

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**Михайло ПАЛАМАР, Юрій НАКОНЕЧНИЙ,
Михайло СТРЕМБИЦЬКИЙ, Юрій АПОСТОЛ**

**ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУЮВАННЯ
ЕЛЕМЕНТІВ ПРИЛАДІВ ТА
МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ**

Навчальний посібник

**Тернопіль
2025**

УДК 621.313
О-75

Автори

Паламар М.І, докт. техн. наук, професор.
Наконечний Ю.І., ст. викладач.
Стрембіцький М.О., канд. техн. наук, доцент.
Апостол Ю.О., ст. викладач.

Рецензенти:

Сруганець Б.В. кандидат педагогічних наук, доцент.
Михайлишин М.С. кандидат фіз.-мат. наук, доцент.

*Схвалено та рекомендовано до друку на засіданні вченої ради
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя
Протокол № 11 від 21.11.2024 р.*

О-75 Особливості конструювання елементів приладів та мехатронних систем:
навчальний посібник /Паламар М.І., Наконечний Ю.І., Стрембіцький М.О.,
Апостол Ю.О.–Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, 2025.– 204 с.

Мехатронні системи поєднують механічні та електронні вузли об'єднані програмними мікроконтролерними засобами. У початковому посібнику приведені методи розрахунків і конструювання прецизійних механізмів приладів та елементів мехатронних систем. Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей G6 – «Інформаційно-вимірні технології», а також буде корисний для спеціальностей G5 –«Електроніка, електронні комунікації, приладобудування та радіотехніка» та G7 – «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка», а також механічних спеціальностей.

ISBN 978-966-305-127-7

УДК 621.313

ISBN 978-966-305-127-7

© Паламар М. І., Наконечний Ю. І.,
Стрембіцький М.О., Апостол Ю.О. ... 2025
© Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя 2025

ЗМІСТ

Вступ	7
1. ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИЛАДІВ	9
1.1. Розрахунки на міцність	9
1.2. Розрахунки на жорсткість	15
1.3. Визначення допустимих напружень	16
1.1.1. Постійні навантаження	16
1.1.2. Змінні навантаження	17
1.1.3. Фактори, що впливають на міцність деталей	20
2. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	24
2.1. Основні відомості про зубчасті передачі	24
2.1.1. Класифікація зубчастих передач	25
2.1.2. Основні елементи і параметри евольвентних зубчастих коліс і передач	28
2.1.3. Інші види зубчастих зачеплень	38
2.1.4. Види руйнування та критерії працездатності зубчастих коліс	40
2.2. Циліндричні зубчасті передачі	42
2.2.1. Параметри циліндричних передач	42
2.2.2. Зусилля в циліндричній зубчастій передачі	45
2.2.3. Розрахунок зубів на контактну міцність	46
2.2.4. Розрахунок зубів на втомний згин	50
2.3. Конічні зубчасті передачі	54
2.3.1. Основні параметри	54
2.3.2. Зусилля в конічній прямозубій передачі	56
2.3.3. Розрахунок зубів конічних передач на контактну міцність	57
2.3.4. Розрахунок зубів конічних передач на втомний згин	58

3. ПЛАНЕТАРНІ ПЕРЕДАЧІ	60
3.1. Загальні відомості	60
3.2. Передаточне відношення планетарних передач	61
3.3. Умови складання планетарних передач	63
3.3.1. Умова співвісності	63
3.3.2. Умова складання	63
3.3.3. Умова сусідства	64
3.3.4. Зусилля в планетарних передачах	65
4. ХВИЛЬОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	66
4.1. Загальні відомості	66
4.2. Елементи розрахунку	69
5. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ	72
5.1. Основні відомості та параметри	72
5.2. Зусилля у черв'ячній передачі і критерії працездатності	77
5.3. Розрахунок на контактну міцність	79
5.4. Розрахунок зубів черв'ячного колеса на згин	81
5.5. Перевірка черв'яка на жорсткість	82
6. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	84
6.1. Загальні відомості	84
6.2. Розрахунок пасових передач	87
7. ВАЛИ ТА ОСІ	93
7.1. Основні види. Особливості конструювання. Матеріали	93
7.2. Розрахунок валів та осей на міцність	94
8. ОПОРИ ВАЛІВ ТА ОСЕЙ	100
8.1. Опори кочення (підшипники кочення або вальниці)	100
8.1.1. Загальні відомості	100
8.1.2. Розрахунок підшипників кочення	108
8.1.3. Нестандартні підшипники кочення	114
8.2. Опори ковзання	115

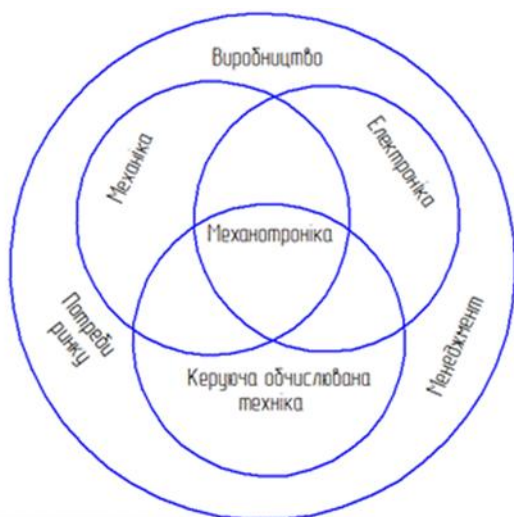
8.2.1. Циліндричні опори (підшипники)	115
8.2.2. Опори на центрах	119
8.2.3. Опори на кернах	120
8.2.4. Опори на ножах (призмах)	121
9. З'ЄДНАННЯ	123
9.1. Нероз'ємні з'єднання	123
9.1.1. З'єднання розклепуванням (заклепкові або нютіві)	123
9.1.2. Зварні з'єднання	128
9.1.3. Паяні (лютовані) і клеєві з'єднання	131
9.2. Роз'ємні з'єднання	132
9.2.1. Різьбові з'єднання	132
9.2.2. Клемові з'єднання	147
9.2.3. Шпонкові з'єднання	150
9.2.4. Штифтові з'єднання	155
9.2.5. Шліцеві та профільні з'єднання	157
10. ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ (ПРУЖИНИ)	160
10.1. Загальні відомості	160
10.2. Розрахунок гвинтових пружин розтягу-стиску	164
10.3. Розрахунок гвинтових циліндричних пружин кручення	166
10.4. Прямі пружини	168
10.5. Спіральні пружини	168
11. МУФТИ	171
11.1. Загальні відомості та класифікація муфт	171
11.2. Муфти постійної дії	172
11.2.1. Глухі муфти	172
11.2.2. Рухомі (компенсуючі) муфти	174
11.3. Керовані муфти	179
11.3.1. Кулачкові муфти	179
11.3.2. Фрикційні муфти	181
11.3.3. Електромагнітні муфти	182

11.4. Самокеровані муфти	186
11.4.1. Запобіжні муфти	186
11.4.2. Відцентрові муфти	187
11.4.3. Муфти вільного ходу (обгінні)	187
12. ТЕРТЯ В ПРИЛАДАХ. СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ТЕРТЯ РУХУ В ПРЕЦИЗІЙНИХ ПРИЛАДАХ ТА МЕХАТРОННИХ СИСТЕМАХ	190
12.1. Загальні поняття	190
12.2. Вплив тертя на плавність переміщення	191
12.3. Деякі способи зменшення тертя руху	194
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	198

ВСТУП

Мехатроніка – це відносно нова галузь науки і техніки яка базується на поєднанні знань у галузі механіки, електроніки, мікропроцесорної техніки та апаратно орієнтованого програмного забезпечення яке об'єднує роботу складових частин як єдиного механізму, приладу або комплексу на надає таким механізмам якісно нових «розумних» властивостей.

Головне у мехатроніці – це ідея глибокого взаємозв'язку механічних,



електронних та комп'ютерних елементів. Графічною інтерпретацією мехатроніки є три кола, що перетинаються (механіка – електроніка – керуюча обчислювальна техніка), які включені у загальну оболонку: виробництво, менеджмент, вимоги ринку.

Навчальний посібник присвячений в основному першій складовій частині мехатроніки – розрахункам і проектуванню прецизійних механічних вузлів приладів та систем. Розглянуті дрібномодульні зубчасті, планетарні, хвильові та черв'ячні передачі. Наведені розрахунки і принципи конструювання роз'ємних та нероз'ємних з'єднань, опор кочення та ковзання, напрямних поступального руху. Розглянуті конструкції пружних елементів та муфт для компенсації неспіввісності валів і динамічних навантажень у прецизійних системах керування. Значна увага приділена способам зменшення впливу тертя у прецизійних приладах та мехатронних системах з метою підвищення точності їх роботи. Інші складові частини мехатроніки будуть викладені у наступних виданнях.

Методика та побудова навчального посібника орієнтовані на комплексне вивчення матеріалу: паралельно із засвоєнням теорії студенти виконують практичні та самостійні завдання, лабораторні роботи та курсовий проєкт.

У першому розділі приведений короткий огляд відомих методів розрахунків на міцність деталей та елементів приладів при простих видах деформації та факторів, що впливають їх міцність.

В наступних шести розділах розглянуті особливості конструкції приладових дрібномодульних механічних передач (зубчастих, планетарних, черв'ячних, хвильових та ін.) та методи їх розрахунків на міцність і на точність.

У восьмому розділі розглянуті опори валів та осей з тертям кочення та ковзання. Приділена увага конструкції опор на центрах, кернах та на призмах, які застосовуються, в основному, в приладових механізмах.

Дев'ятий розділ присвячений розрахункам та конструюванню роз'ємних і нероз'ємних з'єднань (різьбових, шпонкових, паяних, клеєвих та ін.).

У десятому та одинадцятому розділах розглядаються пружні елементи та муфти точних кінематичних механізмів (безлюфтові мембранні, сильфонні, порошкові з дистанційним керуванням, гістерезисні та ін.).

Дванадцятий розділ присвячений аналізу впливу тертя на плавність переміщення робочих ланок високоточних приладних та мехатронних систем. Описані деякі способи зменшення тертя руху, які застосовуються на практиці, наприклад, у гіроскопах, акселерометрах тощо.

В цілому у навчальному посібнику приведені методи розрахунків та конструювання переважно типових механізмів та деталей, але із врахуванням особливостей їх застосування у точних приладах і системах, для яких дуже часто питання міцності не є головним (навантаження у них невеликі), а основними є розрахунки на точність.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей G6 – «Інформаційно-вимірювальні технології», а також буде корисний для спеціальностей G5 – «Електроніка, електронні комунікації, приладобудування та радіотехніка», G7 – «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка», а також всіх механічних спеціальностей.

1. ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИЛАДІВ

Якість приладів та інших технічних об'єктів забезпечується виконанням наступних загальних вимог на всіх етапах їх проектування та конструювання:

- **працездатність** – здатність виконувати свої функції із заданими параметрами;
- **високі експлуатаційні показники** (продуктивність, ККД, точність, ремонтоздатність і ін.);
- **надійність** – здатність виконувати задані функції із заданими параметрами на протязі визначеного проміжку часу;
- **безпечність** – придатність для експлуатації без небезпеки для обслуговуючого персоналу;
- **технологічність і економність** – простота та мінімальні затрати при виготовленні;
- **екологічність** – здатність виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Одна з основних вимог – **працездатність**. Показниками (критеріями) працездатності є:

- **міцність**;
- **жорсткість**;
- **стійкість**;
- **теплостійкість**;
- **вібростійкість**;
- **зносостійкість та ін.**

Одним із основних критеріїв є **міцність**.

1.1. Розрахунки на міцність

М і ц н і с т ь – здатність деталей чинити опір зовнішньому навантаженню не руйнуючись або не змінюючи свою форму і розміри.

Найпоширенішими методами оцінки міцності є порівняння розрахункових напружень, що виникають в деталях при дії робочих навантажень, із допустимими для вибраного матеріалу.

$$\sigma \leq [\sigma], \text{ або } \tau \leq [\tau]$$

Розрахункові напруження визначають у небезпечному перерізі деталі залежно від виду деформації. Нижче приведені формули з курсу «Опір матеріалів» для розрахунку напружень і деформацій для простих видів деформацій.

Розтяг та стиск. Це випадок, коли зусилля розтягу або стиску направлені паралельно геометричній осі деталі і прикладені в центрі ваги її поперечного перерізу (рис. 1.1).

Вважається, що січення, плоскі до деформації, залишаються плоскими і після деформації (принцип Бернуллі). Вважається також, що напруження розподіляються рівномірно по перерізу.

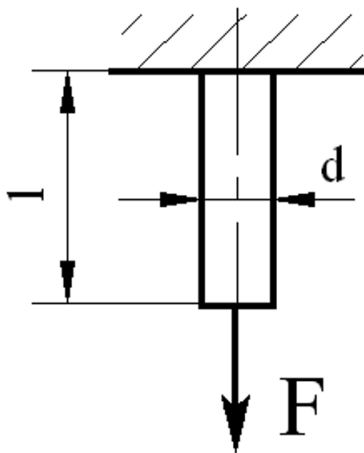


Рисунок 1.1

Умова міцності:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma]_p \Rightarrow A_p, d \quad (1.1)$$

Рівняння деформацій:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A_p}, \text{ або } \varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (1.2)$$

Рівняння (1.2) виражає закон Гука для абсолютних та відносних $\left(\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \right)$

деформацій. Тут E – модуль пружності 1-го роду при розтягу-стиску, що характеризує пружні властивості матеріалу, для сталей $E=(2,0\dots2,1) \times 10^5$ МПа; A_p – площа поперечного перерізу деталі.

