) менша довговічність порівняно із зубчастими передачами.

Основною причиною недоліків є те, що ланцюг складається із окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

11.4 Основні характеристики ланцюгових передач

У передачах використовують такі типи стандартних приводних ланцюгів:

- 1) втулкові (ПВ), які мають меншу масу і вартість;
- 2) роликові (ПР), швидкість яких $V_{л} \leq 20$ м/с;
- 3) зубчасті (ПЗ), які використовують для швидкісних передач ($V_{л} > 20$ м/с).

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликовими допускають більшу швидкість руху, мають підвищену тягову здатність і надійність через багатопластинчасту конструкцію. Зубчасті ланцюги забезпечують більшу кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Розглянемо основні параметри ланцюгових передач.

Потужність передачі (Вт)

$$P = F_t \cdot V_{л} ,$$

де F_t – колова сила (Н).

Швидкість ланцюга (м/с)

$$V_{л} = n_i \cdot Z_i \cdot p_{л} / 60000 , \quad i = 1; 2 ,$$

де n_i – частота обертання зірочки, хв^{-1} ;

Z_i – число зубців зірочки;

$p_{л}$ – крок ланцюга, мм.

Зі швидкістю ланцюга пов'язані знос деталей передачі, шум і динамічні навантаження.

Число зубців ведучої зірочки

$$Z_1 = 29 - 2 \cdot u ,$$

де u – передаточне число, причому $Z_1 > Z_{1\text{min}}$.

Для тихохідних передач ($V_{\text{л}} < 2$ м/с) $Z_{1\text{min}} = 13 - 15$; при $V_{\text{л}} > 2$ м/с $Z_{1\text{min}} = 19$; для передач, що працюють з ударними навантаженнями $Z_{1\text{min}} = 23$.

Число зубців меншої зірочки Z_1 вибирають із умови забезпечення мінімальних розмірів передачі і плавного ходу ланцюга.

Число зубців більшої веденої зірочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u .$$

Для втулково-роликкових ланцюгових передач $Z_{2\text{max}} = 100 - 120$; для зубчастих ланцюгових передач $Z_{2\text{max}} = 120 - 130$.

Мінімальне число зубців зірочок обмежується спрацюванням шарнірів, динамічним навантаженням та шумом передачі. **Максимальне число зубців** обмежується можливим зміщенням ланцюга на профілях зубців зірочок при збільшенні кроку ланцюга.

Для рівномірного зношування ланцюга рекомендують брати Z_1 непарним, а Z_2 парним.

Передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 < 7 .$$

В окремих тихохідних передачах $u < 10$.

Крок ланцюга $p_{\text{л}}$ і **ширина ланцюга** b – основні геометричні параметри приводних ланцюгів. Відповідно до міжнародних стандартів приводні ланцюги мають крок, кратний дюйму (25,4 мм) або його частці. Залежно від кроку вибираються розміри всіх інших деталей ланцюга.

Зі збільшенням кроку ланцюга зменшується швидкохідність передачі, збільшуються розміри, вага деталей ланцюга та його максимальне навантаження. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості ведучої зірочки, а також сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок, збільшивши при цьому ширину (кількість рядів) ланцюга.

Міжосьова відстань a суттєво впливає на працездатність ланцюга. При малих значеннях міжосьової відстані ланцюг швидко зношується, при великих – ведена вітка сильно провисає, що призводить до її коливань. Нормальна робота передачі забезпечується при $a = (20 - 80) \cdot p_{\text{л}}$, оптимальною вважається $a_{\text{опт}} = (30 - 50) \cdot p_{\text{л}}$, мінімальне значення a визначається з умови забезпечення достатнього кута обхвату ланцюгом меншої зірочки (α_1 не менше 120°).

Ланцюг повинен мати певне провисання для зменшення вагового навантаження та радіального биття зірочок. Для цього міжосьову відстань зменшують на 0,2 – 0,4 %.

Кількість ланок ланцюга бажано брати парною, оскільки при непарній кількості необхідно використовувати спеціальні з'єднувальні ланки, що мають трохи меншу міцність. Число ланок ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню, кроком ланцюга та числом зубців зірочок Z_1 , Z_2 .

Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 11.4).
Ділильний діаметр зірочки

$$d = p_{\text{л}} / \sin (\pi / Z) .$$

Міцнісна характеристика ланцюга – граничне руйнівне (статичне) навантаження F_{lim} , нормоване стандартом.

11.5 Конструкція втулково-роликового ланцюга

Конструкцію втулково-роликового ланцюга зображено на рис. 11.2, де позначено:

- 1 – валик (вісь), виступаючі кінці якого розклепані;
- 2 – втулка, яка вільно обертається на валику 1 і утворює шарнір;
- 3 – внутрішні пластини, які напресовані на втулку 2;
- 4 – зовнішні пластини, які напресовані на валик 1;
- 5 – ролик, який вільно обертається на втулці 2 при вході у контакт із зубцями зірочки.

Призначення роликів – зменшити спрацювання зубців зірочок – найдорожчих деталей передачі. У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженнях роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

Ланцюг без роликів називають **втулковим**. Втулкові ланцюги бувають однорядними – ПВ та дворядними – 2ПВ. Серед приводних ланцюгів втулкові ланцюги найбільш прості, мають меншу масу, дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

Геометричні параметри і характеристики роликових ланцюгів є стандартними і наведені в підручниках.

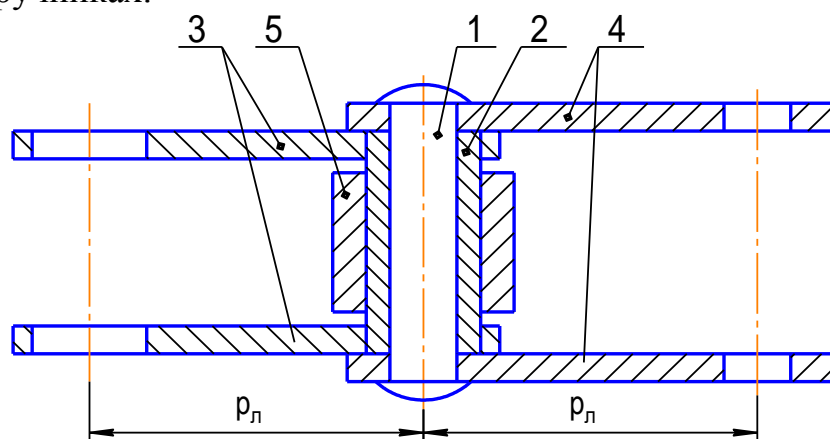


Рисунок 11.2 – Конструкція роликового ланцюга

Приводні роликові ланцюги бувають одно- (ПР) (рис. 11.2), дво- (2ПР), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). **Багаторядні ланцюги** використовуються при великих навантаженнях і швидкостях. Застосування багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині, перпендикулярній до осей валів.

Структура умовного позначення приводних ланцюгів така:

- тип ланцюга;
- крок в мм;
- руйнівне навантаження в кН;
- (для зубчастих ланцюгів після руйнівного навантаження вказується робоча ширина ланцюга в мм);
- номер стандарту.

Наприклад, для ланцюга роликів трирядного підвищеної точності з кроком 44,45 мм і руйнівним навантаженням 517 кН: ланцюг ЗПР-44,45-517 ГОСТ 13568-97.

11.6 Конструкція зубчастого ланцюга

Ланки зубчастого ланцюга набирають із робочих 1 і напрямних 2 пластин, які насаджують на деталі шарнірів кочення – сегментні призми 3 (рис. 11.3) або на деталі шарнірів ковзання – вкладиші. Напрямні пластини виконують осьову фіксацію ланцюга на зірочках. Вони відрізняються від робочих пластин тим, що не мають середнього вирізу під зубець зірочки (на зірочках є кільцеві проточки). Шарнір припускає поворот ланок на 30° в обидва боки. Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ГОСТ 13552–81).

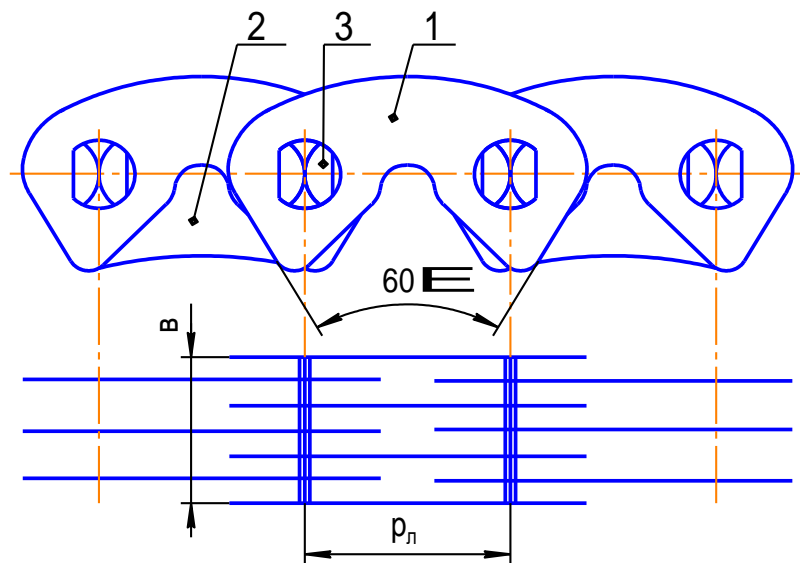


Рисунок 11.3 – Конструкція зубчастого ланцюга

11.7 Зірочки

Зубці зірочок повинні забезпечувати вільний вхід і вихід деталей ланцюгів – роликів у роликів ланцюга та пластин у зубчастого ланцюга.

Основні параметри зірочок – крок, число зубців Z , профіль зубців і його параметри.

Розрізняють кроки кутовий (коловий) $\tau = 2\pi / Z$ і хордальний, який дорівнює кроку ланцюга p_L (рис. 11.4).

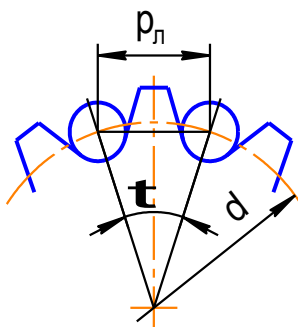


Рисунок 11.4 – Схема розміщення шарнірів роликів ланцюга на зубцях зірочки

Для зірочок, які працюють із роликівими ланцюгами, частіше використовують увігнутий профіль (1) зубців, а зірочки для зубчастих ланцюгів мають прямолінійний профіль (2) зубців (рис. 11.5). Усі параметри таких профілів нормовані стандартами.

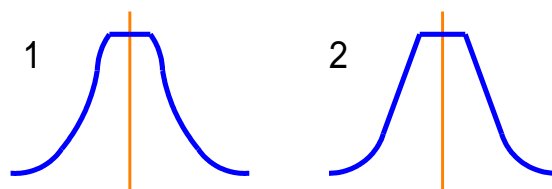


Рисунок 11.5 – Профілі зубців зірочок

11.8 Матеріали деталей ланцюгових передач

Матеріал і зміцнювальна обробка деталей ланцюга та зірочок істотно впливають на їх довговічність, стійкість проти зносу та ударного навантаження.

Матеріал пластин – середньовуглецеві та леговані сталі: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A та ін. з термообробкою до твердості 40 – 50 HRC.

Матеріал деталей шарнірів (валиків, втулок, призм, роликів) – цементовані сталі: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 та ін. Зміцнювальна обробка – цементация з паралельним загартовуванням до твердості 55 – 65 HRC. Ефективним є застосування газового ціанування.

Матеріал зірочок – середньовуглецеві та леговані сталі із поверхневим та об'ємним загартовуванням до твердості 45 – 55 HRC або цементовані сталі із загартовуванням до твердості 55 – 60 HRC.

Зірочки з великим числом зубців для тихохідних передач допускається виготовляти з чавуну марок СЧ20, СЧ30 із загартовуванням. У сільськогосподарських машинах (при підвищених вимогах до зносостійкості) використовуються зірочки з антифрикційного та високоміцного чавуну із загартовуванням.

11.9 Особливості кінематики ланцюгових передач

Шарніри ланцюга на зірочці розміщуються у вершинах багатокутника з кутом τ між сусідніми ланками і стороною, що дорівнює кроку ланцюга p_l (рис. 11.6). У процесі входження шарнірів ланцюга в зачеплення із зірочкою ланки повертаються на кут τ .

Швидкість ланцюга V_l визначається швидкістю ведучого шарніра А, який увійшов у зачеплення із зірочкою,

$$V_l = \omega_1 \cdot d / 2 ,$$

де ω_1, d – кутова швидкість і дільний діаметр зірочки.

Складові цієї швидкості – горизонтальна V_{lx} і вертикальна V_{ly} змінюються залежно від положення ведучого шарніра, яке визначає поточний кут β :

$$V_{lx} = V_l \cdot \cos\beta , \quad V_{ly} = V_l \cdot \sin\beta ,$$

$$-0,5 \cdot \tau \leq \beta \leq 0,5 \cdot \tau .$$

Діаграми V_{lx} і V_{ly} зображені на рис. 11.6. Аналізуючи їх, можна зробити такий висновок: робота ланцюгової передачі (при постійній зміні ведучих шарнірів) супроводжується циклічними ударами – „м'якими” і „жорсткими”. Ці удари істотно впливають на надійність і шум швидкісного ланцюгового привода.

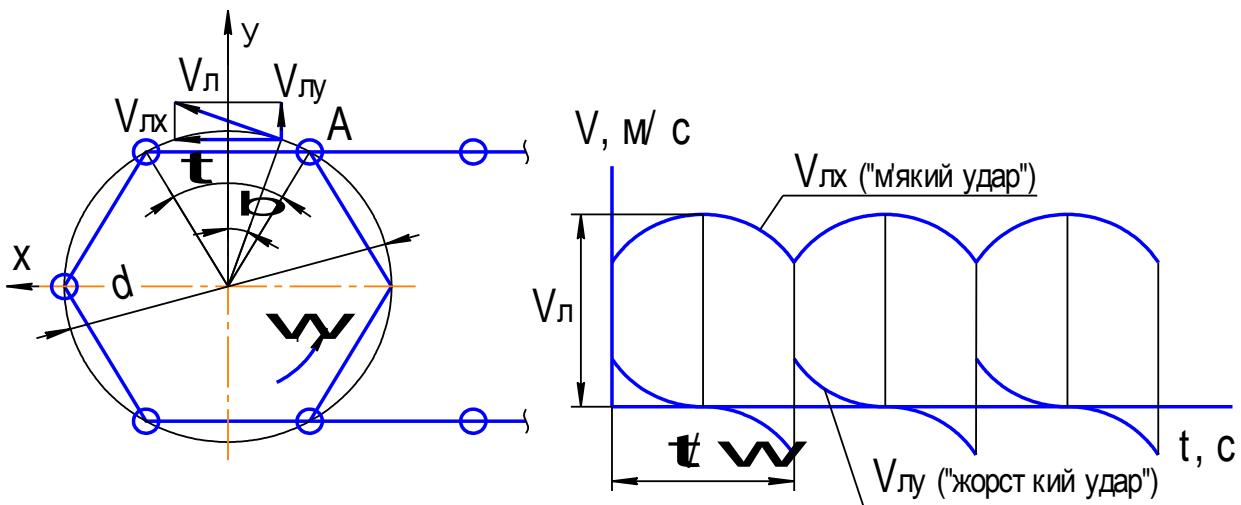


Рисунок 11.6 – Кінематична схема руху ланцюга і графік його швидкості

Несталість швидкості шарніра, який веде робочу вітку ланцюга, зумовлює її поздовжні та поперечні коливання і нерівномірність обертання веденої зірочки. Таким чином, у ланцюговій передачі із заданим передаточним числом збільшення числа зубців зірочок призводить до зменшення нерівномірності руху ланцюга.

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці, а також шумом передачі. Рекомендована швидкість ланцюга – до 15 м/с; при малому кроку ланцюга, великому числі зубців зірочок та доброму змащуванні допускається підвищення швидкості до 30 – 35 м/с.

11.10 Сили, які діють на деталі ланцюга

На рис. 11.7 показана осцилограма навантажень, які діють на кожну деталь ланцюга на зірочках і вітках ланцюгового контуру. Використані такі позначення:

- T_1, T_2 – час зачеплення шарніра із ведучою та веденою зірочками;
- $T_{вч}, T_{вн}$ – час навантаження деталі ланцюга на ведучій і веденій вітці;
- F_1, F_2 – натяг (розтяжна сила) ведучої та веденої віток;
- F_d – динамічне навантаження на шарнір, яке зумовлене ударами.

На зірочках навантажуються насамперед ролики ланцюга, інші деталі ланцюга навантажуються і на зірочках, і на вітках контуру. Щоб зменшити удар шарніра об зубець, обмежують кутову швидкість зірочки. Гранична максимальна кутова швидкість меншої зірочки залежать від числа зубців z_1 та кроку ланцюга p .

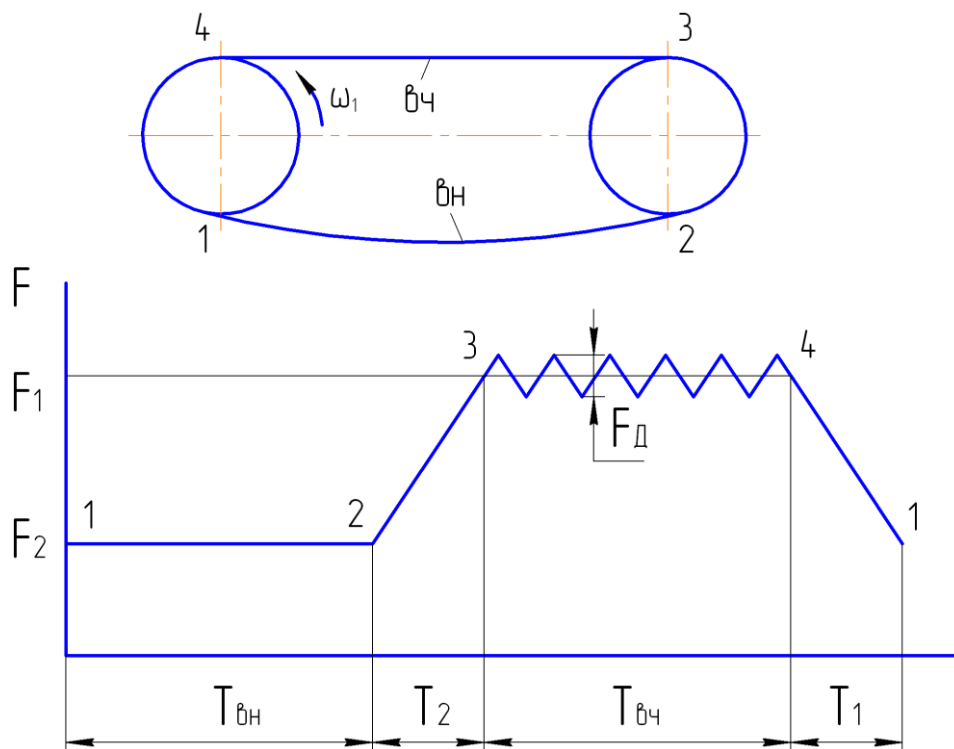


Рисунок 11.7 – Осцилограма навантаження деталей ланцюга

Сила натягу веденої вітки (умовно береться сталою):

$$F_2 = F_q + F_v,$$

де $F_q = k_f \cdot q \cdot a$ – натяг від ваги ланцюга;

$F_v = q \cdot V_{л}$ – натяг, спричинений дією відцентрових сил інерції;

q – маса 1 м ланцюга;

a – міжосьова відстань ланцюгової передачі;

$k_f = 1,0 - 6,25$ – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу вітки до горизонту.

Сила натягу ведучої вітки (умовно береться сталою)

$$F_1 = F_2 + F_t,$$

де $F_t = 2 \cdot T_1 / d = F_1 - F_2$ – колова сила (корисне навантаження на ланцюг).

Для практичних інженерних розрахунків $F_2 \approx 0$, $F_1 \approx F_t$.

У цілому можна зробити висновок, що навантаження на деталі приводного ланцюга змінне.

Сила, що діє на вали та опори передачі, $\overline{F}_B = \overline{F}_1 + \overline{F}_2$.

11.11 Види та причини відмов ланцюгових передач

Основний вид відмови більшості ланцюгових передач – **спрацювання деталей шарнірів** ланцюга, зумовлене відносними кутовими переміщеннями ланок. У зв'язку з цим, а також унаслідок зминання деталей шарнірів крок збільшується і ланцюг видовжується, шарніри при зачепленні із зірочками піднімаються по профілю зубів і стає можливою втрата їх зачеплення із зірочками. Для компенсації видовження ланцюга передбачаються натяжні пристрої.

У швидкісних важконавантажених передачах, які працюють у закритих картерах із достатнім мащенням, спостерігаються **утомні руйнування деталей ланцюга** – роликів, втулок і особливо пластин.

Зустрічається **спрацювання зубців зірочок**.

У високошвидкісних передачах можливе **зіднання шарнірів**, а також ослаблення з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування.

У процесі роботи ланцюгової передачі нерідко спостерігаються поперечні коливання віток ланцюга, що призводить до підвищеного зношування шарнірів. Для запобігання таким коливанням на веденій вітці встановлюються вигнуті напрямні шини, які натягують ланцюг, а на ведучій – башмаки-заспокоювачі. Таке рішення прийняте в ланцюгових передачах двигунів автомобілів.

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок. Потрібний натяг віток оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка провисання $f \leq 0,02 \cdot a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° – $f \leq 0,015 \cdot a$, де a – міжосьова відстань передачі.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються в пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга і корисного навантаження при змінних режимах роботи. Найраціональнішими є пристрої з автоматичним регулюванням натягу.

11.12 Критерії працездатності та розрахунку ланцюгових передач

На основі вказаних видів і причин виходу з ладу ланцюгових передач формулюються відповідні критерії працездатності.

Працездатний стан ланцюгових передач зумовлений такими критеріями:

- 1) зносостійкістю шарнірів ланцюга;
- 2) опором утоми пластин ланцюга;
- 3) ударно-циклічною міцністю роликів і втулок ланцюга;
- 4) контактною міцністю валиків і втулок (стійкістю до заїдання).

Проектування ланцюгової передачі зводиться до вибору типу ланцюга і визначення раціональних величин основних параметрів передачі.

Для запобігання більшому від допустимого зношуванню впродовж розрахункового строку служби приводні ланцюги розраховуються на зносостійкість шарнірів. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання виконують за такої умови

$$p_{zn} \leq [p_{zn}],$$

де p_{zn} , $[p_{zn}]$ – розрахунковий і допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови їх зносостійкості.

Змінні напруження розтягу і згину в пластинах призводять до втомного руйнування пластин по вушках, тому виконують розрахунок на витривалість пластин. Розрахунок пластин ланок ланцюга на опір втоми здійснюють за такої умови

$$p_{vt} \leq [p_{vt}],$$

де p_{vt} , $[p_{vt}]$ – розрахунковий і допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови втомної міцності пластин.

Для попередження появи пластичної деформації і розриву ланок ланцюга виконують розрахунок на статичну міцність за піковим (максимальним) навантаженням. Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень виконують за такої умови

$$S \geq [S],$$

де S , $[S] = 3 - 5$ – розрахунковий і допустимий запас статичної міцності ланцюга при короткочасних перевантаженнях.

Ресурс ланцюга суттєво залежить від способу змащування ланцюгової передачі, а також від точності виготовлення ланцюга за кроком, тому стандарти встановлюють початкове відхилення (тільки позитивне) для ланцюгів нормальної точності $\Delta r_{л} \leq 0,00225 \cdot r_{л}$ і для ланцюгів підвищеної точності $\Delta r_{л} \leq 0,0015 \cdot r_{л}$.

Вибір раціонального типу змащування також суттєво збільшує ККД передачі, покращує тепловідведення, знижує рівень шуму. Існують періодичні і безперервні способи змащування ланцюгових передач. Вибір способу змащування, мастила і його в'язкості залежить головним чином від швидкості ланцюга і питомого тиску в шарнірах.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Особливості конструювання ланцюгових передач.
- 2 Розрахунки ланцюгових передач.
- 3 Конструкції зірочок.
- 4 Конструкції натяжних пристроїв.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги та недоліки ланцюгових передач. Галузь їх використання.
- 2 Основні параметри приводних ланцюгів.
- 3 Які типи ланцюгів набули широкого використання? Які деталі утворюють шарніри у цих ланцюгах?
- 4 Які удари спостерігаються в ланцюговому зачепленні?
- 5 Сили, які діють на деталі ланцюгової передачі.
- 6 Основні види відмов і критерії працездатності та розрахунку ланцюгових передач.
- 7 Які фактори впливають на інтенсивність спрацьовування шарнірів ланцюга?
- 8 Особливості конструювання ланцюгових передач.
- 9 Як збільшити к.к.д. ланцюгової передачі?
- 10 Динамічні зусилля, що діють на ланцюг, і причини їх виникнення. Шляхи зменшення динамічних навантажень в ланцюговій передачі.
- 11 Чому обмежується число зубців зірочок z_{\min} і z_{\max} ?
- 12 Змашування ланцюгових передач.
- 13 Яке передаточне число має ланцюгова передача велосипеда? Чому зношений ланцюг велосипеда може спадати із зірочки?