Зсув або **зріз**. Деякі деталі (штифти, заклепки) при навантаженні деформуються у вигляді зміщення поперечних перерізів один відносно другого (рис. 1.2). Така деформація називається **зсувом**, а руйнування

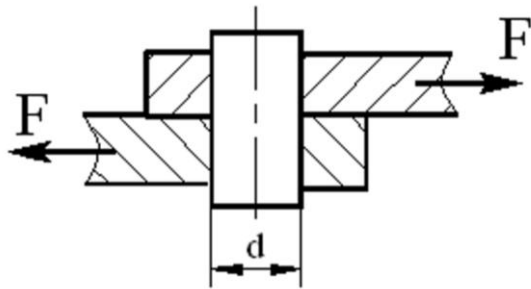


Рисунок 1.2

деталі при зсуві – **зрізом**.

Умова міцності:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau]_{зр} \Rightarrow A_{зр}, d \quad (1.3)$$

Зминання. Коли зовнішні сили діють на частину поверхні деталі, то зруйнуватись може не вся деталь, а тільки ця поверхня. При цьому виникає деформація зминання.

Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм} \quad (1.4)$$

Кручення. Деформації кручення виникають при дії на стержень пари сил $T_{кр}$ у площинах, перпендикулярних до осі стержня (рис. 1.3).

В елементарному об'ємі скрученого стержня виникають дотичні напруження $\tau_{кр}$, які зростають від нуля в центрі перерізу до $\tau_{кр.max}$ на поверхні стержня.

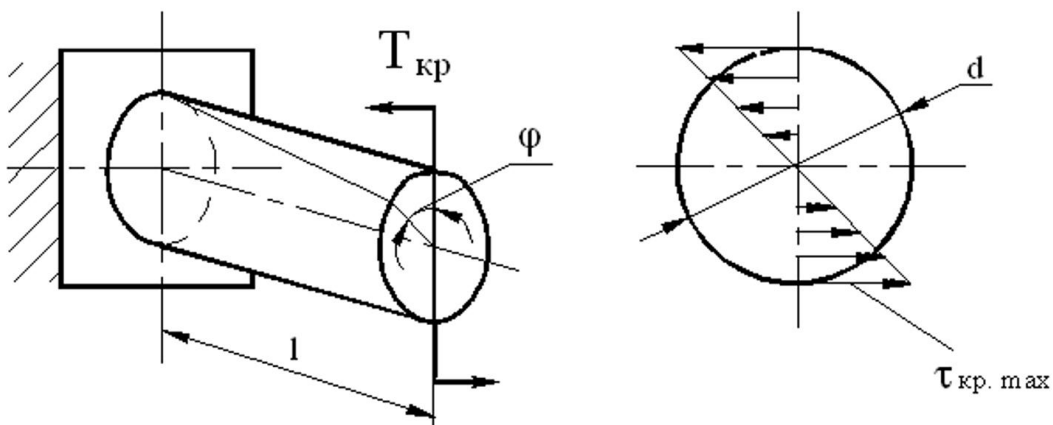


Рисунок 1.3

Умова міцності:

$$\tau_{кр \max} = \frac{T_{кр}}{W_p} \leq [\tau]_{кр} \Rightarrow W_p, d, \quad (1.5)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу стержня, для круглого перерізу

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

Рівняння деформацій:

$$\varphi = \frac{T_{кр} \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad (1.6)$$

де G – модуль пружності 2-го роду при зсуві, для сталей $G = (0,77..0,85) \times 10^5$ МПа;

$I_p = W_p \cdot \rho_{\max}$ – полярний момент інерції перерізу стержня.

Згин. Плоский згин реалізується коли сили і моменти знаходяться в площині, яка проходить через поздовжню вісь бруса і має одну з головних осей інерції перерізу.

Чистий згин – коли брус навантажений тільки згинальним моментом $M_{зг}$ (рис. 1.4, а).

Поперечний згин – коли в поперечних перерізах бруса при $M_{зг}$ діють ще і поперечні зусилля F , (рис. 1.4, б, в).

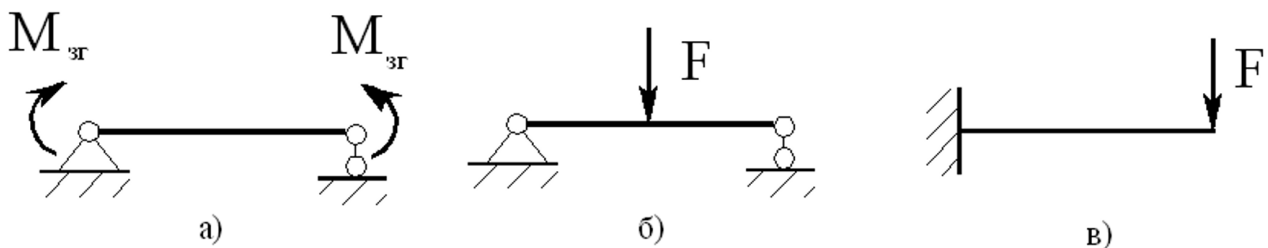


Рисунок 1.4

В загальному випадку в поперечному перерізі при згинанні діють нормальні напруження розтягу-стиску σ та дотичні τ , (рис. 1.5). Причому, там де σ максимальні (на поверхні),

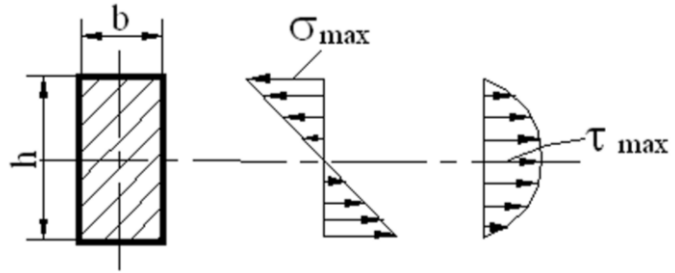


Рисунок 1.5

дотичні $\tau=0$, і навпаки. Тому проектні розрахунки на міцність виконують по σ , а по τ – перевірні.

Умова міцності:

$$\sigma_{\text{зг. max}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_0} \leq [\sigma]_{\text{зг}} \Rightarrow W_0, \quad d \quad (1.7)$$

Тут W_0 – осьовий момент опору перерізу, $W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1d^3$ – для круглого перерізу і $W_0 = \frac{b \cdot h^2}{6}$ – для прямокутного перерізу.

Деформації при згинанні (прогини).

Максимальні прогини для різних схем навантаження балок приведені на рис. 1.6 і рис. 1.7.

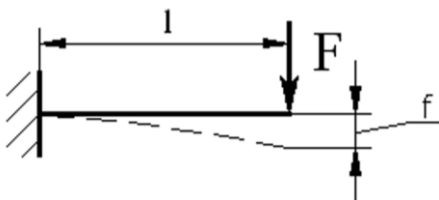


Рисунок 1.6

$$f = \frac{F l^3}{3 E I_0}$$

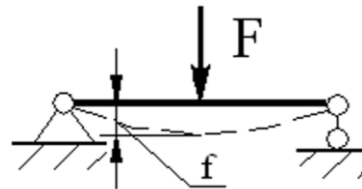


Рисунок 1.7

$$f = \frac{F l^3}{48 E I_0}$$

Розрахунок на міцність за контактними напруженнями. На практиці часто має місце локальне руйнування поверхонь, пов'язане з контактними деформаціями і напруженнями.

Контактні напруження виникають, коли площі контакту малі порівняно з площею поверхонь тіл, що контактують (зубчасті колеса, підшипники кочення та ін.).

Контактну задачу вперше розв'язав Герц у 1882 р. Розрізняють два характерних випадки.

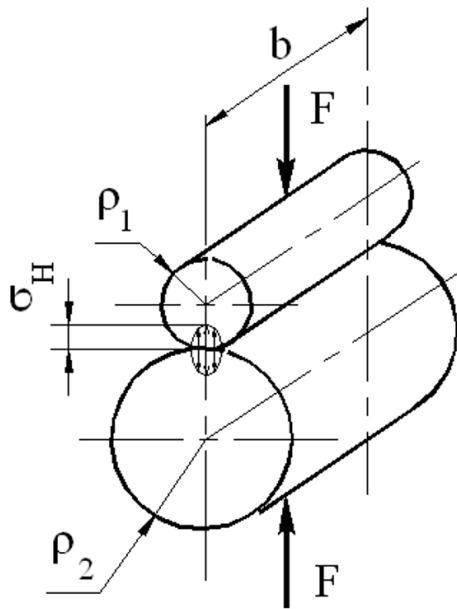


Рисунок 1.8

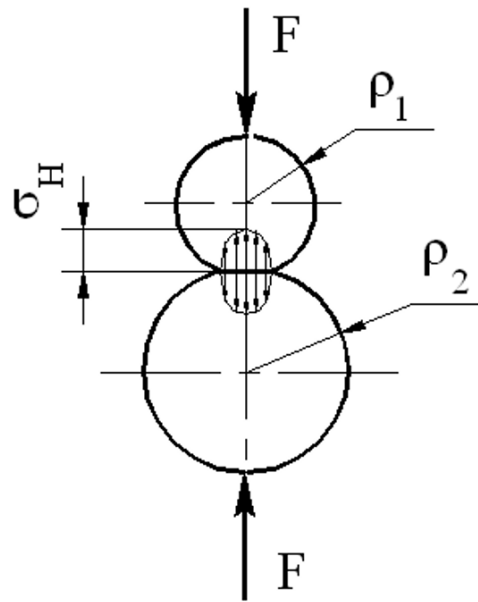


Рисунок 1.9

Контакт по лінії (рис. 1.8). Під навантаженням контакт по лінії перетворюється в контакт по вузькій площині. Максимальні контактні напруження в цьому випадку визначаються по формулі Герца-Беляєва:

$$\sigma_{H.\max} = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3\phi}}} \leq [\sigma]_H, \quad (1.9)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів, для сталевих деталей $Z_M=275$ МПа;

$q_H = \frac{F}{b}$ – питоме навантаження;

$\rho_{3\phi}$ – зведений радіус кривини поверхонь деталей, $\frac{1}{\rho_{3\phi}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ (знак «плюс» – для зовнішнього контакту, а знак «мінус» – для внутрішнього).

Контакт в точці (рис. 1.9). Формула Герца-Беляєва у цьому випадку має вигляд:

$$\sigma_{H.\max} = Z_M^* \sqrt[3]{\frac{F}{2 \cdot \rho_{3\theta}^2}} \leq [\sigma]_H, \quad (1.10)$$

де Z_M^* – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів, для сталевих деталей $Z_M^* = 1755 \text{ МПа}$;

$\rho_{3\theta}$ – зведений радіус кривини, визначається як і в формулі (1.9).

1.2. Розрахунки на жорсткість

Ж о р с т к і с т ь – це здатність деталей чинити опір зміні їхньої форми під дією сил навантаження.

Жорсткість по аналогії з міцністю оцінюють співставленням розрахункових деформацій (прогинів f , кутів повороту перерізів θ , кутів закручування φ та ін.) з допустимими деформаціями.

Умови жорсткості:

$$f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi].$$

Як правило, розрахунки на жорсткість є перевірними. Розрахункові деформації визначаються по формулах з «Опору матеріалів», а допустимі – з умов роботи конкретного механізму, або по довідниках.

Часто жорсткість деталей характеризується **коефіцієнтом жорсткості** $c = F/\Delta$. Обернена до c величина називається **коефіцієнтом податливості** $\lambda = 1/c$.

1.3. Визначення допустимих напружень

Вище були розглянуті залежності, по яких можна визначити розрахункові напруження в небезпечних перерізах деталей. В розрахунках на міцність вони порівнюються із допустимими напруженнями. **Допустимі напруження** визначаються по формулі:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{гран}}}{[S]}, \quad (1.11)$$

де $\sigma_{\text{гран}}$ – **г р а н и ч н е н а п р у ж е н н я** – це найбільше напруження, яке даний вид матеріалу витримує при заданому режимі навантаження на руйнуючись;
 $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Розглянемо методи визначення граничних напружень для матеріалів, що працюють в умовах постійних та змінних навантажень.

1.1.1. Постійні навантаження

Граничні напруження (або небезпечні напруження) в цьому випадку зручно вибирати по діаграмах розтягу матеріалів.

Діаграма розтягу для **пластичних матеріалів** показана на рис. 1.12, а для **крихких** – на рис. 1.13 (матеріал рахується крихким, якщо його відносне видовження при розтягуванні не перевищує 5%).

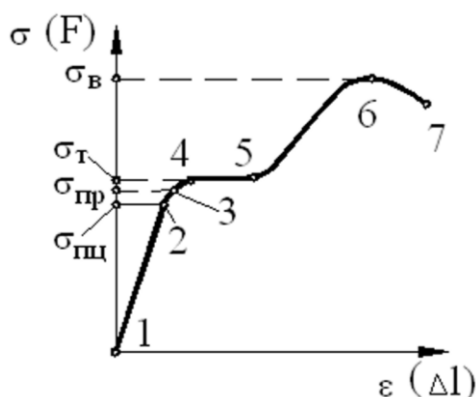


Рисунок 1.12

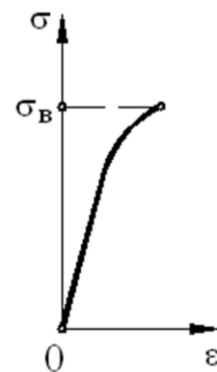


Рисунок 1.13

Щоб уникнути великих залишкових деформацій для пластичних матеріалів в якості граничного напруження $\sigma_{гран}$ приймають границю текучості σ_T .