Лекція 12

ВАЛИ ТА ОСІ

- 12.1 Призначення валів і осей.
- 12.2 Класифікація валів.
- 12.3 Основні конструктивні елементи валів.
- 12.4 Умови роботи, види відмов, матеріали валів.
- 12.5 Розрахунки валів на міцність.
- 12.6 Уточнений розрахунок валів на витривалість.
- 12.7 Розрахунок валів на жорсткість.
- 12.8 Розрахунок валів на вібростійкість.
- 12.9 Розрахунок валів на статичну міцність.

12.1 Призначення валів і осей

Вали та осі служать для закріплення посажених на них деталей і забезпечують геометричну вісь обертання цих деталей. При цьому вали сприймають сили, які діють на деталі, і передають їх на опори.

На відміну від валів осі не передають корисного обертального моменту і зазнають лише деформації згину, а вали – деформації як згину, так і кручення. Осі є окремим випадком валів і під час роботи механізмів можуть бути рухомими та нерухомими, вали – лише рухомими. Осі завжди мають прямолінійну вісь обертання.

12.2 Класифікація валів

Вали поділяють за конструкцією та формою на:

- 1) прямі (вивчаються в курсі деталей машин);
- 2) колінчасті (наприклад, для поршневих машин);
- 3) гнучкі (в зуболікувальному обладнанні, для спідометрів автомобілів).

Прямі вали поділяють на:

- 1) гладкі циліндричні (сталого перерізу);
- 2) ступінчасті;
- 3) вали-шестерні;
- 4) вали-черв'яки;
- 5) фланцеві.

Вали поділяють за формою поперечного перерізу на:

- 1) гладкі суцільного перерізу;
- 2) порожнисті (вали карданних передач, шпинделі токарних верстатів).

Порожнина зменшує масу вала і часто використовується для розміщення співвісного вала, деталей керування, подачі мастила, охолоджувального повітря та ін.;

- 3) шліцьові.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою (наприклад, у прокатному обладнанні, текстильних машинах) використовуються **торсійні вали**, які передають обертальні моменти і не несуть на собі ніяких закріплених деталей.

У ряді машин (дорожно-будівельні, прядильні) для передачі моменту від одного двигуна до декількох виконавчих органів застосовуються довгі складені вали, їх називають **трансмісійними**.

Вали редукторів і інших механізмів, як правило, є **ступінчастими**, що дає змогу:

- 1) наблизити форму вала до бруса однакового опору;
- 2) легко складати та розбирати деталі, посажені на вал;
- 3) виконувати осьову фіксацію деталей;
- 4) поділити та реалізувати технічні вимоги на виготовлення вала за поверхнями щодо точності та шорсткості.

12.3 Основні конструктивні елементи валів

Конструктивна форма будь-якого вала зумовлена:

- 1) розмірами та типом деталей, посажених на вал;
- 2) величиною і напрямом навантажень;
- 3) способами закріплення деталей на валі;
- 4) умовами складання та виготовлення.

Діаметри валів визначають з розрахунків на міцність, жорсткість, вібростійкість або за конструктивними міркуваннями, потім округлюють до стандартних значень.

Основні конструктивні елементи валів (рис. 12.1):

- 1 – **галтель** – плавний перехід із радіусом r ($r > 0,1d$) між двома циліндричними поверхнями з різними діаметрами ($d < D$);
- 2 – шпонковий паз, в який вставляють шпонку;
- 3 – кільцева проточка – канавка (стандартна) для виходу різального інструмента, шліфувального круга тощо;

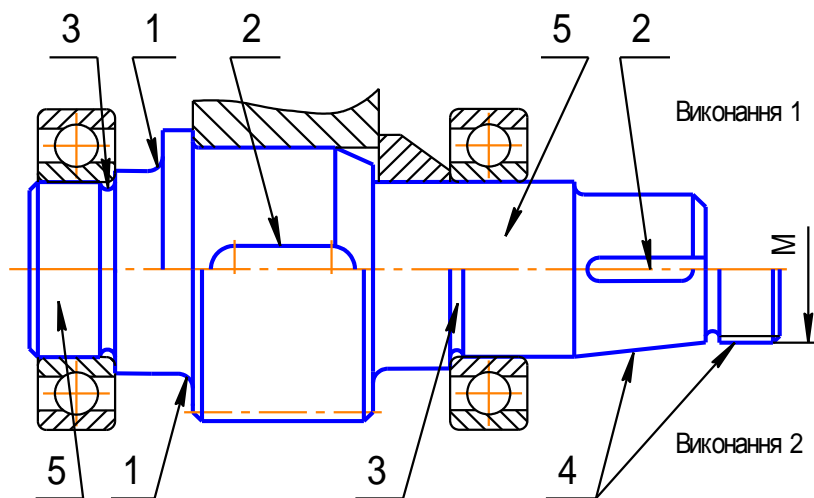


Рисунок 12.1 – Прямий ступінчастий вал і його конструктивні елементи

- 4 – конічна посадочна поверхня і різь (стандартні);
- 5 – **цапфа** – опорна поверхня вала;
- 6 – **п'ята** – опорна поверхня вала, яка сприймає лише осьову силу і взаємодіє з опорою – **підп'ятником** (на рис. не показані);
- 7 – центрові отвори, лиски, шліцьові пази, фаски (на рис. не показані) та інші.

Усі ці елементи – це місця різкої зміни форми і зони максимального напруження в перерізі вала, тому їх називають **концентраторами напружень**. Вплив концентраторів напруження враховують у розрахунках на опір утоми.

Цапфи валів для підшипників кочення виконують циліндричними. В деяких випадках цапфи мають різьбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути циліндричними, конічними або сферичними. Циліндричні цапфи мають основне застосування як найпростіші у технологічному відношенні. Конічні цапфи використовуються при регулюванні зазорів у підшипниках, а інколи для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи, що мають дуже обмежене розповсюдження через складність виготовлення, застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.

У вала, який має більше двох опор, проміжні цапфи називають **шийками**, а кінцеві – **шипками**.

При **проектуванні валів** слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів вала, але достатні для створення упорних буртиків з метою осьової фіксації деталей. Радіуси галтелей слід брати достатньо великими для зниження концентрації напружень, їхні значення повинні бути однаковими, бо при цьому зменшується номенклатура різців для обробки вала. Якщо для вала передбачено кілька шпонкових пазів, то їх розміщують на одній лінії. Під час конструювання вала треба приділяти значну увагу технологічності та економічності виготовлення з урахуванням обсягу виробництва.

12.4 Умови роботи, види відмов, матеріали валів

Вали сприймають сили з боку передач і зазнають складної деформації: згин, кручення, розтяг, стискання. У процесі роботи можливі поломки статичні та утомні, а також деформації неприпустимих значень.

У зв'язку з цим **основними критеріями працездатності** є міцність, жорсткість і вібростійкість. У валів, які працюють у парі з підшипниками ковзання, важливо забезпечити зносостійкість цапф.

Практикою встановлено, що руйнування валів і осей швидкохідних машин у більшості випадків мають утомний характер, тому основним для валів є розрахунок на опір утоми. Крім того, їх розраховують на жорсткість і вібростійкість.

Для виготовлення валів (осей) використовуються сталі вуглецеві (переважно 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА та ін.) у вигляді прокату або поковок. Вид термічної обробки – покращання. Вали шліцьові та ті, що працюють у парі з підшипниками ковзання, виготовляють зі сталей марок 20Х, 20ХН із цементацією і подальшим загартовуванням. Невідповідальні, мало навантажені вали та осі, а також трансмісійні вали можна виготовляти зі сталей марок Ст.3, Ст.4.

При виборі матеріалів і призначенні шорсткості поверхонь вала слід керуватися правилом: з підвищенням міцності сталі необхідно підвищувати вимоги до мікрогеометрії поверхні. При грубій обробці поверхні межа витривалості високоміцних сталей може бути не вищою, ніж у звичайних середньовуглецевих сталей. Особливо чутливі до якості поверхні титанові сплави, що застосовують в автомобіле- і літакобудуванні.

12.5 Розрахунки валів на міцність

Розрахунки валів на міцність виконують у кілька етапів.

На першому етапі (**орієнтовний розрахунок**), коли відомий тільки обертальний момент T на валу, але невідома довжина вала, а отже, і згинальні моменти на його ділянках, орієнтовно визначають мінімальний діаметр вала d_{\min} з умови міцності на кручення при знижених допустимих напруженнях $[\tau] = 15 - 25$ МПа:

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{16 \cdot T / (\pi \cdot [\tau])}.$$

Мінімальний діаметр вала потрібний для подальшого виконання його ескізу та визначення діаметрів усіх ділянок вала з урахуванням конструктивних і технологічних факторів.

Другий етап – **проектний розрахунок** із таким алгоритмом.

1 Згідно з результатами орієнтовного розрахунку компонуєть проєктований вузол.

2 Складають розрахункову схему вала з урахуванням типу опор і сил, які діють на вал.

3 Будують епюри внутрішніх силових факторів – згинних M_x , M_y і крутного $M_{кр}$ моментів.

4 Проаналізувавши епюри, встановлюють характерні (небезпечні) перерізи вала, для яких визначають еквівалентні моменти M_E , а потім з умови міцності на згин діаметри d_b :

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{M_E / (0,1 \cdot [\sigma_{изг}])},$$

де $[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу вала.

5 Отримані значення d_b округлюють до найближчих чисел за стандартом. Остаточні діаметри небезпечних та інших перерізів, довжину ділянок вала встановлюють при компонуванні з урахуванням конструктивних і технологічних особливостей вузла.

Третій етап – **уточнений (основний, перевірний) розрахунок** небезпечних перерізів вала. Такий розрахунок називають розрахунком на витривалість і в ньому враховують характер зміни напружень, характеристики опору втомленості матеріалів, концентрацію напружень, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні й поверхневого зміцнення.

12.6 Уточнений розрахунок валів на витривалість

Уточнений розрахунок валів (кожного небезпечного перерізу) на витривалість зводиться до визначення запасу втомної міцності S , який ще називають коефіцієнтом безпеки за опором втоми, і порівняння його з допустимим $[S]$:

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S],$$

де S_{σ} – запас втомної міцності за нормальними напруженнями при дії тільки згину в припущенні, що напруження кручення $\tau = 0$;

S_{τ} – запас втомної міцності за дотичними напруженнями при дії тільки кручення в припущенні, що напруження згину $\sigma = 0$;

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m);$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m),$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – межі витривалості матеріалу вала відповідно при симетричному циклі зміни напружень згину і кручення (вибирають за довідковими таблицями);

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх конструктивних і технологічних факторів на опір втоми вала в конкретному перерізі відповідно при згині й крученні (вибирають за довідковими таблицями);

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень при згині й крученні (розраховують за формулами або вибирають за рекомендаціями);

σ_a , τ_a – амплітуди циклів зміни напружень відповідно при згині й крученні;

σ_m , τ_m – середні напруження за цикл.

Оскільки напруження згину вала і осі, що обертається, змінюються за синусоїдальним законом (знакозмінний цикл), а напруження кручення за пульсуючим циклом, то амплітудні та середні значення напружень визначаються таким чином:

$$\sigma_a = M_{зг} / (0,1 \cdot d^3), \quad \sigma_m = 0,$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot T / (0,2 \cdot d^3),$$

де d – діаметр небезпечного перерізу вала;

$M_{зг}$, T – згинальний і крутний моменти у цьому перерізі.

Допустимий запас міцності $[S]$ залежить від точності складання розрахункової схеми, ступеня відповідальності вала та однорідності матеріалу. Як правило, $[S] = 1,5 - 2,5$.

12.7 Розрахунок валів на жорсткість

Вали зазнають згинних і крутильних деформацій. Переміщення (лінійні та кутові) при цих деформаціях впливають на роботу підшипників і передач (більшою мірою зубчастих, черв'ячних і меншою – ланцюгових, пасових).

Мета розрахунку вала на **жорсткість** – визначити пружні переміщення, які відповідають виду деформації, і порівняти їх із допустимими значеннями, тобто перевірити забезпечення умов жорсткості вала:

$$f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi],$$

де переміщення: прогини f ; кути повертання (нахилу) перерізів θ (при згині); кути скручування φ (при крученні) – визначають звичайними методами опору матеріалів, а допустимі пружні переміщення залежать від конкретних вимог до конструкції і визначаються у кожному окремому випадку.

12.8 Розрахунок валів на вібростійкість

Коливання валів пов'язані з періодичними змінами жорсткості опор і деталей передач, а також навантаження, що передається; неврівноваженістю обертових мас; нерівномірністю розподілу сил у зонах з'єднання вала з іншими деталями.