Для крихких матеріалів за $\sigma_{гран}$ приймають границю міцності σ_σ .

Деталі, що знаходяться під дією постійних навантажень, руйнуються від випадкових пошкоджень, перевантажень, корозійного спрацювання або інших причин. Якраз їх, по можливості, потрібно враховувати коефіцієнтом запасу $[S]$. Найчастіше $[S] = 1,3 \dots 3$.

1.1.2. Змінні навантаження

Складніше визначити допустиме напруження при *змінних періодичних навантаженнях*.

З практики відомо, що при дії таких навантажень руйнування деталі може відбуватися раптово при напруженнях, які не перевищують σ_σ або навіть σ_T . Після кожного циклу навантаження в матеріалі деталі накопичуються фізичні зміни, які спричиняють виникнення мікроскопічних тріщин. З часом вони розвиваються і суттєво зменшують поперечний переріз деталі.

Таке явище називається *втомленістю матеріалу*. Результатом його є руйнування деталі. На поверхні злому такої деталі видно дві чітко виражені зони: *гладка* – результат поступового розвитку тріщин, та *грубозерниста* – слід раптового руйнування.

Очевидно, що при змінних навантаженнях σ_σ та σ_T вже недостатньо для вибору допустимих напружень. В якості граничного напруження в цьому разі виступає *границя витривалості* σ_R – *це найбільше значення змінного напруження, при якому матеріал не руйнується, яке б не було велике число циклів навантаження*.

Значення σ_R для одного і того ж матеріалу залежить, в основному, від закону зміни напружень у часі.

Найчастіше напруження в механічних системах змінюється по циклічному або близькому до нього закону (рис. 1.14).

Основні параметри такого циклу:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ — амплітуда напружень;}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \text{ — середнє напруження}$$

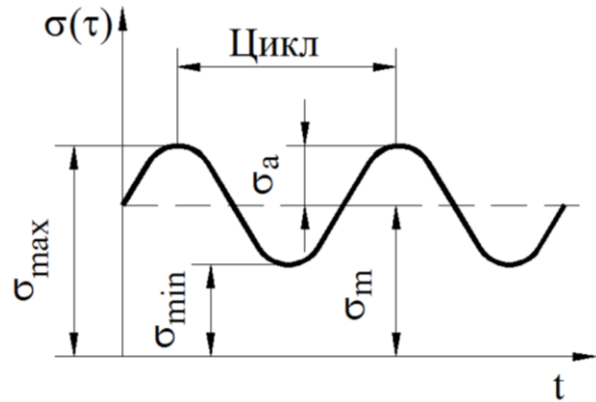


Рисунок 1.14

циклу;

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ — коефіцієнт асиметрії циклу (характеристика циклу).}$$

Типові цикли напружень та їх параметри показані на рис. 1.15.

Кожному типові циклу відповідає своя границя витривалості. Наприклад, σ_{-1} — границя витривалості для симетричного циклу; σ_0 — границя витривалості для пульсуючого циклу.

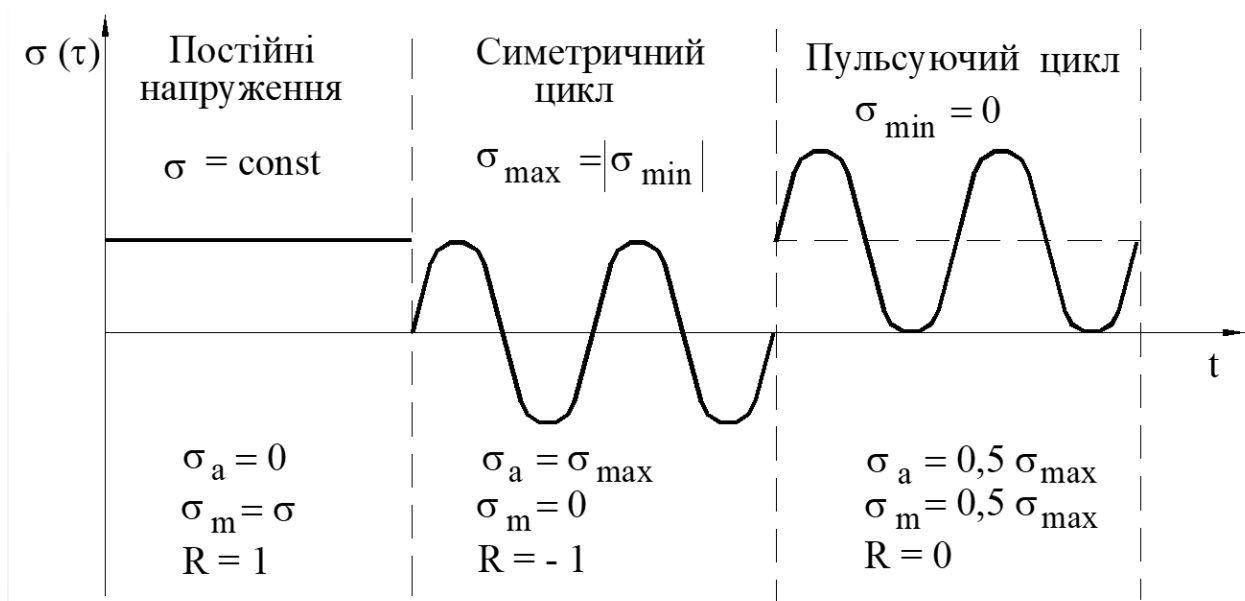


Рисунок 1.15

Взаємозв'язок між максимальним напруженням циклу $\sigma_{\max}$ із коефіцієнтом асиметрії R і числом циклів N , при якому відбувається руйнування

матеріалів, встановлюються із спеціально добутих експериментальних графіків, які називаються **кривими втоми** або **кривими Веллера** (рис. 1.16). Крива має дві ділянки: криволінійну і горизонтальну. Число циклів N_0 , яке відповідає переходу криволінійної ділянки в горизонтальну, називають **базою випробувань**, а відповідне

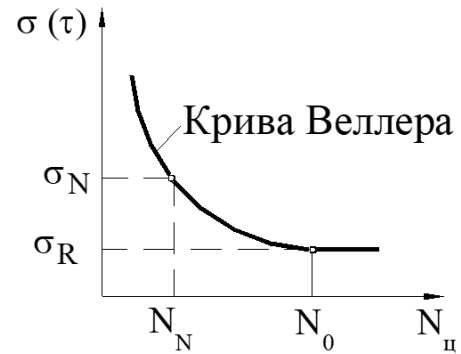


Рисунок 1.16

значення напруження σ_R — **довгочасною (необмеженою) границею витривалості**.

Якщо напруження не перевищують σ_R , то рахується що матеріал може витримати як завгодно багато циклів навантаження. Але не всі матеріали мають горизонтальні ділянки на кривій втоми. Наприклад, більшість кольорових металів не мають такої ділянки. Для таких матеріалів можна говорити лише про **обмежену границю витривалості** σ_N ($N_N < N_0$).

Якщо для матеріалу існує σ_R , то має місце такий взаємозв'язок:

$$\sigma_N = \sigma_R \cdot K_L \quad (1.12)$$

Тут K_L — **коефіцієнт довговічності**.

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_N}}, \quad (1.13)$$

де $m=6...10$ — показник степеня;

N_0 — базове число циклів навантажень;

N_N — реальне (еквівалентне) число циклів навантаження.

Визначення границі витривалості дослідним шляхом є досить складною задачею. На практиці для спрощення часто користуються емпіричними залежностями. Наприклад, для симетричного циклу (рахується найбільш небезпечним) ці залежності наступні:

$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_{\sigma}$ – для чорних металів;

$\sigma_{-1} = (0,3 \dots 0,35) \sigma_{\sigma}$ – сплави кольорових металів;

$\left. \begin{aligned} \tau_{\sigma} &= (0,7 \dots 0,75) \sigma_{\sigma} \\ \tau_T &= (0,6 \dots 0,7) \sigma_T \\ \tau_{-1} &= 0,6 \sigma_{-1} \end{aligned} \right\} \text{ – для чорних металів}$

$\tau_{-1} = (0,45 \dots 0,5) \sigma_{-1}$ – для сплавів кольорових металів;

$\sigma_{H \lim} = (3,0 \dots 3,3) HB$ – для сталі.

Висновок.

В якості $\sigma_{гран}$ при визначенні допустимих напружень приймають:

- при постійних навантаженнях – σ_T (τ_T) для пластичних матеріалів і σ_{σ} (τ_{σ}) для крихких;
- при змінних навантаженнях – границю витривалості σ_R (τ_R).

1.1.3. Фактори, що впливають на міцність деталей

Механічні характеристики матеріалів отримують при лабораторних дослідженнях зразків на спеціальних стендах. Але, оскільки реальні деталі завжди чимось відрізняються від досліджуваних зразків, то необхідно враховувати ці відмінності шляхом введення відповідних коефіцієнтів.

Концентратори напружень. Концентраторами напружень є місця різкої зміни форми деталей (отвори, надрізи, галтелі, проточки та ін.). В цих місцях виникають місцеві піки напружень порівняно з номінальними (рис. 1.17).

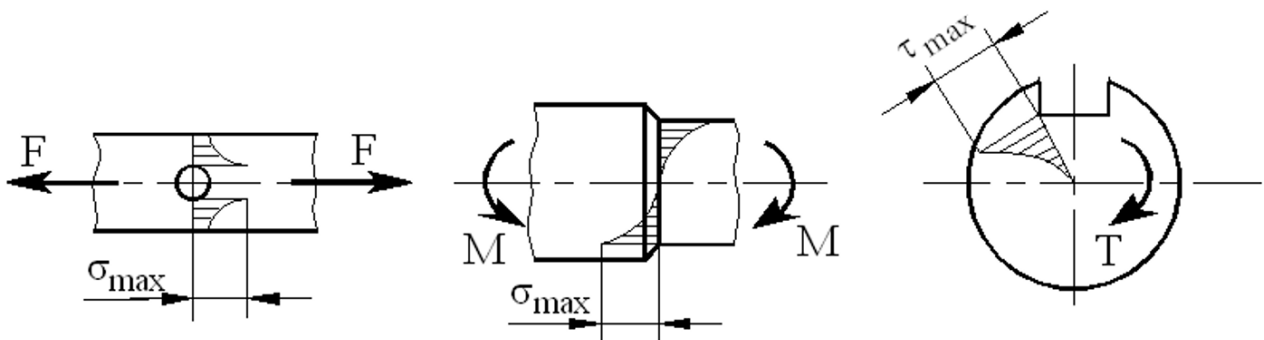


Рисунок 1.17

Відношення механічних характеристик матеріалів, добутих для гладких зразків, до тих же характеристик зразків з концентратором, називають *ефективним коефіцієнтом концентрації напружень* K_σ . Якраз цей коефіцієнт використовуються в розрахунках на міцність.

Наприклад, для циклічних напружень при симетричному циклі ефективний коефіцієнт концентрації напружень:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}},$$

де σ_{-1} – границя витривалості гладкого зразка;

σ_{-1k} – границя витривалості зразка того ж діаметру з концентратором напружень.

Існує і ***теоретичний коефіцієнт концентрації напружень* (α_σ) – відношення найбільшого напруження у зоні концентрації до номінального**

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma}.$$

На практиці він не знайшов застосування через те, що має завищені значення порівняно із дослідним ефективним коефіцієнтом K_σ . Справа в тім, що завдяки виникненню в зоні концентрації об'ємного напруженого стану, впливу пластичних властивостей матеріалу та ефекту зміцнення, максимумами напружень згладжуються. Тому $K_\sigma < \alpha_\sigma$.

При постійних навантаженнях для пластичних матеріалів та деяких крихких (чавун, деякі кольорові сплави) $K_\sigma(K_\tau) \approx 1$. Тільки для загартованих сталей вони досягають значення $1,3 \div 1,4$.

Дуже висока чутливість матеріалів до концентраторів напружень при змінних навантаженнях. Значення ефективного коефіцієнту концентрації напружень в цьому випадку досягають $K_\sigma = (2,5 \div 3)$.

Звідси **висновок** – при конструюванні деталей слід уникати різких переходів, проточок та ін., а при необхідності робити їх із скругленнями. Особливо це стосується деталей, які працюють в умовах циклічних навантажень.

Масштабний фактор. Із збільшенням габаритних розмірів характеристики міцності деталі мають тенденцію зменшуватись внаслідок зміни відносного впливу поверхневого шару, збільшення неоднорідностей матеріалу та ін.

Вплив габаритних розмірів деталей на їх міцність враховують **коефіцієнтом розміру** K_d . Для циклічних напружень при симетричному циклі навантажень, наприклад, він дорівнює:

$$K_d = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}},$$

де σ_{-1d} – гранична витривалість деталі заданих розмірів;

σ_{-1} – гранична витривалість зразка діаметром 7,5 мм.

При постійних навантаженнях K_d має несуттєве значення, при змінних – досягає 0,7. Для деталей приладів точної механіки з невеликими розмірами $K_d \approx 1$.

Стан поверхні. Вплив стану поверхні деталі на її міцність враховується **коефіцієнтом зміцнення** K_{zm} .

При постійних навантаженнях стан поверхні майже не впливає на міцність деталі.

При змінних навантаженнях в поверхневих шарах pojawiaються втомні мікротріщини. В цьому випадку будь-яке пошкодження поверхні веде до зменшення σ_R особливо для матеріалу з великою границею міцності σ_g . Наклеп, поверхнєве гартування СВЧ, азотування, цементация навпаки

збільшують міцність, що враховується коефіцієнтом зміцнення $K_{зм} = 1,20 \dots 1,50$. Коефіцієнт зміцнення для полірованих поверхонь $K_{зм} = 1$, а для поверхонь, оброблених різцем, фрезою, $K_{зм} = 0,75 \dots 0,9$.