Найхарактернішими коливаннями валів є поперечні згинні, крутильні та згинально-крутильні.

Задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення діапазону робочих кутових швидкостей вала, при яких амплітуди його коливань A не будуть перевищувати допустимі $[A]$:

$$A \leq [A].$$

Іншими словами, задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення критичних, резонансних частот обертання вала, при яких його експлуатація заборонена.

12.9 Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують із метою запобігання появи пластичних деформацій під час дії короткочасних перевантажень. Щоб виконати розрахунок, слід мати всі розміри вала та його форму, які потрібні для правильного складання розрахункової схеми.

Умову статичної міцності вала беруть у вигляді

$$\sigma_{E_{\max}} = \sigma_E \cdot K_{II} \leq [\sigma_E],$$

де $\sigma_{E_{\max}}$ – максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала;

σ_E – еквівалентне напруження, яке обчислюють за номінальним розрахунковим навантаженням;

$K_{II} = T_{\max} / T$ – коефіцієнт, що враховує короткочасне перевантаження;

$[\sigma_E] \approx 0,8 \cdot \sigma_T$ – допустиме еквівалентне напруження.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Розрахунки валів та осей на міцність.
- 2 Конструктивні та технологічні способи підвищення опору утоми та жорсткості валів.

Питання для самоперевірки

- 1 У чому полягає відмінність вала і осі?
- 2 За якими ознаками поділяють вали?
- 3 Основні конструктивні елементи валів. Що називають цапфою, шипом, шийкою, п'ятою?
- 4 Конструкції прямих валів. Які фактори впливають на конструктивну форму вала?
- 5 Конструкції та призначення непрямих та гнучких валів.
- 6 Матеріали та обробка валів.
- 7 Умови роботи, види відмов, критерії працездатності та розрахунку валів і осей.
- 8 Чому вали розраховують у кілька етапів? Назвіть ці етапи.
- 9 Які перерізи вала вважають небезпечними?
- 10 У чому полягають мета і задача уточненого розрахунку вала?
- 11 Цикли напружень згину та кручення для валів.
- 12 Для чого потрібно перевіряти жорсткість вала? Які величини визначають при цьому?
- 13 Які можливі коливання валів і осей? Їх причини.
- 14 Задача розрахунку валів на вібростійкість.

Лекція 13

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

- 13.1 Призначення опор валів і осей.
- 13.2 Конструкція вузла опори кочення.
- 13.3 Конструкція підшипника кочення.
- 13.4 Класифікація підшипників кочення.
- 13.5 Переваги та недоліки підшипників кочення.
- 13.6 Особливості кінематики підшипників кочення.
- 13.7 Розподіл навантаження між тілами кочення.
- 13.8 Напружено-деформований стан деталей підшипників кочення. Види та причини відмов підшипників кочення.
- 13.9 Критерії працездатності та розрахунку.
- 13.10 Особливості конструювання опор із підшипниками кочення.

13.1 Призначення опор валів і осей

Опорами валів і осей є підшипники, які:

- 1) визначають положення валів і осей у просторі;
- 2) виконують радіальну та осьову фіксацію валів і осей;
- 3) забезпечують вільне обертання цих деталей;
- 4) сприймають навантаження від валів та осей і передають його на корпус, раму та ін.

За видом тертя підшипники поділяють на:

- 1) підшипники кочення;
- 2) підшипники ковзання.

До опор висувають такі **вимоги**:

- 1) надійність радіальної та осьової фіксації вала або вісі;
- 2) жорсткість;
- 3) мінімальний опір обертанню (особливо в період пуску);
- 4) точність руху завдяки точності центрування (**центрування** – збіг осей коліс, валів і опор);
- 5) мала чутливість до зміни температури;
- 6) стійкість під час роботи в умовах трясіння, вібрацій, ударів;
- 7) висока зносостійкість спряжених поверхонь;
- 8) висока довговічність;
- 9) малі габарити;
- 10) невисока вартість виготовлення, складання, експлуатації.

13.2 Конструкція вузла опори кочення

Конструкція вузла опори кочення і сили (радіальна F_r та осьова F_a), які діють на вал, зображені на рис. 13.1, де позначені:

- 1 – цапфа;
- 2 – корпус (нерознімний або рознімний);
- 3 – підшипник кочення;
- 4 – кришка підшипника (фланцева або закладна, глуха або з отвором);
- 5 – прокладка (регулювальна або захисна);
- 6 – пробка, яка закриває отвір для подачі густого мастила;
- 7 – ущільнення.

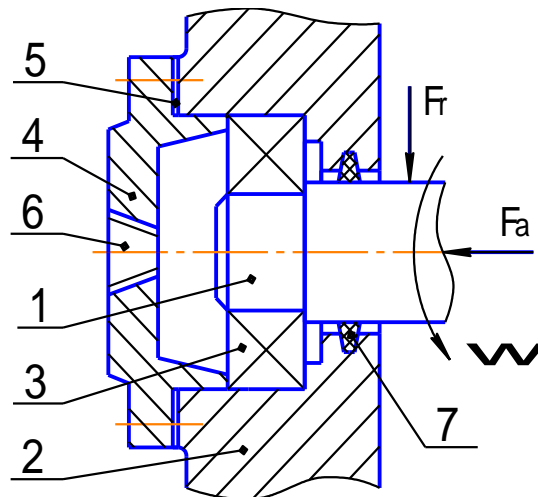


Рисунок 13.1 – Конструкція вузла опори кочення

13.3 Конструкція підшипника кочення

Підшипник кочення (рис. 13.2) складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець із доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів) 3 і сепаратора 4, що розділяє й направляє тіла кочення. Крім зазначених, можуть бути інші конструктивні елементи.

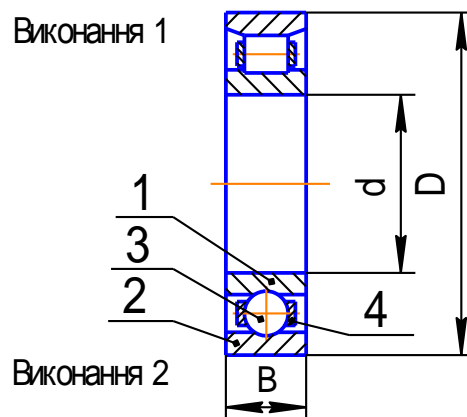


Рисунок 13.2 – Підшипник кочення

У підшипниках можуть бути відсутні всі зазначені елементи, крім тіл кочення, задача яких відокремити рухомі та нерухомі деталі (наприклад, цапфи рухомого вала та нерухомого корпусу).

Основні розміри підшипника (рис. 13.2):

d, D – номінальні діаметри, відповідно, кільця внутрішнього та зовнішнього;

B – ширина.

Основні параметри стандартних підшипників – розміри, маса, вантажність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання – наводяться у спеціальних каталогах підшипників кочення.

Основний матеріал для кілець та тіл кочення підшипників – це підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після відповідної термообробки кілець і роликів становить 60 - 65 HRC, а кульок – 62 - 66 HRC. Для основних деталей підшипників кочення великих розмірів широко застосовують цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А та інші із твердістю 59 - 60 HRC. Крім того, для особливих умов експлуатації деталі підшипників виготовляють із сталі інших марок (нержавіюча, жароміцна та ін.).

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до безшумності застосовують підшипники з тілами кочення, виготовленими з пластмас (переважно із склопластиків). При цьому різко зменшуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

13.4 Класифікація підшипників кочення

Усі конструкції підшипників кочення класифікують за ознаками, покладеними в основу ГОСТ 3395-89.

За напрямком дії сприйманого навантаження:

- 1) радіальні, що сприймають в основному радіальне навантаження F_r ;
- 2) упорні, що сприймають тільки осьове навантаження F_a ;
- 3) радіально-упорні, що сприймають одночасно радіальне F_r і осьове F_a навантаження;
- 4) упорно-радіальні, що сприймають в основному осьове навантаження F_a і значно менше радіальне F_r .

За формою тіл кочення:

- 1) кулькові;
- 2) роликові (рис. 13.3):
 - а) з циліндричними роликами;
 - б) з конічними роликами;
 - в) з голчастими роликами;
 - г) з бочкоподібними роликами;
 - д) із витими роликами.

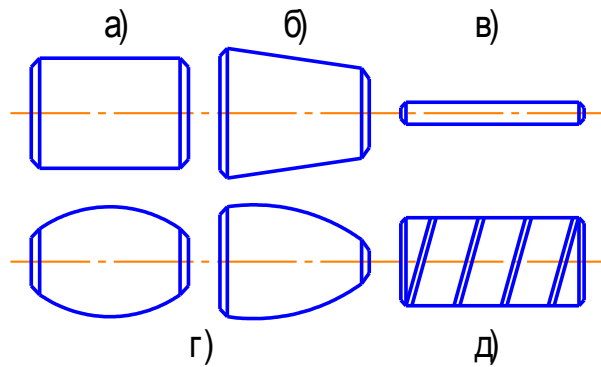


Рисунок 13.3 – Форми роликів

За числом рядів тіл кочення:

- 1) однорядні;
- 2) дворядні;
- 3) чотирирядні.

За розмірами (з одним і тим самим внутрішнім діаметром d):

- 1) радіальними: надлегкі; особливо легкі; легкі; середні; важкі;
- 2) шириною: особливо вузькі; вузькі; нормальні; широкі; особливо широкі.

За здатністю до самовстановлення:

- 1) несамовстановлювальні;
- 2 – самовстановлювальні (сферичні); в яких внутрішня поверхня зовнішнього кільця сферична (рис. 13.4), що дозволяє поворот внутрішнього кільця разом із тілами кочення відносно зовнішнього, не порушуючи працездатності підшипника, на кут $\theta = 2 - 4^\circ$ (для підшипників інших типів $\theta \leq 0,5^\circ$).

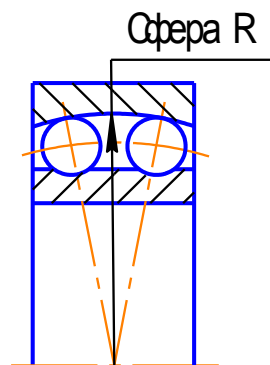


Рисунок 13.4 – Кульковий сферичний підшипник

За класом точності:

- 1) нормальної точності (клас 0);
- 2) підвищеної точності (класи 6, 5, 4, 2).

Класи точності підшипників характеризують точність основних розмірів (значення граничних відхилень розмірів, форми, розташування поверхонь) і точність обертання (радіальні й бокові биття доріжок, биття торців кілець). Точність зростає у міру зменшення номера класу. Із збільшенням точності зростає вартість підшипника.

Усі підшипники кочення мають **умовне позначення**, яке складається з ряду цифр.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають внутрішній діаметр підшипника. Для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в мм) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичне значення внутрішнього діаметра. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третя цифра праворуч разом із сьомою свідчать про серію підшипника для всіх діаметрів $d \geq 10$ мм:

- основна з особливо легких серій позначається цифрою 1;
- легка – 2;
- середня – 3;
- важка – 4;
- легка широка – 5;
- середня широка – 6 і т.д.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника:

- 0 – радіальний кульковий однорядний;
- 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний;
- 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами;
- 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний;
- 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий;
- 5 – роликовий із витими роликами;
- 6 – радіально-упорний кульковий;
- 7 – роликовий конічний;
- 8 – упорний кульковий;
- 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не показується.

Приклади позначення підшипників:

318 – внутрішній діаметр $d = 18 \times 5 = 90$ мм; 3 – середня серія; 0 – радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі перед значущими цифрами спереду позначення не записуються);

7216 – внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, підшипник роликовий конічний.

13.5 Переваги та недоліки підшипників кочення

Основні переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

- 1) малий коефіцієнт тертя $f = 0,0015 - 0,006$, а отже, менші моменти сил тертя і відповідне теплотворення в підшипнику;
- 2) високий ККД ($\eta = 0,985 - 0,995$);

- 3) малі габарити за шириною;
- 4) високий ступінь стандартизації;
- 5) низькі вимоги до матеріалу і термічної обробки валів;
- 6) незначна витрата кольорових металів і мастильних матеріалів;
- 7) простота обслуговування підшипників.

Недоліки:

- 1) низька довговічність при великих частотах обертання та вібраційних і ударних навантаженнях;
- 2) низька довговічність при роботі в агресивних середовищах і воді;
- 3) низька демпфувальна здатність;
- 4) значні габарити за діаметром;
- 5) підвищений шум при високих швидкостях обертання;
- 6) обмежена швидкохідність.

Шарикопідшипники швидкохідніші та дешевші від роликотпідшипників, які мають вищу навантажувальну здатність, потребують жорстких валів і самі більш жорсткі, ніж шарикопідшипники.

Голчасті підшипники використовують при:

- 1) дуже стиснених радіальних габаритах;
- 2) колових швидкостях вала до 5 м/с;
- 3) коливальних рухах (муфти карданних валів, поршневі пальці).

13.6 Особливості кінематики підшипників кочення

Кінематику підшипників кочення необхідно знати для вивчення силових дій на тіла кочення; визначення числа циклів навантаження; розрахунку підшипників на довговічність; вивчення роботи сепаратора.

Підшипник кочення з кінематичної точки зору подібний до планетарного механізму (рис. 13.5): тіла кочення в підшипнику скоюють планетарний рух – обертаються навколо осі вала і навкруги своєї осі.

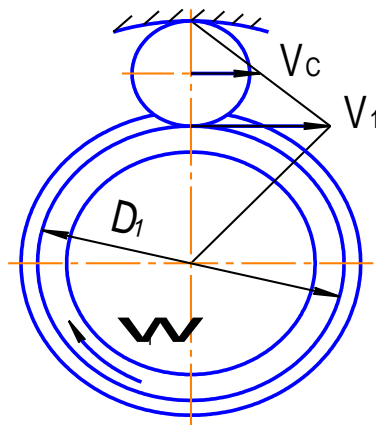


Рисунок 13.5 – План швидкостей для деталей підшипника

Колова швидкість сепаратора

$$V_c = 0,5 \cdot V_1 ,$$

де $V_1 = \omega_1 \cdot D_1 / 2$ – колова швидкість внутрішнього кільця;

ω_1 – кутова швидкість внутрішнього кільця (вала);

D_1 – діаметр доріжки внутрішнього кільця.

Кутова швидкість сепаратора

$$\omega_c \approx 0,5 \cdot \omega_1 .$$

Отже, сепаратор обертається в ту ж сторону, що і вал, з кутовою швидкістю, рівною приблизно половині кутової швидкості вала.

13.7 Розподіл навантаження між тілами кочення

Осьова сила F_a на підшипник розподіляється між усіма Z тілами кочення, причому можна припустити, що осьова сила на одне тіло

$$F_{a1} = F_a / Z .$$

Радіальну силу F_r на підшипник сприймають лише тіла кочення, розміщені на дузі, яка не перевищує 180° , тобто не більше за половину тіл кочення (рис. 13.6). Найбільше навантаженням буде тіло, що перебуває на векторі сили F_r . Максимальне радіальне навантаження на це тіло можна приблизно визначити за формулою

$$F_{r1 \max} = F_0 \approx 5 F_r / Z .$$

При відомих F_{a1} , F_0 можна визначити контактні напруження в підшипнику. Розрахункові формули для відповідних випадків контакту можна знайти в довідниках. У лекції ці формули не розглядаються, оскільки на практиці розрахунок (підбір) підшипників виконують не по напруженнях, а по навантаженнях.

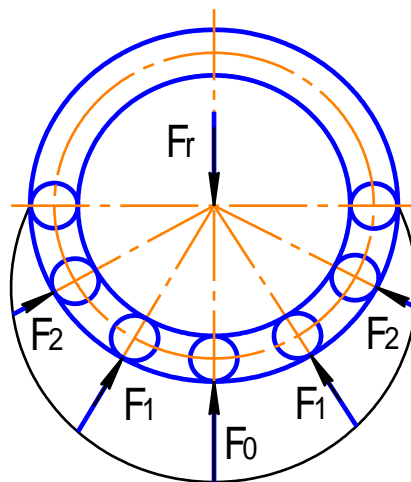


Рисунок 13.6 – Схема розподілу радіального навантаження між тілами кочення

13.8 Напружено-деформований стан деталей підшипників кочення. Види та причини відмов підшипників кочення

Деформації та напруження в тілах кочення та кільцях змінні. При цьому на працездатний стан істотно впливають контактні напруження, які змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом. Після певного числа циклів навантажень змінні контактні напруження високого рівня в поверхневому шарі приводять до утворення на доріжках кочення і тілах кочення утомних мікротріщин, які розклинаються мастилом, що проникає в них. Це призводить до прогресивного викришування поверхонь.

Утомне викришування є основною причиною виходу з ладу підшипників. Крім того, можливі руйнування (розколи) кілець, тіл кочення і сепараторів. При динамічних і великих статичних навантаженнях можуть утворюватися вм'ятини (лунки) на робочих поверхнях. У процесі роботи в абразивному середовищі спостерігається спрацювання (зношення) кілець і тіл кочення.

Зовнішніми ознаками, що свідчать про якесь пошкодження підшипника і необхідність його заміни, є:

- 1) втрата точності обертання;
- 2) підвищений шум;
- 3) підвищений опір обертанню;
- 4) нагрівання.

13.9 Критерії працездатності та розрахунку

Головні **критерії працездатності** підшипників кочення:

- 1) циклічна міцність (контактна витривалість);
- 2) статична міцність, коли підшипник обертається із частотою $n < 1$ об/хв;
- 3) зносостійкість, яка забезпечується відповідним матеріалом і твердістю поверхонь, а також удосконаленням конструкції ущільнень і мастила.

Проектуючи опори з підшипниками кочення, необхідно добирати типорозмір (тип і розмір) підшипника зі стандартного ряду згідно з рекомендаціями ГОСТ. Підшипники добирають:

- 1) за динамічною вантажопідйомністю C для забезпечення циклічної міцності в інтервалі частот обертання $10 \text{ об/хв} \leq n \leq [n]$, де $[n]$ – гранична частота обертання;
- 2) за статичною вантажопідйомністю C_0 для забезпечення статичної міцності і запобігання залишковим деформаціям.

Динамічна вантажопідйомність C (наводиться в каталозі) – стале радіальне або осьове (для упорних підшипників) навантаження, при якому у 90% підшипників випробуваної партії впродовж 10^6 обертів внутрішнього кільця не буде утомних пошкоджень.

Статична вантажопідйомність C_0 (наводиться в каталозі) – статичне навантаження, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення та кільця у найнавантаженішій точці контакту, яка дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Тип підшипника добирають залежно від:

- 1) конструктивних особливостей опори (призначення підшипника);
- 2) частоти обертання;
- 3) значення та напрямку навантаження;
- 4) режиму роботи;
- 5) вимог до жорсткості;
- 6) умов монтажу та демонтажу;
- 7) вартості підшипника.

Підшипники, які працюють при змінних режимах навантажування, що відбувається у більшості випадків експлуатації, підбирають за **еквівалентним навантаженням**. Під еквівалентним розуміють умовне стале навантаження, при якому забезпечується така ж сама довговічність підшипника, як і при справжніх дійсних умовах навантаження.

Коли тип підшипника і діаметр вала відомі, з каталогу вибирають розмір (серію) підшипника з урахуванням умови

$$C_p \leq [C] = C_{\text{табл}},$$

де C_p , $[C]$ – динамічна вантажопідйомність, відповідно, розрахункова (потрібна) та паспортна (з таблиці за каталогом).

Коли типорозмір підшипника вибрано і відомий призначений в годинах ресурс підшипника $[L]$, проводять розрахунок на довговічність – розраховують ресурс підшипника L та перевіряють виконання умови

$$L \geq [L].$$

Якщо ця умова не задовольняється, переходять на важчу серію, змінюють тип підшипника або збільшують діаметр вала.

13.10 Особливості конструювання опор із підшипниками кочення

У процесі конструювання опор необхідно правильно вибрати способи встановлення підшипників, посадки та кріплення (фіксації) їх на валу і в корпусі, спосіб їх мащення та конструкцію ущільнювальних пристроїв.

Розрізняють два основних **види навантажень підшипників**: циркуляційне і місцеве.

При **циркуляційному навантаженні** кільце підшипника обертається щодо вектора діючої радіальної сили, наприклад, внутрішнє кільце підшипника на валу зубчастої передачі. Таке кільце ставлять на вал із натягом. У протилежному разі через зазор воно почне обкочуватись по цапфі, що спричинить її спрацювання.

При **місцевому навантаженні** кільце не обертається щодо вектора діючої радіальної сили. Таке навантаження характерне, наприклад, для зовнішнього кільця підшипника, яке поставлено на вал працюючої зубчастої передачі. У випадку місцевого навантаження кільця підшипників ставлять із невеликим зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під дією поштовхів та вібрацій періодично повертатись навколо своєї осі та вступати в роботу новим ділянкам бігової доріжки.

Кільця підшипників, які повинні при регулюванні зазорів переміщатись на валу або в корпусі, встановлюють по рухомій посадці.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення слід робити з урахуванням наведених рекомендацій:

1. Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників:
 - при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j6, k6, m6, n6;
 - при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g6, h6.
2. Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників:
 - при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K6, M7, N7;
 - при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js7, H7, K6, M7.

Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпуса залежать від:

- 1) режиму роботи;
- 2) виду навантаження;
- 3) типу підшипника;
- 4) способу його регулювання.

Можливі **схеми установки підшипників** наводяться в підручниках. Наприклад, при використанні радіальних шарикопідшипників найчастіше вибирають схему з однією фіксованою опорою, а іншою – „плаваючою”. У фіксованій опорі внутрішнє кільце фіксують на валу, а зовнішнє – у корпусі. Для „плаваючої” опори – внутрішнє кільце закріплюють на валу, а зовнішнє має можливість виконувати осьове переміщення.

Гарантований зазор (0,2 – 1,0 мм) між зовнішнім кільцем підшипника і кришкою підшипника забезпечується стальними прокладками. Такий зазор потрібний для компенсації температурних деформацій, неточностей виготовлення і монтажу.

Змащення підшипників кочення виконується для відведення тепла, зменшення тертя, демпфірування коливань навантаження, попередження корозії контактуючих поверхонь. Крім того, мастило підвищує герметичність підшипників і зменшує шум при їх роботі.

Для змащування підшипників кочення застосовують рідкі, пластичні й тверді мастильні матеріали. При виборі мастильного матеріалу необхідно враховувати розміри підшипника й частоту його обертання, величину навантаження, робочу температуру, стан навколишнього середовища.

Рідкі мастила використовують за потребою мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників. Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила.

Способи мащення підшипників рідкими маслами:

- 1) занурення підшипника в масляну ванну (рівень масла не повинен перевищувати центра нижнього тіла кочення);
- 2) розбризування масла на підшипник одним із швидкообертювх коліс або кілець із загальної масляної ванни вузла;
- 3) краплинне мащення;
- 4) мащення під дією відцентрових сил.

Пластичні мастила закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3–0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють. Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях або працюючих у забрудненому середовищі, та підшипників із коливальним рухом малої амплітуди. Підвищена надійність захисту від забруднення пов'язана із заповненням пластичним мастилом зазорів підшипникового вузла і додатковим ущільненням опор валів.

При високих температурах для підшипників кочення застосовують **тверді мастильні матеріали** у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

Ущільнення підшипникових вузлів запобігають їх забрудненню та витіканню масла, тому впливають на довговічність підшипників.

Основні вимоги до ущільнень:

- герметичність;
- мале тертя;
- високі довговічність і надійність.

Існують контактні та безконтактні ущільнення.

До **контактних** належать ущільнення за допомогою повстяних або фетрових кілець при $V < 5$ м/с і манжет при $V < 10$ м/с.

До **безконтактних** ущільнень належать щільові, лабіринтні, відцентрові та комбіновані.

Підшипники **монтують** або в нагрітому стані (нагрівають у масляній ванні до температури 80 – 100 °С), або за допомогою пресів (гідравлічних, гвинтових), або легкими ударами через мідний (алюмінієвий) вибивач.

Демонтують підшипники за допомогою спеціальних знімачів.

Загальне правило монтажу та демонтажу підшипників – не можна передавати силу через тіла кочення.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Типи, конструкції і призначення підшипників кочення.
- 2 Розрахунки підшипників кочення.
- 3 Способи встановлення підшипників, посадки кілець на вал і в корпус.
- 4 Етапи проектування підшипникових вузлів.
- 5 Шляхи підвищення надійності, довговічності та швидкохідності підшипників.