Крім цих основних факторів, на міцність впливають **частота навантаження, температура, корозійне середовище** та ін.

Таким чином, наприклад, допустимі напруження при змінному навантаженні, що змінюється по симетричному циклу (границя витривалості) із врахуванням основних факторів, що впливають на міцність, будуть розраховуватись по формулі:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_d \cdot K_{зм} \cdot K_L}{[S] \cdot K_{\sigma}},$$

де K_d – масштабний коефіцієнт;

$K_{зм}$ – коефіцієнт зміцнення (враховує стан поверхні);

K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_H}}$ – коефіцієнт довговічності, враховує кількість циклів навантаження;

$[S] = 1,3 \dots 3,0$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, розраховується по формулах або визначається по таблицях.

2. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Зубчасті передачі є одним з видів механічних передач. *Механічною передачею називається механізм, що передає енергію від двигуна до робочого механізму машини з перетворенням параметрів руху* (швидкості і напрямку, величини обертового моменту, інколи і характеру руху, наприклад, обертового в поступовий), рис. 2.1.

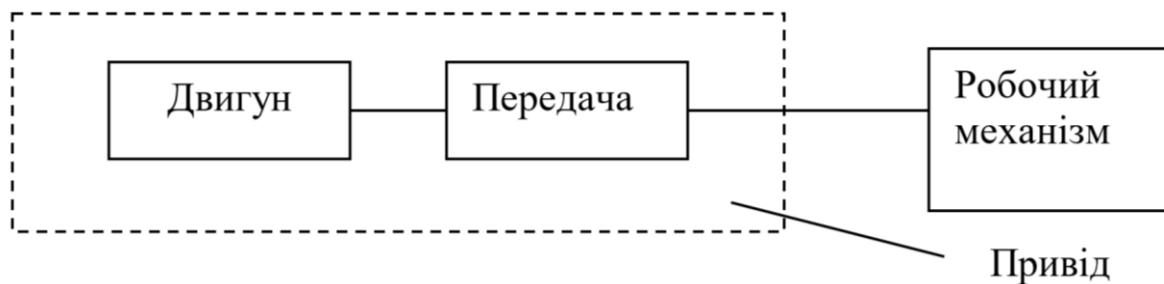


Рисунок 2.1

Усі механічні передачі поділяються на дві групи:

- передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові);
- передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні).

2.1. Основні відомості про зубасті передачі

Зубчасті передачі – це такі передачі, в яких рух від однієї ланки до іншої передається зачепленням зубів (зуби ведучої ланки входять у впадини веденої, тиснуть на зуби веденої і повертають її долаючи корисний опір і сили тертя в опорах і між зубами). Служать для передачі обертового моменту і зміни величини швидкості та напрямку обертання. Зубчасті передачі – найбільш розповсюджені передачі приладів точної механіки (ПТМ), автоматичних систем і зовнішніх пристроїв ЕВМ. Таке широке розповсюдження вони отримали завдяки ряду *переваг*:

- мають відносно невеликі габарити;
- можуть передавати потужність від долей ват до сотень кіловат;
- мають велику довговічність і надійність;
- порівняно великий ККД – (0,97...0,98);
- забезпечують передачу руху між довільно розташованими у просторі валами із постійним передатним відношенням $i = \cos nt$;
- створюють невеликі навантаження на опори і досить прості в обслуговуванні.

До **недоліків** слід віднести:

- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- підвищений шум при великих швидкостях обертання V і навантаженнях F ;
- відносно висока вартість.

Найпростіші зубчасті передачі складаються з двох коліс 1 і 2 з нарізаними на їх вінцях зубцями, і корпуса 3 (рис. 2.2). Менше колесо 1, як правило, називають **шестірнею**. В приладобудуванні шестірню малого діаметру, виготовлену заодно з валом, інколи називають **трибом**.

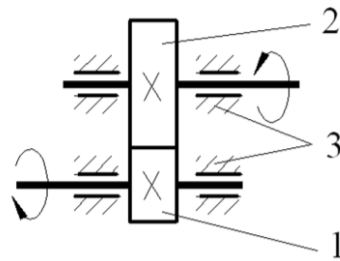


Рисунок 2.2

2.1.1. Класифікація зубчастих передач

- По взаємному розміщенню валів поділяються на циліндричні з паралельними осями (рис. 2.3, а, б, в, г); **конічні** з осями, що перетинаються (рис. 2.3, е) та **гвинтові** з мимобіжними осями (рис. 2.3, ж).
- В залежності від напрямку осі зуба поділяються на **прямозубі** (рис. 2.3, а, г, д, е); **косозубі** (рис. 2.3, б, ж); **шевронні** (рис. 2.3, в) і з **криволінійними** зубами. Порівняно із прямозубими останні забезпечують підвищену навантажувальну здатність, плавність ходу. Шевроні застосовують тільки при великих навантаженнях.

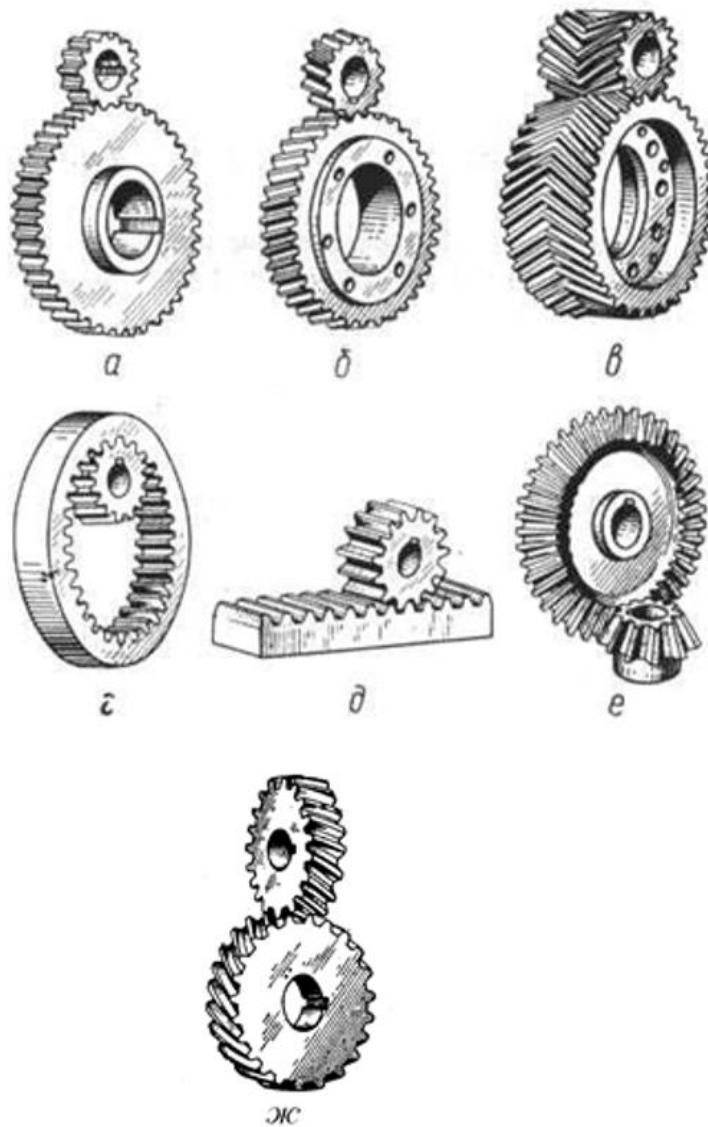


Рисунок 2.3

- Профіль зуба може бути *евольвентним, циклоїдальним, цівочним, годинниковим, зачепленням Новикова, трикутним* та ін. Евольвентний – найбільш розповсюджений (про нього далі). Переваги циклоїдального – менше тертя і зношування. Годинникове – це спрощене циклоїдальне, має дуже легкий хід. Цівочне – також вид циклоїдального, колеса такого зачеплення мають циліндри – *цівки*. Недолік циклоїдального зачеплення – складне виготовлення і високі вимоги до точності складання. Зачеплення Новикова допускає значно вищі навантаження, але має невисоку точність. В приладобудуванні не застосовується.

- По виду зачеплення зубчасті передачі бувають: із *зовнішнім* зачепленням (рис. 2.3, а, б, в, е, ж); *внутрішнім* (рис. 2.3, г) і типу

зубчасте колесо – рейка (рис. 2.3, д). Передачі із зовнішнім зачепленням найпростіші у виготовленні; із внутрішнім – мають малі габарити. Рейкові передачі дозволяють перетворювати обертовий рух безпосередньо у поступовий.

- По числу ступеней (пар коліс) зубчасті передачі бувають **одно і багатоступінчасті**.

- По характеру відносного руху коліс зубчасті передачі поділяються на передачі з **нерухомими осями і планетарні та диференціальні**, у яких сателітарні колеса рухаються разом з осями відносно нерухомих центральних коліс. Планетарні передачі дозволяють отримати дуже великі передатні відношення (до 10^4). Диференціальні механізми мають дві степені свободи і використовуються в автоматичних системах для додавання або віднімання рухів.

- По конструктивному виконанню корпусу передачі бувають **відкриті і закриті**. В приладобудуванні найчастіше застосовуються відкриті передачі.

- По коловій швидкості розрізняють **тихохідні** ($V < 3$ м/с); із **середньою коловою швидкістю** ($V = 3 \dots 15$ м/с) і **швидкохідні** ($V > 15$ м/с) зубчасті передачі. При $V < 6$ м/с застосовуються прямозубі передачі; а при $V > 3$ м/с – косозубі.

- При пониженні кутової швидкості зубчасті передачі називаються **редукторами**, а при підвищенні – **мультиплікаторами**.

- По величині обертового моменту поділяються на **силові і кінематичні**.

В точних і прецизійних механізмах застосовують, в основному, такі ж типи зубчастих механізмів, як і в загальному машинобудуванні, але умови їх роботи часто різні. Зубчасті передачі силових механізмів працюють при великих навантаженнях на зуби і тому їх розраховують на міцність і довговічність. Зубчасті передачі приладів часто використовуються тільки для передачі і перетворення руху, а силові навантаження в них малі. Тому в таких передачах основними є кінематичні розрахунки. Але є багато механізмів приладів (приводи переміщення кареток, дзеркала антен РЛС та ін.), в яких навантаження можуть бути суттєві. В таких випадках наряду з кінематичними виконують і силові розрахунки.

2.1.2. Основні елементи і параметри евольвентних зубчастих коліс і передач

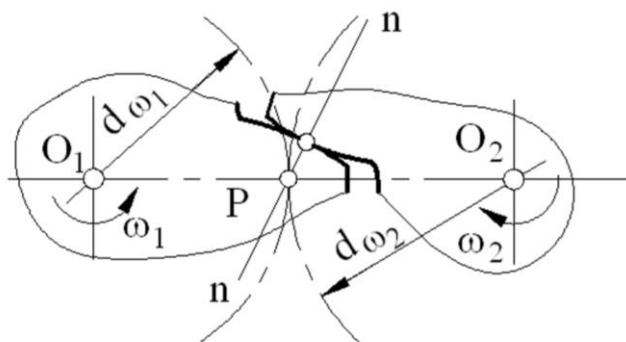


Рисунок 2.4

Профіль зуба. Для забезпечення постійного передатного відношення в передачі (основна вимога) форма зуба повинна бути такою, щоб виконувалася **основна теорема зачеплення (теорема Вілліса): загальна нормаль в будь-якій точці дотику зубів повинна перетинати**

лінію центрів (поліус P) в одній точці і ділити її на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям ω (рис. 2.4).

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \text{const} \quad (2.1)$$

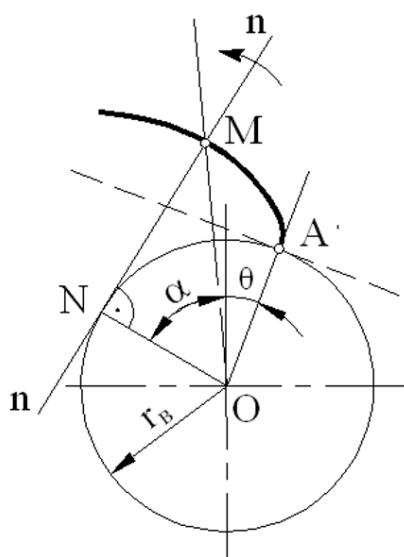


Рисунок 2.5

Є багато кривих, які задовільняють цю умову: циклоїда, гіпо і епіциклоїда, круговий профіль та ін. Але найкраще відповідає вимогам зубчастого зачеплення **евольвента кола**, вперше запропонована в якості профіля зубів вченим Леонардом Ейлером у 1734 р. **Евольвентою кола називається крива, яка описується фіксованою точкоюю прямої nn, що перекочується по колу радіуса r_b без ковзання** (рис. 2.5).

Таке коло називають **основним**, а пряму – **твірною**.

Враховуючи спосіб утворення евольвенти очевидно, що довжина відрізка $NM = r_g \cdot \operatorname{tg} \alpha$ рівна довжині дуги $NA = r_g (\theta + \alpha)$. Звідси виходить, що полярний кут точки М

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha \quad (2.2)$$

Кут θ називається *евольвентною функцією*, або *інволютою* і позначається $\operatorname{inv} \alpha$. Значення θ приводяться в таблицях і використовуються при розрахунках розмірів зубців зубчастих коліс.

Переваги евольвентного зачеплення:

- збереження постійного передатного відношення при зміні міжцентрової віддалі;
- можливість виготовляти одним інструментом різні зубчасті циліндричні і конічні колеса з однаковим модулем;
- можливість коригування;
- можливість отримання передачі без мертвого ходу.