Питання для самоперевірки

- 1 Що називають підшипником кочення? Призначення і галузі використання підшипників кочення.
- 2 Конструкція підшипника кочення. Призначення його основних деталей.
- 3 Переваги та недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання.
- 4 Класифікація підшипників кочення.
- 5 Основні розміри підшипника кочення. Чи можна посадити підшипник на конічну ділянку вала?
- 6 Класифікація підшипників за класами точності. Для чого необхідні класи точності підшипників?
- 7 Система умовного позначення підшипників кочення.
- 8 Конструкції і призначення радіальних шарикопідшипників і роликотпідшипників.
- 9 Які переваги мають шарикотпідшипники порівняно з роликотпідшипниками і навпаки? Які переваги і недоліки мають гольчасті підшипники та підшипники з витими роликами?
- 10 Конструкції і призначення сферичних самовстановних шарико- і роликотпідшипників.
- 11 Конструкції і призначення радіально-упорних шарико- і роликотпідшипників.
- 12 Конструкції і призначення упорних шарико- і роликотпідшипників.
- 13 Особливості кінематики підшипників кочення.
- 14 Як розподіляються осьове та радіальне навантаження між тілами кочення?
- 15 Напружено-деформований стан деталей підшипників кочення.
- 16 Основні види відмов, критерії працездатності та розрахунку підшипників кочення.
- 17 Які матеріали застосовують для основних деталей підшипників кочення?
- 18 Що таке динамічна та статична вантажотпідйомність підшипника кочення? Коли виконують вибір підшипників за динамічною, а коли – за статичною вантажотпідйомністю?
- 19 Які фактори враховують при доборі типорозміру підшипника?
- 20 Визначення зведеного та еквівалентного навантажень підшипників кочення.
- 21 Алгоритм розрахунку ресурсу підшипника.
- 22 Способи встановлення підшипників.
- 23 Призначення мащення підшипників кочення. Способи мащення рідкими мастилами.
- 24 Коли і які густі мастила використовують для підшипників?
- 25 Які види контактних ущільнюючих пристроїв застосовують у підшипникових вузлах і навіщо?
- 26 Які види безконтактних ущільнюючих пристроїв застосовують у підшипникових вузлах і навіщо?
- 27 Як виконують монтаж і демонтаж підшипників кочення?

Лекція 14

ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

- 14.1 Призначення підшипників ковзання.
- 14.2 Класифікація підшипників ковзання.
- 14.3 Режими тертя в підшипниках ковзання.
- 14.4 Умови роботи гідродинамічних підшипників ковзання.
- 14.5 Види відмов, критерії працездатності та фактори, які впливають на працездатність підшипників ковзання.
- 14.6 Розрахунки підшипників ковзання.

14.1 Призначення підшипників ковзання

Підшипники ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні підшипника. Найпростішим підшипником ковзання можна вважати втулку (рис. 14.1), посажену на вал із гарантованим зазором, в якому повинно перебувати мастило. Основні розміри підшипника – діаметр цапфи d і довжина вкладиша l .

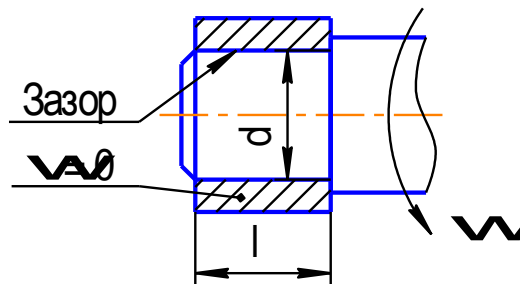


Рисунок 14.1 – Цапфа в опорі ковзання

Конструкції важконавантажених і високошвидкісних опор ковзання складаються з корпусу, вкладишів, мастильного, захисного і охолоджуючого пристроїв. **Вкладиші** підшипників – є робочими елементами, що взаємодіють безпосередньо з опорною частиною вала.

Конструкції підшипників ковзання можуть бути **нероз'ємними** або **роз'ємними** (з роз'ємним корпусом). Роз'ємні підшипники зручніші при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням корпусу і кришки корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання.

Підшипники ковзання використовують:

1) при великих навантаженнях і особливо високих частотах обертання (більше 10000 об/хв), наприклад, опори парових і гідравлічних турбін, потужні електрогенератори, компресори, де за критерієм швидкохідності підшипники кочення не можуть бути застосовані в принципі;

2) при стиснених габаритах за діаметром, наприклад, для близько розміщених паралельних валів;

3) у **прецизійних машинах**, де потрібні особливо точний напрям вала та можливість регулювання зазора;

4) у вузлах машин, що зазнають дії ударного і вібраційного навантаження, наприклад, важкі шоківі дробарки, кульові млини, де надійність підшипників кочення вкрай низька, а підшипники ковзання здатні сприймати ударні навантаження завдяки демпфувальним властивостям мастильного шару;

5) у різних опорах, наприклад, опорах колінчастих валів;

6) в особливо забруднених умовах і в опорах, які постійно перебувають у воді або в інших агресивних середовищах, де підшипники кочення непридатні через корозію;

7) у невідповідальних вузлах дешевих тихохідних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення;

8) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування, мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машин в дію. Крім цього, цапфи валів та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацьовуванню підшипника та цапфи.

14.2 Класифікація підшипників ковзання

За напрямком сприйманих навантажень підшипники ковзання поділяють на дві основні групи:

1) **радіальні**, ще їх називають **опорними**, призначені для сприйняття навантажень, перпендикулярних до осі вала;

2) **упорні**, що призначені для сприйняття осьових навантажень.

Упорні підшипники ковзання, що служать для фіксації горизонтальних валів в осьовому напрямку і мають незначні навантаження, називають **торцевими**. Упорні підшипники ковзання, що встановлюються на вертикальних валах, називаються **підп'ятниками**.

Для підшипників ковзання цапфи можуть бути циліндричними, конічними або кулястими.

Залежно від виду мастила підшипники поділяють на:

1 – гідравлічні:

а) **гідродинамічні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі між цапфою і вкладишем створюється завдяки обертанню цапфи;

б) **гідростатичні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі створюється насосом;

2 – газові:

а) **газодинамічні**, у яких тиск газового мастила в зазорі створюється завдяки обертанню цапфи;

б) **газостатичні** (тиск газу в зазорі забезпечується насосом).

14.3 Режими тертя в підшипниках ковзання

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали. Подача мастильного матеріалу до підшипників ковзання залежно від їхнього призначення та умов роботи може бути індивідуальною або централізованою, періодичною або неперервною, самоподачею або під тиском. Для змащування використовують спеціальну мастильну арматуру.

Основним мастильним матеріалом є **рідкі мастила**, бо вони рівномірно розподіляються на поверхнях тертя, мають мале внутрішнє тертя і задовільно працюють у широкому діапазоні температур.

Важливими властивостями мастил, які визначають їхню мастильну здатність, є в'язкість (при роботі в умовах рідинного тертя) та маслянистість (при роботі без рідинного тертя). **В'язкість** – властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого. **Маслянистість** – здатність мастильного матеріалу до утворення та утримування на поверхнях тертя деталей тонких плівок.

Розрізняють такі основні **режими тертя ковзання**:

- 1) рідинне тертя (гідродинамічне);
- 2) напіврідинне;
- 3) граничне;
- 4) напівсухе;
- 5) сухе.

В підшипниках ковзання найчастіше зустрічаються рідинне, напіврідинне і напівсухе тертя.

Під час **рідинного тертя** робочі поверхні цапфи вала і вкладиша підшипника розділені шаром мастила, товщина h якого більша суми висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2}

$$h > R_{z1} + R_{z2}.$$

Якщо записана умова виконується, то шар мастила сприймає зовнішнє навантаження, не допускаючи при цьому безпосереднього дотикання цапфою робочих поверхонь підшипника. Критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя, беруть

$$h_{кр} = (1,5 - 2,0) \cdot (R_{z1} + R_{z2}).$$

При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника. Щоб досягти режиму рідинного тертя, потрібні такі умови:

- а) наявність між поверхнями ковзання зазора клинової форми;
- б) неперервне заповнення зазора мастилом відповідної в'язкості;
- в) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути такою, щоб розвинутий гідродинамічний тиск зрівноважив зовнішнє навантаження.

При **напіврідинному терті** суцільність мастильної плівки порушена, поверхні вала і підшипника дотикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої довжини. Цей вид тертя зустрічається при недостатній подачі мастила або при відсутності механізму гідродинамічного змащення.

При **напівсухому терті** поверхні вала і підшипника дотикаються повністю або на ділянках великої довжини, роздільний мастильний шар відсутній, мастило перебуває на металевих поверхнях тільки у вигляді адсорбованої плівки. Напівсухе тертя настає при недостатній подачі мастила. У важконавантажених швидкісних підшипниках виникнення напівсухого тертя викликає перегрів, розплавлення вкладишів, схоплювання і заїдання підшипника.

При **сухому терті** поверхні вала і підшипника дотикаються своїми нерівностями, що залишаються після механічної обробки, при повній відсутності слідів змащення. Робота підшипника при сухому терті пов'язана з інтенсивним зношуванням і заїданням контактних поверхонь, появою вібрацій і значних втрат енергії.

Приведений **коефіцієнт тертя** підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного тертя, дорівнює 0,001 – 0,005, а у підшипників, що працюють при напівсухому терті, досягає значень 0,1 – 0,12.

14.4 Умови роботи гідродинамічних підшипників ковзання

Підшипники ковзання гідродинамічного тертя набули значного поширення в техніці. Принцип роботи цих підшипників пояснюється гідродинамічною теорією змащення, згідно з якою рідкі мастильні матеріали – масла завдяки своїм властивостям (маслянистості та динамічній в'язкості) здатні утворювати на спряжених поверхнях цапфи і вкладишів тонкі плівки, чинити опір зміщенню одного шару рідини відносно іншого та утворювати піднімальні сили в рідинному шарі.

Розглянемо роботу радіального гідродинамічного підшипника ковзання (рис. 14.2). У підшипнику ковзання вал завжди встановлюється з певним зазором, який заповнюється мастилом. Якщо вал не обертається ($\omega = 0$), то під дією радіального навантаження F_r він займає ексцентричне положення в підшипнику і зазор набуває серпоподібної форми клинової щілини (рис. 14.2 а).

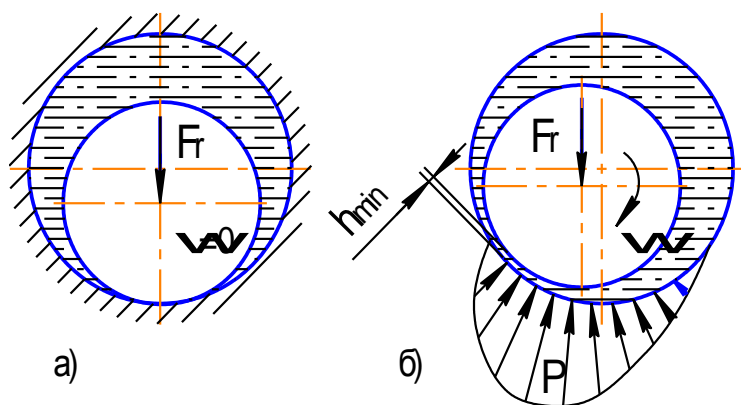


Рисунок 14.2 – Положення вала в підшипнику й схема виникнення несучого мастильного шару

У процесі обертання цапфи масло завдяки маслянистості та в'язкості захоплюється у клиновий зазор, тобто цапфа діє подібно насосу, нагнітаючи масло в зазор. Завдяки цьому у підшипнику створюється гідродинамічний тиск P , здатний зрівноважити навантаження F_r . При цьому цапфа спливає і займає ексцентричне положення (рис. 14.2 б), причому між її поверхнею та підшипником утворюється масляний шар, товщина h якого залежить від властивостей масла, кутової швидкості ω і навантаження F_r .

Пневмопідшипники (газодинамічні) працюють так само, як і розглянуті вище підшипники рідинного тертя. Різниця лише у тому, що внаслідок значно меншої в'язкості повітря (газу) порівняно з рідкими мастилами (у сотні разів) такі підшипники поряд із малими втратами на тертя мають малу несучу здатність. Пневмопідшипники практично не обмежують частоту обертання валів, не нагріваються і зберігають точність положення осі вала. Їх застосовують у центрифугах, гіроскопах, газових турбінах. Наприклад, створені конструкції шпінделів для внутрішнього шліфування на пневмопідшипниках, які здатні розвивати частоти обертання до $3 \cdot 10^5$ хв⁻¹.

14.5 Види відмов, критерії працездатності та фактори, які впливають на працездатність підшипників ковзання

Основні **види відмов** підшипників ковзання:

- 1) спрацювання (у тому числі абразивне), яке спостерігається при частих пусках і зупинках, а також у разі недостатньої захищеності від потрапляння абразивів;
- 2) схоплювання через незабезпеченість потрібного теплового режиму і при малих зазорах;
- 3) поломки вкладишів, утомне викришування та відшаровування заливки вкладишів при змінному навантаженні.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. **Абразивне спрацювання** може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику під час усталеного режиму роботи і особливо під час пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. **Заїдання** виникає при втраті мастильною плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів.

Основний критерій працездатності підшипників ковзання – **зносостійкість**, тому цапфа та вкладиші повинні утворювати антифрикційну пару. Вкладиші виготовляють з антифрикційного чавуну, металокераміки, бронзи, латуні, алюмінієвих сплавів, капрону, гуми, графіту та ін. У більшості випадків вкладиші біметалеві: основу (із сталі, бронзи, алюмінієвих сплавів та ін.) заливають тонким шаром бабіту (сплаву олова та свинцю).

Чавун (сірий і антифрикційний) придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне припрацьовування чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

Бронзи із вмістом олова БрО1ОФ1 та ін. мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза БрС3О, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згоряння. Широко розповсюджені також більш дешеві безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

Латуні ЛКС80–3–3, ЛМцЖ52–4–1 та ін. ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

Високоолов'яні бабіти (Б83) використовують при дуже високих швидкостях та тисках. За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно поступається чавуну та бронзі. Негативними властивостями бабіту є крихкість та висока вартість.

З алюмінієвих сплавів найперспективнішими є алюмінієво–олов'яні антифрикційні сплави АО9–2, АО9–1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згоряння.

Серед **пластмас** для вкладишів підшипників використовують текстоліти, поліаміди (капрон, фторопласт–4) та ін. Поліаміди у більшості випадків наносять тонким шаром на металеві вкладиші і завдяки цьому в значній мірі поліпшують умови відведення теплоти. Оскільки пластмаси мають достатню пружність, виготовлені з них вкладиші можуть сприймати ударні навантаження та дещо компенсувати перекося цапфи вала.

Несуча здатність підшипника ковзання також залежить від відношення довжини підшипника до діаметра цапфи l/d . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d = 0,5 - 1$. Оптимальним є відношення $l/d = 0,6 - 0,9$. Зменшення довжини l при незмінному діаметрі d призводить до збільшення витікання мастила через торці й зменшення несучої здатності підшипника. Однак підшипники з малим відношенням l/d менш чутливі до перекося, що виникають при монтажі або деформації вала. Довгі підшипники ($l/d \geq 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності монтажу.

При обертанні цапфи робота сил тертя нагріває підшипник і цапфу до температури, що не повинна перевищувати деякого граничного значення, що допускається для певного матеріалу підшипника і сорту мастила. З підвищенням температури знижується в'язкість масла, збільшується ймовірність заїдання цапфи в підшипнику, можливе виплавлення вкладишів. Для запобігання перегріву підшипника застосовують заходи щодо охолодження мастила або конструкції опори.

Підшипники ковзання надійно працюють при температурі, що не перевищує $130 - 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, при вищій температурі виникає небезпека розриву мастильної плівки внаслідок розрідження мастила. Спеціальні мастила (синтетичні парафінові та ін.) можуть працювати при температурі до $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

14.6 Розрахунки підшипників ковзання

Спочатку виконують умовні розрахунки підшипників, а потім – уточнені гідродинамічні та теплові.

Для **швидкохідних машин** розрахунки підшипників ковзання (в умовах рідинного тертя) базуються на рівняннях гідродинаміки і тут не розглядаються.

Обмежимося розглядом умовних розрахунків.

1 Для **тихохідних механізмів**, машин із частими пусками й зупинками, при коливальному русі (втулки важелів, підшипники ресор та ін.), коли повинна виконуватися умова невидавлювання мастильного матеріалу, проводять розрахунок за допустимим тиском у підшипнику. Міцність вкладиша при такому статичному навантаженні залежить від питомого умовного тиску p на вкладиш, який не повинен перевищувати допустимий тиск $[p]$, залежний від типу машини:

$$p = F_r / (l \cdot d) \leq [p].$$

2 Оскільки змащувальна здатність мастила в підшипнику залежить від тепловиділення в зоні контакту, а воно, у свою чергу, залежить від питомого тиску p на цапфу й коллової швидкості v , то для підшипників **середньої швидкохідності** необхідно дотримуватись умови

$$p \cdot v \leq [p \cdot v].$$

Розрахунок за параметром $p \cdot v$ у наближеній формі попереджає інтенсивне зношування, перегрівання і заїдання. Допустимі значення $[p \cdot v]$ встановлюють з досвіду експлуатації машин.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Типи і конструкції опор із підшипниками ковзання.
- 2 Розрахунки підшипників ковзання.
- 3 Умови роботи гідростатичних, газодинамічних і газостатичних підшипників ковзання.
- 4 Конструкції і матеріали підшипників ковзання „сухого” тертя, які працюють без мастила.
- 5 Конструкції та використання підп'ятників ковзання.
- 6 Тепловий розрахунок швидкохідних підшипників ковзання.
- 7 Способи підведення мастила до підшипників і підп'ятників ковзання.

Питання для самоперевірки

- 1 Переваги та недоліки підшипників ковзання порівняно з підшипниками кочення.
- 2 Області використання підшипників ковзання.
- 3 Класифікація підшипників ковзання.
- 4 Конструкції підшипників ковзання.
- 5 Умови роботи гідродинамічних підшипників ковзання.
- 6 Умови роботи газодинамічних і газостатичних підшипників ковзання.
- 7 Умовні розрахунки підшипників ковзання.
- 8 Які металеві матеріали використовують для робочих елементів підшипників ковзання?
- 9 Які неметалеві матеріали використовують для робочих елементів підшипників ковзання?
- 10 Основні види відмов, критерії працездатності та розрахунку підшипників ковзання.
- 11 Вкажіть режими тертя в підшипниках ковзання.

Лекція 15

МУФТИ ПРИВОДІВ

- 15.1 Призначення муфт приводів машин.
- 15.2 Класифікація муфт.
- 15.3 Основні параметри муфт.
- 15.4 Методика добору муфт.
- 15.5 Некеровані муфти.
- 15.6 Керовані муфти.
- 15.7 Самокеровані муфти.

15.1. Призначення муфт приводів машин

Муфти – пристрої (вузли і механізми), які служать для з'єднання хвостовиків валів при передаванні обертального моменту, наприклад, вали двигуна і редуктора, редуктора і виконавчого механізму (рис. 15.1). При цьому параметри руху, як правило, не змінюються, оскільки передаточне число муфти $u = 1$. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

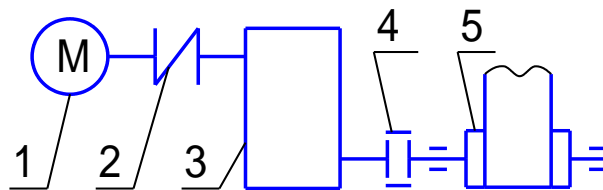


Рисунок 15.1 – Схема привода стрічкового конвеєра

У зображеному приводі (рис. 15.1) використано дві муфти: швидкохідна муфта 2 з'єднує вали електродвигуна 1 та редуктора 3; тихохідна муфта 4 з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана 5.

Муфти можуть виконувати також інші **функції**:

- 1) компенсувати неспіввісність валів;
- 2) знижувати рівень динамічного навантаження в приводі;
- 3) з'єднувати та роз'єднувати вали в процесі роботи без зупинки двигуна;
- 4) охороняти машини від поломок при перевантаженнях та зміні режиму роботи.

Практично будь-яка муфта складається з ведучої та веденої півмуфт, посаджених на ведучий і ведений вали, причому з'єднання півмуфт із валами, як правило, глухе (у деяких випадках одна з півмуфт має лише кутову фіксацію). Півмуфти з'єднані між собою за допомогою або додаткових деталей, або конструктивних елементів, виконаних як одне ціле з півмуфтами.

Основні вимоги до муфт:

- 1) простота конструкції та мінімальні габарити;
- 2) високі надійність і точність передавання руху;
- 3) мінімально можлива вартість;
- 4) високий ККД (0,97 – 0,995).

15.2 Класифікація муфт

За принципом дії муфти поділяють на класи: механічні, гідравлічні, електричні та ін. У курсі деталей машин вивчають тільки **механічні** муфти.

За ознакою керованості розрізняють такі групи механічних муфт:

- 1) **некеровані** (нерозчіплювані, постійно діючі), призначені для сталого з'єднання валів;
- 2) **керовані** (зчіпні), які служать для з'єднання та роз'єднання валів під час роботи;
- 3) **самокеровані** (автоматичні), які автоматично з'єднують або роз'єднують вали в разі зміни заданого режиму роботи.

Класифікація механічних муфт за ознакою керованості у вигляді схеми розподілу на групи та підгрупи виконана на рис. 15.2.

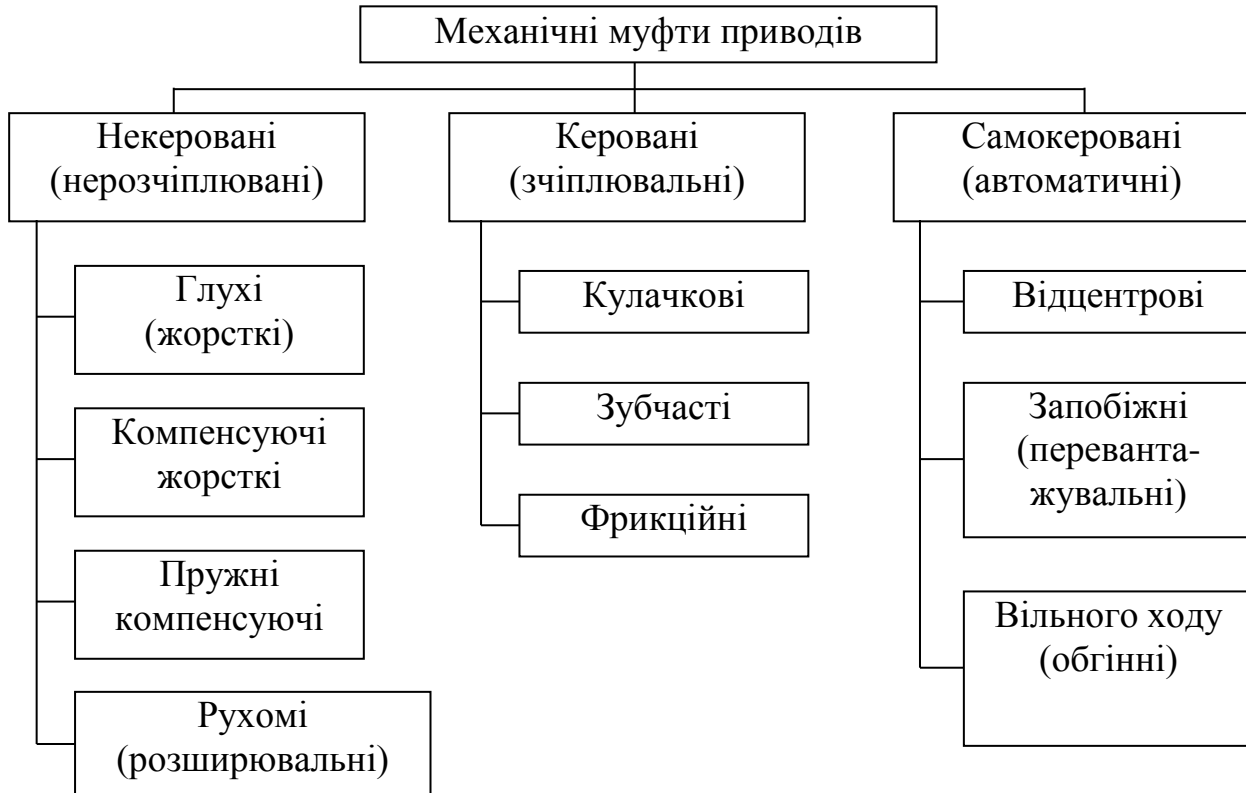


Рисунок 15.2 – Класифікація механічних муфт

15.3 Основні параметри муфт

Муфти приводів характеризуються такими параметрами:

- 1) обертальним моментом T (Н·м) або потужністю, яка передається за певної частоти обертання (наприклад, $n = 100$ об/хв, P_{100});
- 2) діаметрами з'єднаних валів d_1 і d_2 , які змінюються в певному діапазоні $d_{\min} \leq d_i \leq d_{\max}$, $i = 1, 2$. У конкретному приводі доцільно, щоб $d_1 = d_2$, у крайньому разі $d_1 = (0,8 - 1,2) \cdot d_2$;
- 3) габаритними розмірами;
- 4) масою та моментом інерції (ці величини потрібні в процесі динамічного дослідження привода);
- 5) граничною частотою обертання n_{\lim} , яка визначається міцністю обертових деталей, зносостійкістю, нагріванням робочих елементів або іншими критеріями.