До **недоліків** слід віднести відносно велике ковзання, тертя і зношування порівняно, наприклад, з циклоїдальними (частково усувається коригуванням).

Початкові і ділильні кола. При обертанні зубчастих коліс кола діаметром d_{w1} і d_{w2} перекочуються одне по одному без ковзання (див. рис. 2.4). Ці кола називаються **п о ч а т к о в и м и к о л а м и**. Початкове коло – поняття кінематичне і відноситься до зачеплення.

В некоригованих колесах початкові кола співпадають з **д і л и л ь н и м и к о л а м и** d_1 і d_2 . В коригованих колесах ділильні кола не змінюються, а початкові – змінюються. Тому ділильне коло – це поняття властиве окремому колесу і використовується для визначення його геометричних параметрів.

Крок p . *К р о к о м* зубчастого колеса називається відаль між двома однойменними точками двох сусідніх зубів по ділильному колу (рис. 2.6, а). У двох коліс, які є в зачепленні, крок p повинен бути однаковим.

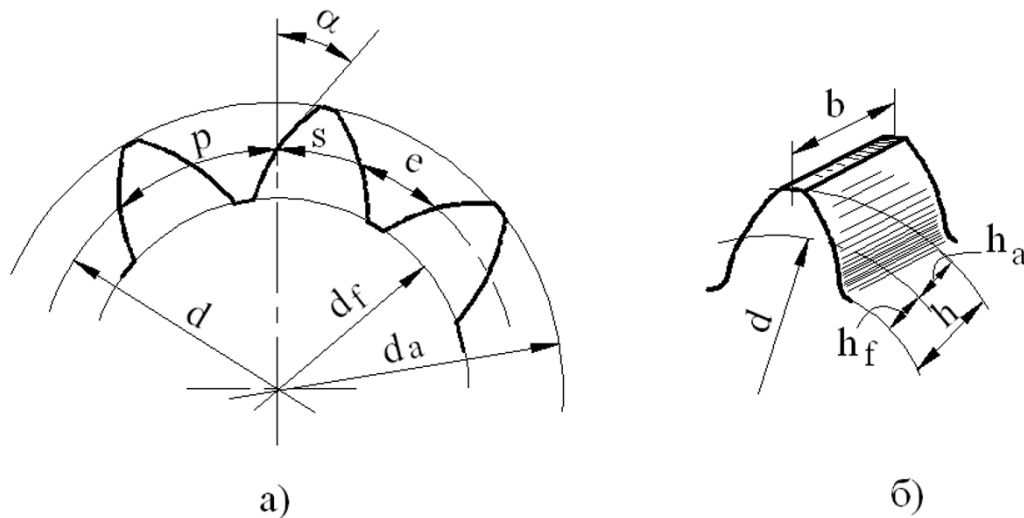


Рисунок 2.6

Товщина зуба s і ширина впадини e по ділильному колу, як правило, рівні $s = e$ (нульові колеса). Але конструктор може передбачити $s > e$ (додатні колеса) і $s < e$ (від'ємні колеса)

$$p = s + e \quad (2.3)$$

Модуль m . Діаметр ділильного кола d , крок p і кількість зубців z зубчастого колеса пов'язані співвідношенням:

$$d = \frac{p}{\pi} z = mz \quad (2.4)$$

Величина $\frac{p}{\pi}$ називається модулем зубців. Це основний параметр зубчастої передачі, має розмірність в мм. Поскілки кроки p двох коліс в передачі однакові, то і модулі m у них повинні бути однаковими. Через m і z

можна виразити всі параметри зубчастого колеса і передачі, а також зуборізного інструменту. Тому, з метою забезпечення однотипності і взаємозамінності коліс, модулі зубчастих циліндричних і конічних передач стандартизовані ГОСТ 19572-74 Отримані в результаті розрахунків m замінюють ближчим стандартним значенням з першого ряду: (... 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; ...), або з другого ряду: (... 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; ...).

В країнах з дюймовою системою вимірювання замість m використовують *підмч* p : $P = \frac{z}{d}$. Модулі і пітчі пов'язані співвідношенням: $m=25,4p$. Пітчеві і модульні зубчасті колеса невзаємозамінні, тому що стандартним P відповідають нестандартні m і навпаки.

Кут профілю α – це кут між дотичною до профілю зуба в точці перетину його з ділільним колом і лінією, що проходить через цю точку і центр колеса (див. рис. 2.6, а).

Кут профілю визначає, який участок евольвенти вибраний в якості профілю зуба (рис. 2.7).

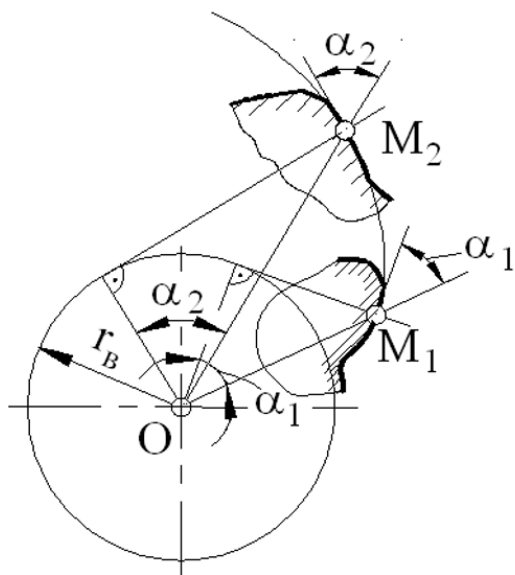


Рисунок 2.7

Якщо виходити тільки з вимоги отримання постійного передатного відношення, то немає різниці, чи вибирати точку M_1 на евольвенті, чи точку M_2 . Але в реальних передачах велике значення мають ще і ККД передачі, міцність зубів, їх стійкість до зношування. На вибір кута профілю α безпосередній вплив мають втрати на тертя. Чим далі від початку координат точка M , тим більший кут

профілю α і більше тертя в передачі, а, отже, і більші втрати. Із зменшенням

кута профілю α зменшуються втрати на тертя, але зуб стає тоншим і зменшується його механічна міцність. Практика показала, що для евольвентних передач оптимальним є $\alpha=20^\circ$.

В період становлення приладобудування застосовувались інші кути, наприклад $\alpha=18^\circ$. При кутовій корекції α може збільшуватись до $22,5^\circ$. Тим самим збільшується товщина зуба, але і ковзання також збільшується.

Висота головки зуба h_a (див. рис. 2.6, б)

$$h_a = m \quad (2.5)$$

Висота ніжки зуба h_f

$$h_f = h_a + c^* m \quad (2.6)$$

Тут $c^*=0,25\dots0,5$ – коефіцієнт радіального зазору. Ніжка зуба робиться довшою висоти головки на величину радіального зазору (c^*m) між головкою зуба і дном впадини. Наявність радіального зазору в передачі забезпечує відсутність заклинювання і акумулювання мастила.

Висота зуба h

$$h = h_a + h_f \quad (2.7)$$

Ділильний діаметр d

$$d = m \cdot z \quad (2.8)$$

Діаметр вершин зубів d_a (див. рис. 2.6, а)

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m \quad (2.9)$$

Діаметр впадин зубів d_f

$$d_f = d - 2h_f = d - 2m(1 + c^*) \quad (2.10)$$

Робочий участок лінії зачеплення. За весь період входження і виходу зуба із зачеплення точка контакту двох зубів знаходиться на лінії np яка називається **теоретичною лінією зачеплення** (рис. 2.8). Участок лінії np по якому рухається точка контакту двох зубів від моменту входу в контакт (K_n) до моменту виходу із контакту (K_k) називається **робочим участком**.

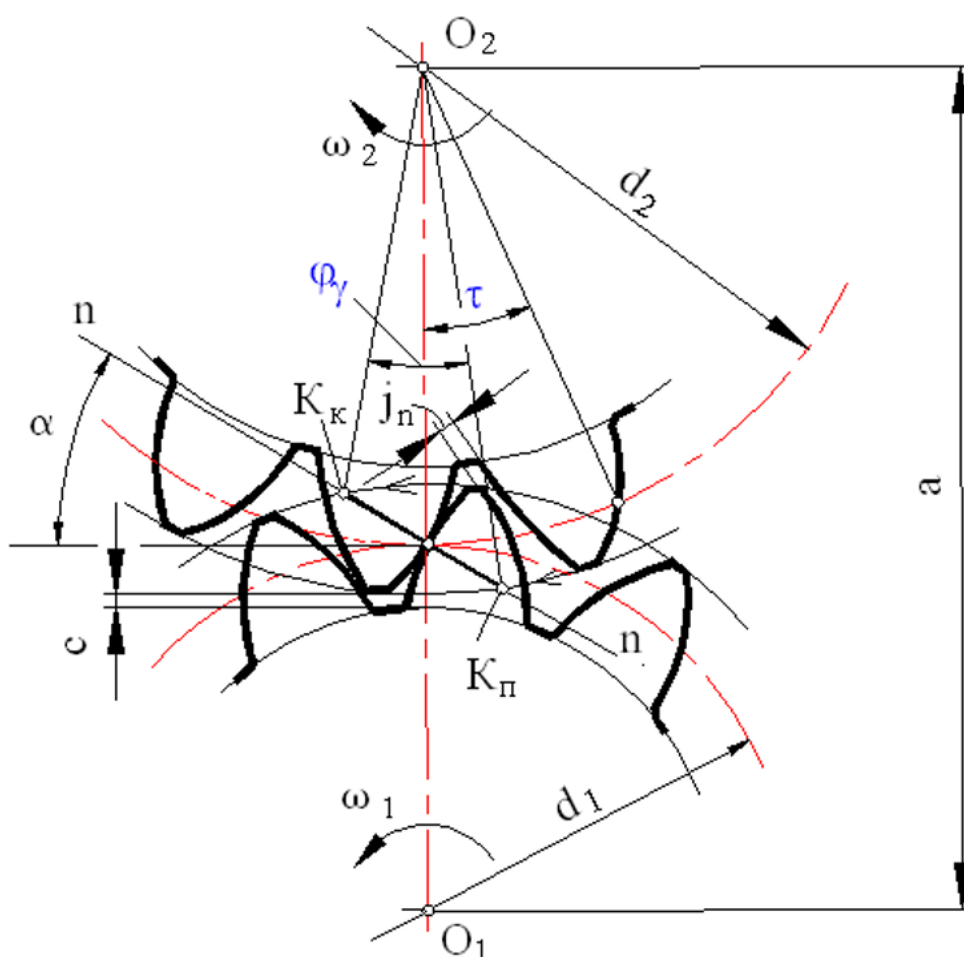


Рисунок 2.8

Теоретична лінія зачеплення np згідно з основною теоремою зачеплення перетинає лінію центрів в одній точці P (полюсі), яка ділить лінію центрів на відрізки, обернено-пропорційні кутовим швидкостям.

Коефіцієнт перекриття ε . Для забезпечення плавної роботи передачі необхідно, щоб ще до виходу із зачеплення попередньої пари зубів в зачеплення увійшла наступна пара. Ця умова записується так:

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\gamma}}{\tau} > 1, \quad (2.11)$$

де ε – коефіцієнт перекриття;

φ_{γ} – кут зачеплення, відповідає робочому участку лінії зачеплення $KnKk$;

τ – кутовий крок зубчастих коліс, $\tau = \frac{2\pi}{z}$.

При однаковій міжцентровій віддалі a і передатному відношенні i коефіцієнт перекриття ε тим більший, чим більша кількість зубів z у коліс. Рахується прийнятним якщо $\varepsilon \geq 1,15$. При $\varepsilon < 1,1$ появляються поштовхи при обертанні зубчастих коліс.

Міжцентрова віддаль a – це віддаль між центрами обертання зубчастих коліс. Для некоригованих зубчастих коліс, коли в полюсі зачеплення P дотикаються ділильні кола d_1 і d_2 , маємо **ділильну міжцентрову віддаль**

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (2.12)$$

Для коригованих коліс маємо **початкову міжцентрову віддаль**

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) \quad (2.13)$$

У загальному випадку $a \neq a_w$.

Боковий зазор j_n – це відстань по спільній нормалі між неконтактуючими профілями зубів, що знаходяться у зачепленні. В реальних зубчастих передачах боковий зазор j_n необхідний, щоб запобігти заклинюванню останніх через технологічні похибки виготовлення або нагрів в процесі роботи. Досягається від'ємними допусками на товщину зубів.

Існує шість видів спряжень зубів в зубчастих передачах: Н, Е, D, С, В, А (в порядку зростання бокового зазору j_n). Спряження Н – нульове, застосовується для особливо точних передач. Спряження В – оптимальне, достатнє для компенсації температурного розширення при зміні температури до 25°C в передачах з міжцентровою віддаллю $a < 100$ мм.

Передатне відношення i – це основна кінематична характеристика зубчастих передач.

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.14)$$

В розрахунках на міцність часто використовують **передатне число u** – відношення кількості зубів більшого колеса до кількості зубів меншого без врахування, яке з них ведуче.

$$u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1; \quad u = \begin{cases} i & \text{при } i \geq 1 \\ \frac{1}{i} & \text{при } i < 1 \end{cases} \quad (2.15)$$

Методи виготовлення зубчастих коліс. Вихідний контур. Евольвентний профіль зубів в процесі механічної обробки найчастіше отримують двома методами: методом **копіювання** та методом **обкочування**.

При **копіюванні** западина між зубами колеса-заготовки (рис. 2.9, а) формується (вирізається) спеціально спрофільованим інструментом – фрезою, протяжкою або шліфувальним кругом. Метод копіювання простий, не вимагає складного обладнання, але має низьку продуктивність і невисоку точність.