15.4 Методика добору муфт

Більшість муфт стандартизовані. У зв'язку з цим завдання добору зводиться до добору типорозміру муфти серед наявних у стандартах. Лише у деяких випадках у разі потреби виконують перевірні розрахунки. Тип муфти повинен відповідати умовам роботи вузла, монтажу та іншим вимогам, які висуваються до муфт у конкретному приводі. Розмір муфти добирають за такими умовами:

$$T_P = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \leq [T] \quad , \quad n \leq n_{\lim} \quad ,$$

де T_P , T_H – обертальний момент відповідно розрахунковий і номінальний;

k_1 – коефіцієнт відповідальності муфти, який залежить від серйозності наслідків, спричинених відмовою муфти ($k_1 = 1,0 - 1,8$);

k_2 – коефіцієнт, який залежить від умов роботи, типу двигуна та виконавчого механізму (при рівномірному навантаженні та спокійній роботі беруть $k_2 = 1$, при роботі з ударами та коливаннями навантаження $k_2 = 1,5$);

$[T]$ – допустимий обертальний момент для визначеного типорозміру муфти;

n , n_{\lim} – частота обертання муфти номінальна та гранично допустима відповідно.

Після добору муфти бажано перевірити її слабкий елемент, який визначає надійність муфти, за відповідним критерієм працездатності.

15.5 Некеровані муфти

Конструкції (ескізи, креслення) муфт докладно розглянуті в підручниках.

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів, осі яких лежать на одній прямій. До них належать:

- 1) втулкові – найпростіші з глухих муфт (суцільна втулка насаджується на кінці валів);

2) фланцеві, які складаються з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, що насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами (болти муфти ставлять в отвори півмуфт із зазором або без зазора);

3) поздовжньо-згвинчувані.

Недолік втулкових і фланцевих муфт – незручність їх монтажу та демонтажу, для чого потрібне осьове зміщення валів. Тому для втулкових і фланцевих муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

Втулкові муфти застосовують для діаметрів валів $d \leq (60 - 70)$ мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ18, СЧ20.

Фланцеві муфти стандартизовані. Півмуфти виготовляють із сталі 35, сталевого литва 35Л або з чавунного литва. Болти, що ставлять із зазором, переважно зі сталі Ст.3, а болти без зазора – зі сталей 40, 45.

Компенсуючі муфти служать для з'єднання неспіввісних валів (осі не лежать на одній прямій, вони мають певні зміщення). Неспіввісність зумовлюється неточністю виготовлення, монтажу і пружними деформаціями.

Розрізняють такі види відхилень від правильного взаємного розміщення осей валів (рис. 15.3):

1 – поперечне або радіальне зміщення Δr ;

2 – поздовжнє або осьове зміщення Δa ;

3 – кутове відхилення $\Delta \delta$;

4 – комбіноване.

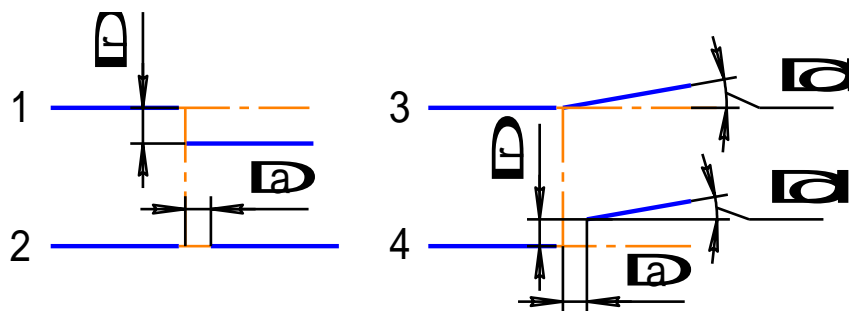


Рисунок 15.3 – Види неспіввісності

Такі зміщення зумовлюють додаткове навантажування валів та їх опор. Компенсуючі муфти дають змогу знизити шкідливий вплив неспіввісності на роботу деталей. Компенсація здійснюється завдяки або взаємним переміщенням деталей муфт (жорсткі компенсуючі та рухомі муфти), або деформації пружних елементів (пружні компенсуючі муфти).

До **компенсуючих жорстких** належать муфти:

1) зубчасті, що мають всередині роз'ємних обойм півмуфти із зубчастими вінцями;

2) ланцюгові, що складаються з двох півмуфт, виконаних у формі двох зірочок із однаковим числом зубців і охоплених одно– або дворядним ланцюгом.

Зубчасті муфти широко використовують у машинобудуванні завдяки їх перевагам:

- невеликим габаритам і масі;
- значній навантажувальній здатності, яка визначається великим числом зубців, що зчіплюються одночасно;
- припустимості високих колових швидкостей (до 25 м/с і більше);
- технологічності.

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею. Зубчасті муфти стандартизовані. Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей марок 45, 50 або 40Х. Для підвищення стійкості проти спрацювання зубці півмуфт піддають термообробці до твердості не менше, ніж 40 – 45 HRC. Тихохідні муфти виготовляють з твердістю зубців $H \leq 350$ HB.

Для **ланцюгових муфт** характерні простота конструкції, відносно невеликі габаритні розміри, зручність монтажу і демонтажу. Ланцюгові муфти стандартизовані.

Компенсуючі пружні муфти служать в основному для зменшення динамічних (у тому числі ударних) навантажень і захисту привода від резонансних коливань. Крім того, вони припускають деяку компенсацію неспіввісності валів через деформацію пружних елементів, які можуть бути металевими або неметалевими.

До металевих пружних елементів належать: змієподібні пружини, радіальні пакети пластин, виті циліндричні пружини, гільзові пружини, стрижні. Ці елементи працюють на згин і кручення. Вони забезпечують більшу навантажувальну здатність і довговічність муфти, ніж неметалеві елементи.

Муфти з металевими пружними елементами:

- 1) муфти зі змієподібною пружиною;
- 2) муфти з радіальними пакетами пластин;
- 3) муфти з витими циліндричними пружинами.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума, оскільки їй притаманні високі пластичність і демпфівувальна здатність, а також електроізолююча властивість.

Муфти з неметалевими пружними елементами:

- 1) муфти пружні втулково-пальцеві (МПВП);
- 2) муфти з гумовою зірочкою;
- 3) муфти з конічним диском;
- 4) муфти з гумовими сухарями;
- 5) муфти з тороподібною оболонкою.

Широке використання в машинобудуванні **муфт МПВП**, особливо в приводах від електродвигунів, пояснюється такими їх перевагами, як легкість виготовлення, простота пружних елементів, зручність їх заміни та надійність. Муфта МПВП складається з двох півмуфт, нерухомо закріплених в одній півмуфті сталевих пальців,

на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою. Зовнішню поверхню цих муфт можна використовувати як гальмівний шків.

Рухомі муфти (розширювальні) призначені для з'єднання валів, які мають значні відносні зміщення, зумовлені компонованням привода машини. До таких муфт належать:

- 1) кулачково-дискові (хрестові);
- 2) шарнірні, що допускають перекося осей валів до $40 - 45^\circ$.

15.6 Керовані муфти

Керовані муфти дають змогу з'єднувати або роз'єднувати вали (а також вали та встановлені на них деталі) у спокої або при їх обертанні за допомогою обов'язкового пристрою – механізму керування. За принципом роботи такі муфти поділяють на дві підгрупи – синхронні, що базуються на зчепленні, та асинхронні з використанням сил тертя.

Синхронні муфти використовують при значному навантаженні, стиснених габаритах, нечастих вмиканнях і співвісних валах. Вони забезпечують жорсткий кінематичний зв'язок півмуфт. Їх умикають у строго визначеному положенні і лише на тихому ході, причому вмикання відбувається з ударами та шумом. Якщо синхронні муфти вмикають часто, то для зменшення ударів і шуму використовують **синхронізатори** – фрикційні муфти, які вмикаються попередньо для того, щоб вирівняти швидкості веденої та ведучої півмуфт синхронної муфти.

До **керованих синхронних муфт** належать:

- 1) кулачкові зчіпні;
- 2) зубчасті зчіпні.

Кулачкова муфта складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщуватися уздовж цього вала. Рухому півмуфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт здійснюється передавання обертального моменту від одного вала до другого.

Асинхронні муфти забезпечують плавне з'єднання та роз'єднання обертальних валів у широкому діапазоні кутових швидкостей і передаваного навантаження. Завдяки плавному вмиканню вдається запобігти великому прискоренню і шуму. Проте при вмиканні має місце ковзання і, отже, спрацювання деталей машин. Проковзування може відбуватися також у разі перевантажень, муфта при цьому виконує функцію запобіжного пристрою.

До **керованих асинхронних муфт** належать:

- 1) фрикційні дискові, що бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхней тертя (багатодискові муфти);
- 2) фрикційні конусні, що мають дві півмуфти, які стикаються між собою по конічних поверхнях.

15.7 Самокеровані муфти

Самокеровані (самодіючі або автоматичні) муфти автоматично роз'єднують і з'єднують вали:

- 1) при збільшенні швидкості (муфти відцентрові або граничної швидкості);
- 2) при перевантаженнях (муфти запобіжні);
- 3) при зміні напрямку руху (муфти обгінні, які передають рух тільки в одному напрямку).

Відцентрові муфти використовують для з'єднання та роз'єднання валів при певній кутовій швидкості обертання:

- 1) для автоматичного вмикання або вимикання робочого органу машини шляхом регулювання кутової швидкості двигуна;
- 2) для розгону машин із великими обертовими масами при малому пусковому моменті двигуна;
- 3) для підвищення плавності пуску машини в дію.

Муфти для роз'єднання валів при заданій кутовій швидкості переважно використовують для обмеження високих швидкостей робочих органів машини, наприклад, з метою запобігання їхньому руйнуванню.

До **запобіжних муфт** належать:

- 1) муфти з елементом, що руйнується, коли обертальний момент перевищує деяке наперед задане значення;
- 2) фрикційні автоматичні нормально замкнені, що відрізняються від фрикційних керованих муфт відсутністю механізму керування;
- 3) пружинно-кулачкові, що подібні до керованих кулачкових муфт, але на відміну від останніх не мають механізму примусового керування;
- 4) пружинно-кулькові.

До **обгінних муфт** належать:

- 1) роликові обгінні, де використовують стандартні ролики із роликотідишників;
- 2) кулачково-храпові;
- 3) зубчасто-храпові.

Комбіновані муфти застосовуються у тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму. На практиці використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами.

Висновки

Механічну муфту рекомендується вивчати в такій послідовності:

- 1) визначити тип муфти;
- 2) визначити її конструкцію;
- 3) встановити послідовність передавання обертаючого моменту від ведучого вала до веденого;
- 4) виявити умови роботи елементів муфти і на основі цього визначити слабкий елемент;
- 5) скласти розрахункову схему для такого елемента;
- 6) встановити критерії його працездатності;
- 7) виконати відповідний розрахунок.

Теми для додаткового самостійного вивчення

- 1 Конструкції муфт.
- 2 Розрахунки муфт.

Питання для самоперевірки

- 1 Основна та додаткові функції муфт приводів.
- 2 Класифікація механічних муфт.
- 3 Основні технічні характеристики муфт.
- 4 Задача добору муфти. Згідно з якими умовами добирають муфти?
- 5 Види, функції і використання некерованих муфт.
- 6 Функції, конструкції і особливості використання глухих муфт.
- 7 Види неспіввісності з'єднаних валів. Які муфти дають змогу знизити їх шкідливий вплив? Приклади таких муфт.
- 8 Функції, конструкції і особливості використання пружних муфт з металевими пружними елементами.
- 9 Функції, конструкції і особливості використання пружних муфт з неметалевими пружними елементами.
- 10 Особливості конструкції і розрахунку муфти пружної втулково-пальцевої.
- 11 Функції, конструкції і особливості використання шарнірних муфт.
- 12 Види, функції і використання керованих муфт.
- 13 Види, функції і використання самокерованих (автоматичних) муфт.
- 14 Функції, конструкції і особливості використання запобіжних муфт.
- 15 Функції, конструкції і особливості використання обгінних муфт.
- 16 Функції, конструкції і особливості використання відцентрових муфт.
- 17 Функції, конструкції і особливості використання комбінованих муфт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлице. – 2-ге вид., перероб. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
2. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель. – Київ : Алерта, 2005. – 368 с.
3. 2602 Збірник задач та питань для контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин та основи конструювання» для студ. інженерно-механічних спец. денної та заочної форм навчання / укладач В. В. Стрелец. – Суми : СумДУ, 2009. – 62 с.

Електронне навчальне видання

Стрелец Володимир Васильович

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Конспект лекцій
для студентів спеціальностей:
131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»,
142 «Енергетичне машинобудування»
всіх форм навчання

Відповідальний за випуск А. В. Загорулько
Редактор О. Ф. Дубровіна
Комп'ютерне верстання В. В. Стрелця

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 8,72. Обл.-вид. арк. 8,55.

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.