При нарізанні зубів методом **обкочування** застосовується спеціальний інструмент – зубчаста рейка із спеціальним трапецевидним прямолінійним профілем (рис. 2.9, б). Якщо в евольвентному зубчастому зачепленні збільшувати до нескінченності діаметр колеса, то воно перетвориться в зубчасту рейку, а евольвентні зуби стануть трапецевидними з кутом нахилу бокового профілю рівним α .

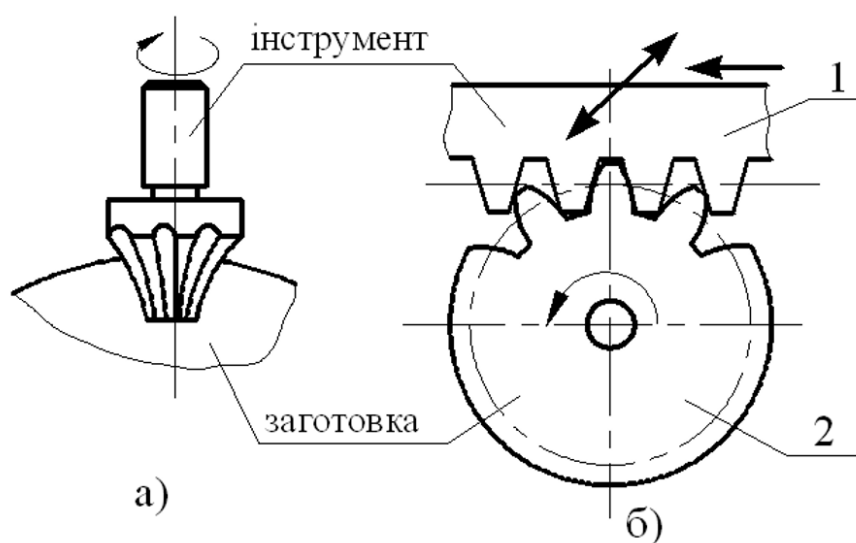


Рисунок 2.9

Метод обкочування якраз імітує таку рейкову передачу. Колесу – заготовці 2 та інструменту 1 на спеціальних верстатах надається такий же відносний рух, як і в реальних передачах. При цьому евольвентний профіль

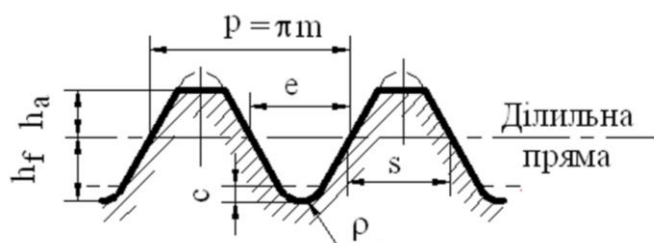


Рисунок 2.10

зуба утворюється як дотична до ряду положень прямолінійного профілю зуба рейки-інструмента. Метод обкочування є основним як в загальному машинобудуванні, так і в приладобудуванні.

Основна його перевага – висока точність і продуктивність та можливість нарізати однією рейкою-інструментом зубчасті колеса з будь-якою кількістю зубів з даним модулем (правда, тільки зовнішні). Тому профіль такої рейки

стандартизований та прийнятий в якості базового для визначення теоретичної форми і розмірів зубів евольвентного профіля і називається **теоретичним вихідним контуром** зачеплення (рис. 2.10).

Мінімальна кількість зубів. Коригування зубчастих коліс. При виготовленні методом обкочування зубчастих коліс з кількістю зубів меншою деякого мінімального значення $z < z_{\min}=17$ виникає негативне явище підрізання ніжки зуба, або інтерференції (рис. 2.11). При цьому помітно зменшується міцність зуба, скорочується його робоча евольвентна поверхня. Тому бажання конструктора зменшити габаритні розміри зубчастої передачі лімітується $z_{\min}=17$.

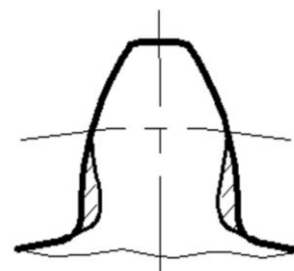


Рисунок 2.11

Уникнути явища підрізання, а також деякі інші задачі можна вирішити при коригуванні зубчастого колеса. **К о р и г у в а н н я** або **нарізання із зміщенням зубчастого колеса здійснюється шляхом зміщення середньої лінії вихідного контура інструмента відносно ділильного кола колеса** (рис. 2.12). Цим самим ми вибираємо (використовуємо) для коригованих зубів інший, більш доцільний участок тієї самої евольвенти.

При зміщенні середньої лінії інструмента до центра колеса ($x < 0$), отримуємо **від'ємні** колеса. У таких коліс зменшується h_a та s і збільшується h_f (рис. 2.13).

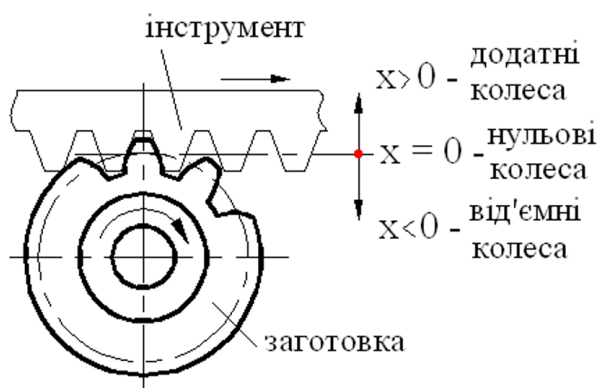


Рисунок 2.12

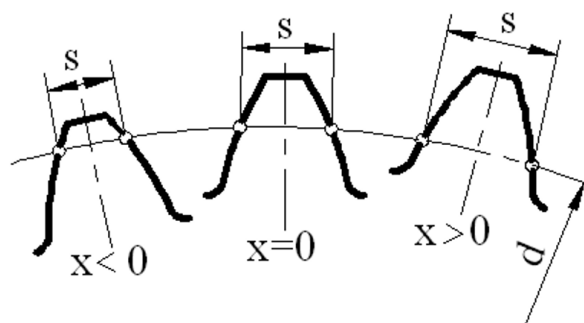


Рисунок 2.13

При зміщенні середньої лінії інструмента від центра заготовки зубчастого колеса ($x > 0$) отримуємо **додатні** колеса. У них збільшується h_a і зменшується h_f . Збільшується, також, товщина зуба s . Використання додатнього зміщення дозволяє уникнути підрізання зубів, а, отже, зменшити z_{min} до 7...8.

Некориговані колеса (зміщення $x = 0$) називаються **нульовими**.

2.1.3. Інші види зубчастих зачеплень

Циклоїдне зачеплення. Це зачеплення нестандартне і в приладобудуванні застосовується рідко. В циклоїдному зачепленні профіль головки зуба окреслюється точкою A_1 кола D_1 , що перекочується без ковзання зовні по початковому колу діаметром D_0 (рис. 2.14). Така крива називається **епіциклоїдою**.

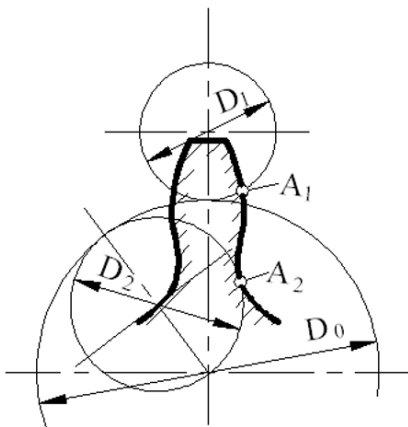


Рисунок 2.14

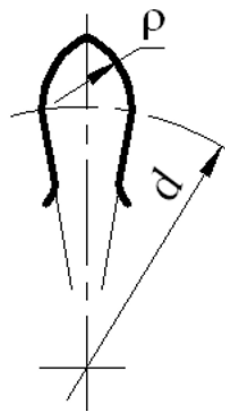


Рисунок 2.15

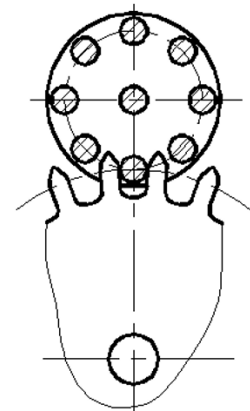


Рисунок 2.16

Ніжка зуба окреслюється точкою A_2 допоміжного кола D_2 при його внутрішньому перекочуванні без ковзання по початковому колу діаметром D_0 (**гіпоциклоїда**).

Переваги циклоїдного зачеплення:

- мале допустиме число зубів $z_{min} = 6$ за рахунок великої тривалості зачеплення дозволяє отримати великі передатні відношення (до 15) однієї пари коліс;

- менший порівняно з евольвентними профілями питомий тиск, ковзання, тертя та зношення зубів при контакті випуклої поверхні головки із вгнутою поверхнею ніжки зуба.

Недоліки:

- чутливі до відхилення міжцентрової віддалі;
- оскільки профіль зуба одного колеса залежить від кількості зубів обох коліс, то неможливо застосувати в парі із данним колесом змінні колеса із різною кількістю зубів;
- одною фрезою не можна нарізати колеса із різною кількістю зубів.

Годинникове зачеплення. Це спрощене циклоїдне зачеплення (рис. 2.15).

При $\frac{d_2}{D_0} = \frac{1}{2}$ гіпоциклоїда перетворюється в пряму, тому ніжки зубів в годинниковому зачепленні мають прямолінійний профіль. Профіль головок має форму не епіциклоїд, а близьких до них дуг. Завдяки простішій технології виготовлення отримали ширше розповсюдження.

Основна **перевага** годинникового зачеплення — великі передатні відношення при малих розмірах.

До **недоліків** слід віднести:

- передачі нереверсивні через великі бокові зазори;
- непостійність передатного відношення в процесі зачеплення пари зубів.

Ці недоліки виключають застосування годинникового зачеплення в точних швидкохідних механізмах.

Цівочне зачеплення. Якщо зуб шестірні замінити циліндром (**цівкою**), а профіль зуба колеса виконати по кривій, **еквідистантній епіциклоїді**, то отримаємо **цівочне зачеплення** (рис. 2.16).

Перевагою цівочного зачеплення є мала чутливість до забруднень.

Недоліки — низька точність, швидке зношення.

Застосовується в деяких механізмах при малих швидкостях і великих зусиллях.

Зачеплення Новикова. У цьому зачепленні зуби окресленні дугами кола. Один зуб має випуклу бічну поверхню, а другий – вгнуту. Колеса обов’язково косозубі. Порівняно з евольвентними мають у 1,5...2 рази більшу несучу здатність, великий ККД, мале спрацювання. Застосовуються в силових передачах, стандартні. В приладобудуванні не знайшли застосування.

2.1.4. Види руйнування та критерії працездатності зубчастих коліс

При передачі обертового моменту в зачепленні діють нормальні сили і сили тертя, обумовлені ковзанням. Від дії цих сил в матеріалі зуба виникають напруження згину σ_F і контактні напруження σ_H (рис. 2.17, а).

Від дії цих сил в матеріалі зуба виникають напруження згину σ_F і контактні напруження σ_H (рис. 2.17, а). Ці напруження не постійні, а змінюються в часі по пульсуючому (віднульовому) циклу, навіть якщо навантаження в передачі постійні (рис. 2.17, б).

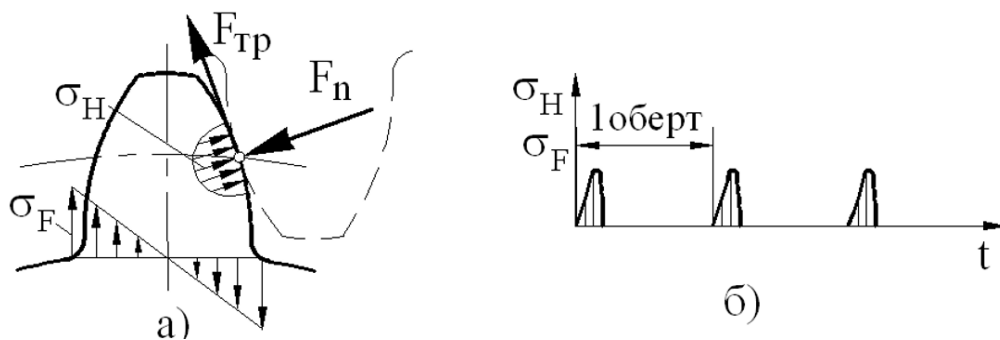


Рисунок 2.17

В інженерній практиці рахують, що працездатність передачі визначається, в основному, рівнем σ_H і σ_F .

Нижче перераховані основні **види руйнувань** зубчастих коліс.

- **Поломка зубів** – найбільш небезпечний вид руйнування, характерний для відкритих передач. Причиною може бути або перевантаження, або втрата втомної міцності на згин матеріалу зубів.

Всі інші види руйнувань пов'язані із пошкодженням поверхні зубів від σ_H і тертя.

- **Втомне викришування зубів** – характерне для закритих, добре змащуваних передач. Після довгої експлуатації на поверхні контакту зубів появляются втомні мікротріщини. В ці тріщини проникає мастило і при дії зовнішнього навантаження починає діяти розклинююче (рис. 2.18). В результаті викришуються окремі частинки матеріалу, а на контактуючих поверхнях появляются лунки (кратери). У відкритих передачах має місце значне зношування поверхні зубів. При цьому цей процес відбувається швидше, ніж появляются втомні мікротріщини, тому для відкритих передач втомне викришування зубів не характерне.



Рисунок 2.18

- **Абразивне зношування** – характерне для відкритих передач при поганому змащуванні і попаданні абразиву. При цьому збільшуються зазори, шум, динамічні навантаження. Міцність зуба зменшується і він може навіть поламатись.

- **Заїдання** – характерне для високонавантажених і швидкохідних передач. При розриві масляної плівки від дії великих контактних навантажень відбувається процес подібний до зварювання частинок металу і їх наступний відрив.

- **Пластичний зсув** – виникає при малих швидкостях і великих навантаженнях, під дією яких виникають пластичні деформації і зсув матеріалу в напрямку сил тертя.

- **Відшарування** твердого поверхневого шару зубів. Причиною може бути неякісне гартування або неякісна поверхнева обробка зубів.

Критерії працездатності і форми розрахунку. В приладах використовуються як **силові** зубчасті передачі, так і **кінематичні**, в яких діють дуже малі навантаження, або тільки сили тертя.

Для **силових закритих передач**, які працюють в умовах рідинного змащування, найнебезпечнішим є втомне викришування зубців. Основна форма розрахунку для них (**проектний розрахунок**) – розрахунок на втомну міцність (витривалість) за контактними напруженнями σ_H . **Перевірний розрахунок** – розрахунок за напруженнями згину σ_F .

Для силових передач, що працюють в умовах збідненого змащування (як правило, це **відкриті передачі**) найнебезпечнішою є поломка зубців від циклічного згину. Тому основний (**проектний**) розрахунок для них – розрахунок на втомну міцність за напруженням згину σ_F , а **перевірний** – розрахунок за контактними напруженнями σ_H .

При проектуванні **кінематичних передач**, які передають дуже малі навантаження, основні геометричні параметри зачеплення (a , m та ін.) вибирають конструктивно (кінематичний розрахунок), а для найбільш навантаженої зубчастої передачі (тихохідної) може виконуватись перевірний розрахунок на міцність.

2.2. Циліндричні зубчасті передачі

2.2.1. Параметри циліндричних передач

Прямозубі. Застосовуються при колівій швидкості $V < 6$ м/с. Передатне відношення однієї пари $i = 0,2 \dots 6$, іноді до $i = 10$. Найменше число зубів нормальних некоригованих коліс $z_{min} = 17$. Значення z_{min} в передачах із внутрішнім зачепленням з умови відсутності заклинювання математично

однозначно визначити важко. Тому в довідниках вони приводяться у вигляді рекомендацій. ККД прямозубої передачі досягає $\eta = 0,98 \dots 0,92$.

Косозубі. Працюють більш плавно і з меншим шумом ніж прямозубі. Їх встановлюють на швидкохідних валах, як правило, в закритих корпусах. Вони мають більшу навантажувальну здатність і дають можливість отримати строго визначену міжцентрову відстань. До недоліків слід віднести появу осьового навантаження на опори. Основні параметри косозубих передач: $V = (3 \dots 30)$ м/с; $i = 0,2 \dots 6$; $\eta = 0,98 \dots 0,92$.

Особливості геометрії косозубих коліс. Основна їх відмінність – зуби нахилені під кутом $\angle \beta = 7 \dots 15^\circ$ до твірної ділильного циліндра..

Оскільки косозубі колеса нарізають тим самим інструментом, що і прямозубі, то в нормальному перерізі вони мають той самий стандартний евольвентний профіль, що і прямозубі.

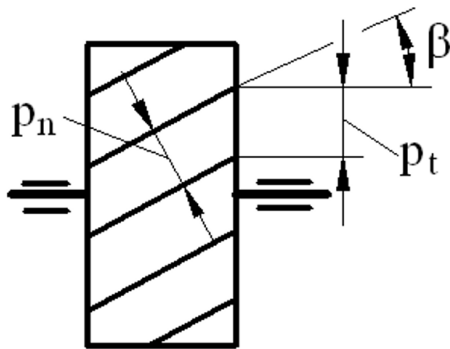


Рисунок 2.19

Розрізняють параметри в торцевій площині і в нормальній (рис. 2.19). В нормальній площині косозубі колеса мають стандартний нормальний модуль m_n . Тоді

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.16)$$

Геометричні параметри косозубих коліс визначають по тих же формулах, що і прямозубих, тільки в них потрібно підставляти торцеві значення модуля.

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (2.17)$$

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n \quad (2.18)$$

$$d_f = d - 2h_f = d - 2(1 + c^*)m_n \quad (2.19)$$

$$a = \frac{0,5m_n(z_1 + z_2)}{\cos \beta}. \quad (2.20)$$

Заміна косозубих коліс еквівалентними прямозубими. Міцність зуба визначається його розмірами в нормальному перерізі. Тому *в розрахунках на міцність косозубі колеса замінюють еквівалентними по міцності прямозубими* (рис. 2.20). Це дає можливість при розрахунках косозубих коліс використовувати ті ж формули, що і для прямозубих, вводячи в них тільки поправні коефіцієнти.

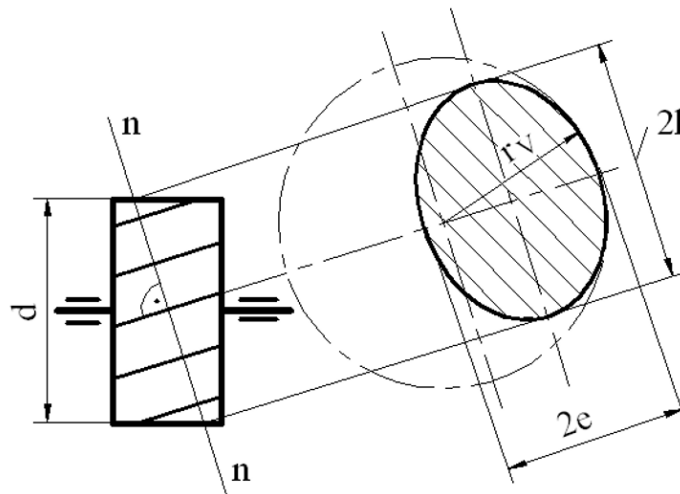


Рисунок 2.20

В нормальному до осі зубців перерізі зубчасте колесо має форму еліпса з піввісями

$$e = 0,5d ; l = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad (2.21)$$

Із властивостей еліпса знаходимо максимальний радіус кривини

$$r_v = \frac{l^2}{e} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \quad (2.22)$$

Цей r_v і приймаємо за радіус *еквівалентного прямозубого* колеса.

Число зубів еквівалентного колеса знаходимо із співвідношення:

$$d_v = m_n z_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}; \quad z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{\cos^2 \beta \cdot m_t \cos \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (2.23)$$

2.2.2. Зусилля в циліндричній зубчастій передачі

Розглянемо сили, що діють на зуб, коли точка контакту з іншим зубом знаходиться в полюсі зачеплення P . Якщо підходити строго, то при зміщенні точки контакту від полюса P виникає ковзання, а, отже, і сила тертя. Ця сила змінна і є причиною того, що обертовий момент T також не постійний. Але ця зміна незначна (до 8...10%) і в інженерних розрахунках нею нехтують. В прискорених передачах вплив сили тертя суттєвіший і тому там, при необхідності, приходиться застосовувати профілі з меншим тертям, наприклад, годинникові.

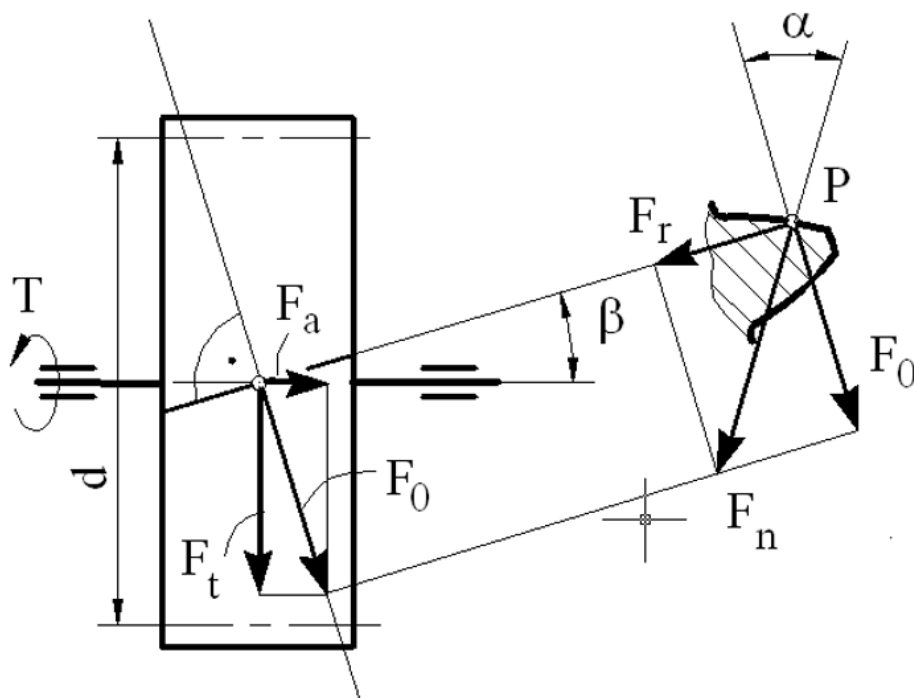


Рисунок 2.21

В точці контакту на зуб діє нормальна сила F_n вздовж лінії зачеплення під кутом α (рис. 2.21). Розкладемо її на дві перпендикулярні F_o і F_r і перенесемо їх на схему колеса. Тут F_o розкладемо ще на дві: колову F_t і перпендикулярну їй осьову F_a . Отже, одну F_n замінили трьома: F_t, F_a, F_r . Така схема зручна для подальших розрахунків.

$$\text{Колова сила} \quad F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.24)$$

$$\text{Осьова сила} \quad F_a = F_t \tan \beta \quad (2.25)$$

$$\text{Радіальна сила} \quad F_r = F_o \tan \alpha = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (2.26)$$

Для прямозубих коліс застосовують тіж формули, тільки кут $\beta = 0$.

2.2.3. Розрахунок зубів на контактну міцність

Загальні зауваження. В розрахунках на міцність розрахункові формули мають багато коефіцієнтів. Для зручності коефіцієнти, спільні для розрахунків на контактну міцність і згин, прийнято позначати великою буквою **K**. Коефіцієнти, характерні тільки для розрахунків на контактну міцність, позначаються **Z**, а для згину – **Y**. Індекс **F** означає, що параметр стосується напружень згину, а **H** – контактних напружень.

Дослідами встановлено, що втомне руйнування від контактних напружень (викришування) відбувається в середній частині зубця. Розрахунки зводяться до визначення максимальних розрахункових контактних напружень σ_n і порівняння їх з допустимими напруженнями $[\sigma]_n$. Представимо контакт зубів як контакт двох циліндрів. Тоді максимальні контактні напруження згідно із формулою (1.9) Герца-Беляєва:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho_{3\theta}}},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів;

$\rho_{3\theta}$ – зведений радіус кривини профілів зубів;

q_n – розрахункове питоме навантаження на лінії контакту.

Якщо члени цієї формули виразити через параметри зубчастого зачеплення, підставити їх в формулу (1.9) і виконати відповідні перетворення, то отримаємо остаточну формулу для перевірки поверхні зубців на витривалість за контактними напруженнями (*перевірний розрахунок*):

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}(u \pm 1)}{d_1 \cdot u}} \leq [\sigma]_H \quad (2.27)$$

В цій формулі Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу зубчастих коліс.

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}},$$

де E_{np} – зведений модуль пружності матеріалу коліс;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Для сталевих зубчастих коліс можна прийняти

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

Z_H – коефіцієнт форми спряжених зубів.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}, \quad \text{для стандартних евольвентних профілів при}$$

$$\alpha = 20^\circ \quad Z_H = 1.77 \cos \beta.$$

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{– для прямозубих коліс;}$$

$Z_{\varepsilon} = \varepsilon_{\alpha}^{-1/2}$ – для косозубих коліс.

В цих формулах ε_{α} – коефіцієнт торцевого перекриття зубців, приблизно $\varepsilon_{\alpha} = (1.88 - 3.2(1/z_1 \pm 1/z_2)) \cos \beta$.

ω_{Ht} – питома розрахункова колова сила;

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

де F_t – колова сила,

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

b_2 – ширина колеса;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами, що враховує одночасну участь в передачі декількох зубів, в розрахунках приймають, що все навантаження сприймається однією парою зубів і $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині зуба, залежить від деформації валів та опор, похибок виготовлення та монтажу, твердості.

При постійному навантаженні, коловій швидкості $V < 15 \text{ м/с}$ і твердості одного з коліс $HV < 350$ можна приймати $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$, хоча в загальному випадку ці коефіцієнти різні і вибираються по графіках; K_{HV} – коефіцієнт динамічності, який враховує похибки у виготовленні (похибки основного кроку) і пружні деформації, що спричиняють появу динамічного навантаження, визначається по довідниках.

u – передатне число, $u = z_2/z_1$;

$[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження для слабшого матеріалу.

Допустимі контактні напруження визначаються за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (2.28)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості, що відповідає базовому числу випробувань N_{H0} , вибирається по таблицях в залежності від твердості;

Z_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості спряжених поверхонь зубів:

$Z_R=1$ при R_a 1.25...0.63;

$Z_R=0.95$ при R_a 2.5...1.25;

$Z_R=0.9$ при R_z 40... 10;

S_H – коефіцієнт запасу; для коліс з однорідною структурою $S_H=1,1$; з поверхневим зміцненням – $S_H=1,2$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який враховує можливість збільшення допустимих напружень в короткочасно працюючих передачах.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (2.29)$$

де $N_{H0} = 30HB^{2,4}$ – базове число циклів навантаження;

N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження за строк служби передачі, при постійному режимі навантаження $N_{HE} = 60c \cdot n \cdot L$, де c – число зубчастих коліс, спряжених з даним; n – кількість обертів у хвилину; L – строк служби передачі в годинах. При змінному режимі навантаження N_{HE} визначається по інших формулах.

При $N_{HE} > N_{H0}$ приймають $K_{HL} = 1$, при $K_{HL} > 2,6$ приймають $K_{HL} = 2,6$.

Знак «+» в формулі (2.27) приймається для зовнішнього зачеплення, а «-» – для внутрішнього.

Як видно, величина σ_H не залежить від модуля передачі m .

В **проектному розрахунку** визначається мінімальна міжосьова відстань a_w .

Для цього в формулі (2.27) виконуємо заміни: $b = \psi_{ba} \cdot a_w$ і $d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$.

Після підстановки і відповідних перетворень отримаємо формулу для **проектного розрахунку**:

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{u \psi_{ba} [\sigma]^2_H}} \quad (2.30)$$

Тут $K_a = \sqrt[3]{0.5 \times 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{HV}}$ – це допоміжний коефіцієнт, який враховує параметри, що можуть бути попередньо вибрані однозначно і

параметри, які попередньо не можна точно визначити ($Z_\varepsilon, K_{H\alpha}, K_{HV}$). Для сталевих коліс рекомендується приймати $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ для прямозубих і $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ для косозубих.

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_\omega}$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, рекомендується приймати:

$\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач;

$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих;

$\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних.

У формулі (2.30) розмірність обертового моменту T_{IH} потрібно брати у Н·м; σ_H – у МПа, тоді a_ω отримаємо у міліметрах (ця формула узгоджена із ГОСТ 21354-87).

Контактні напруження в зубах шестірні і колеса однакові. Тому у формули (2.27) і (2.30) підставляємо $[\sigma]_H$ того зуба, матеріал якого слабший.

Можливий порядок проектного розрахунку:

а) Визначаємо a_ω за формулою (2.30).

б) Задаємося z_1 і z_2 і визначаємо розрахунковий нормальний модуль

$m'_n = \frac{2a_\omega \cos \beta}{z_1 + z_2}$. Округляємо знайдене значення m'_n до більшого стандартного.

в) Визначаємо d_1, d_2, b і уточнюємо міжцентрову віддаль $a_\omega = 0,5(d_2 \pm d_1)$.

г) Виконуємо перевірку зубів на втомний згин по формулі (2.32).

2.2.4. Розрахунок зубів на втомний згин

Мета розрахунку – запобігати втомному руйнуванню зубів при циклічному згині.

Основні допущення, прийняті при розрахунках зубів на згин:

- все навантаження сприймається однією парою зубів;
- розрахункова схема – консольна балка;
- силами тертя нехтуємо.

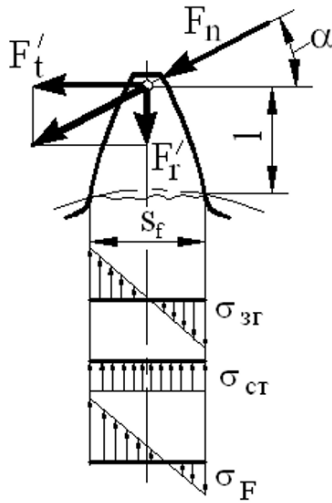


Рисунок 2.22

Найнебезпечнішим для зуба є момент входу і виходу із зачеплення, коли нормальна сила F_n діє на його вершину (рис. 2.22). Силу F_n переносимо на вісь симетрії зуба і розкладаємо на дві: F'_t і F'_r . Від колової сили F'_t в основі зуба виникають напруження згину σ_{zg} , а від радіальної F'_r – напруження стиску σ_{st} .

Оскільки втомні тріщини і руйнування починаються на розтягнутому боці зубців (хоча сумарні напруження там і менші), то міцність зубців перевіряють саме з цього боку за умовою:

$$\sigma_F = \alpha_\sigma (\sigma_{zg} + \sigma_{st}) = \alpha_\sigma \left(\frac{F'_t l 6}{b s_f^2} - \frac{F'_r}{b s_f} \right) \leq [\sigma]_F, \quad (2.31)$$

де l , s_f і b – плече прикладання сили F'_t , товщина зуба при основі і ширина зуба відповідно;

α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Якщо в цій формулі всі величини, що залежать від форми зуба, об'єднати в один коефіцієнт форми зуба Y_F , розміри l і s_f виразити через m (вони пропорційні m), а зусилля F'_t і F'_r – через питому розрахункову колову силу ω_{Ft} , то отримаємо формулу для перевірки зубців передачі на втомний згин (**перевірний розрахунок**):

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_F, \quad (2.32)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубців, визначається по довідниках в залежності від кількості зубів z , а для косозубих передач – в залежності від еквівалентного

числа зубів $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$;

Y_ε – коефіцієнт перекриття зубів, для прямозубих і косозубих передач можна наближено приймати $Y_\varepsilon=1$;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубів, для прямозубих передач $Y_\beta = 1$, а для косозубих та шевронних $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$;

$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$ – питома розрахункова колова сила, визначається аналогічно, як і в розрахунку за контактними напруженнями, тільки коефіцієнти в загальному випадку для них різні;

$[\sigma]_F$ – допустимі напруження при циклічному згині.

Допустимі напруження при циклічному згині визначаються по формулі:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F}, \quad (2.33)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – границя витривалості матеріалу зубів при базовому числу випробувань $N_{F0}=4 \times 10^6$, вибирається по довідниках;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує двостороннє прикладання навантаження;

$K_{FC} = 1$ – для нереверсивних передач;

$K_{FC} = 0,65$ – для реверсивних;

S_F – коефіцієнт запасу (безпеки);

$S_F = 2.2 \dots 2.5$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (2.34)$$

де $N_{F0}=4 \times 10^6$ – базове число випробувань;

$m_F = 6$ при твердості поверхні зубців $HB \leq 350$, або при шліфованій перехідній поверхні, $m_F = 9$ при $HB > 350$;

N_{FE} – еквівалентне число циклів навантаження, при постійному режимі навантаження $N_{FE}=60cnL$, де c – число зубчастих коліс, спряжених з даним;

n – кількість обертів на хвилину;

L – строк служби в годинах.

При $N_{FE} > N_{FO}$ приймають $K_{FL}=1$; при $K_{FL} > 2,08$ приймають $K_{FL}=2,08$.

Перевірку втомної міцності при згинанні виконують для колеса і для шестірні, оскільки для них Y_{F1} та Y_{F2} різні (при $z_1 \neq z_2$).

Якщо в формулі (2.32) виконати заміну $b = \psi_{bd} \cdot d$, то отримаємо проектну формулу для визначення нормального модуля m_n циліндричних передач (*проектний розрахунок*):

$$m_n \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1(2)}}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1(2)}}} \quad (2.35)$$

У цій формулі коефіцієнт K_m приймають:

$K_m = 14$ – для прямозубих коліс;

$K_m = 11,2$ – для косозубих коліс.

Коефіцієнт відносної ширини коліс ψ_{bd} приймається в залежності від конструкції передачі:

$\psi_{bd} = 0,4 \dots 1,4$ – для коліс між опорами;

$\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,4$ – для консольних коліс.

Після визначення m_n по формулі (2.35) його узгоджують із стандартним значенням.

У формулі (2.35) розмірність обертового моменту T_{1F} потрібно брати у Н·м; σ_F – у МПа, тоді m_n отримаємо у міліметрах (ця формула узгоджена із ГОСТ 21354-87).

Якщо шестірня і колесо виготовлені з одного матеріалу, то проектний розрахунок ведуть по шестірні (її зуби навантажуються в u раз частіше). Якщо ж колеса виготовлені з різних матеріалів, то розрахунки ведуть по тому зубу,

для якого відношення $\frac{Y_F}{[\sigma]_F}$ більше.

2.3. Конічні зубчасті передачі

2.3.1. Основні параметри

Застосовуються у передачах, вісі валів яких перетинаються. Якщо вісі перетинаються під кутом 90° , то передачі називаються ортогональними.

Оптимальні передатні відношення конічних передач $i = 0,3 \dots 5$. Коефіцієнт корисної дії досягає $\eta = 0,95 \dots 0,96$, в кінематичних малонавантажених передачах – менший. При колових швидкостях $V < 3 \text{ м/с}$ застосовують прямозубі конічні колеса, при $V > 3 \text{ м/с}$ – косозубі і з криволінійним зубом.

Конічні передачі мають ряд *недоліків*:

- складніші у виготовленні і монтажі;
- крім інших потрібно витримувати ще й допуски на кути ділільних конусів δ_1 і δ_2 ;
- складніша конструкція опор;
- при неточному співпаданні вершин ділільних конусів зменшується навантажувальна здатність передачі, тому допустимі напруження в розрахунках зменшують на 15% порівняно з аналогічними циліндричними передачами.

Геометричні параметри. В конічних передачах *початкові (ділільні)* конуси з кутами при вершині δ_1 і δ_2 перекочуються один по одному без ковзання. Вершини їх знаходяться в точці перетину осей (рис. 2.23).

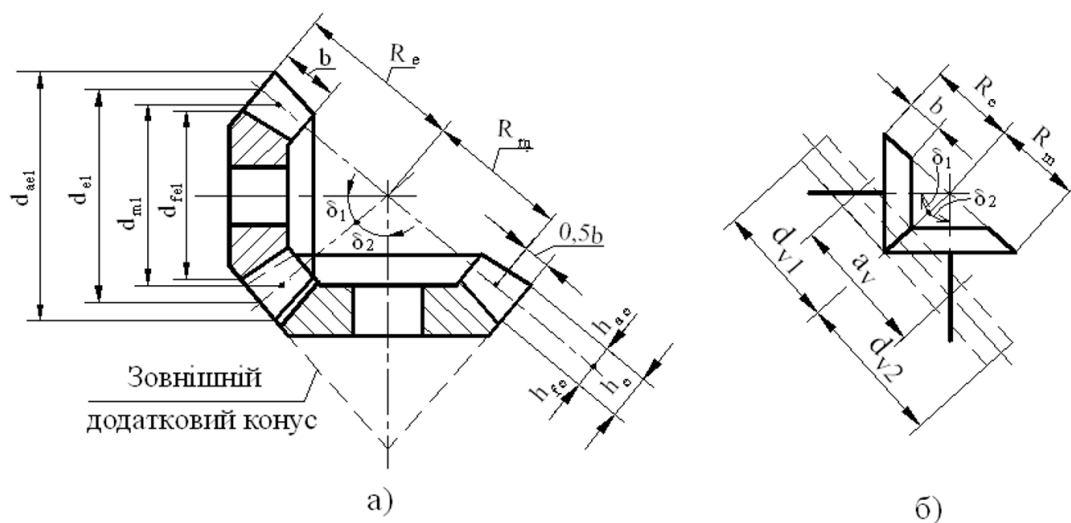


Рисунок 2.23

Модуль зубів конічних коліс не є постійним у різних нормальних перерізах зуба, тому вибір стандартного модуля тут втрачає зміст. Але з метою полегшення контролю конічних коліс за стандартний приймають модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубів поверхнею **зовнішнього додаткового конуса**, вісь якого співпадає з віссю колеса, а твірні перпендикулярні до твірних ділильного конуса (рис. 2.23, а). Такий модуль називається **зовнішнім коловим модулем** і позначається m_e (індекс «e» означає, що параметр відноситься до перерізу зуба поверхнею зовнішнього додаткового конуса).

Модуль у нормальному перерізі посередині зуба, або в перерізі **середнім додатковим конусом** називають **середнім коловим модулем** і позначають m_m (індекс «m» означає, що параметр відноситься до перерізу посередині зуба).

Відповідно в цих перерізах розрізняють наступні геометричні параметри конічних зубчастих коліс:

$d_e = m_e z$ – зовнішній ділильний діаметр;

$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$ – зовнішній діаметр вершини зубів;

$d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta$ – зовнішній діаметр впадин;

$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ – зовнішня конусна віддаль, цей параметр по змісту подібний до a_ω в циліндричних передачах;

$R_m = R_e - 0,5b$ – середня конусна віддаль;

$m_m = \frac{m_e \cdot R_m}{R_e}$ – середній коловий модуль;

$d_m = m_m \cdot z$ – середній ділильний діаметр.

$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \tan \delta_2$ – передатне число.

Геометричні параметри еквівалентних коліс. З метою спрощення розрахунків на міцність, конічну передачу заміняють **еквівалентною по міцності циліндричною прямозубою**. При цьому вона отримується шляхом розгортки на площину додаткових конусів у середньому перерізі зубів (рис. 2.23, б).

Модуль еквівалентних коліс $m_v = m_m$ (індекс «v» вказує, що параметр відноситься до еквівалентних коліс).

$$d_v = \frac{d_m}{\cos \delta} = \frac{d_m \sqrt{1+u^2}}{u} - \text{ділильний діаметр еквівалентного колеса};$$

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta} - \text{число зубів еквівалентного колеса};$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u^2 - \text{передатне число еквівалентної передачі}.$$

2.3.2. Зусилля в конічній прямозубій передачі

По аналогії з циліндричною передачею розподілену по довжині контакту силу замінюємо зосередженою в середньому перерізі зубця. Сили тертя не враховуються.

В точці контакту зубців по нормалі до їх профілів (вздовж лінії зачеплення під кутом α) діє нормальна сила F_n (рис. 2.24).

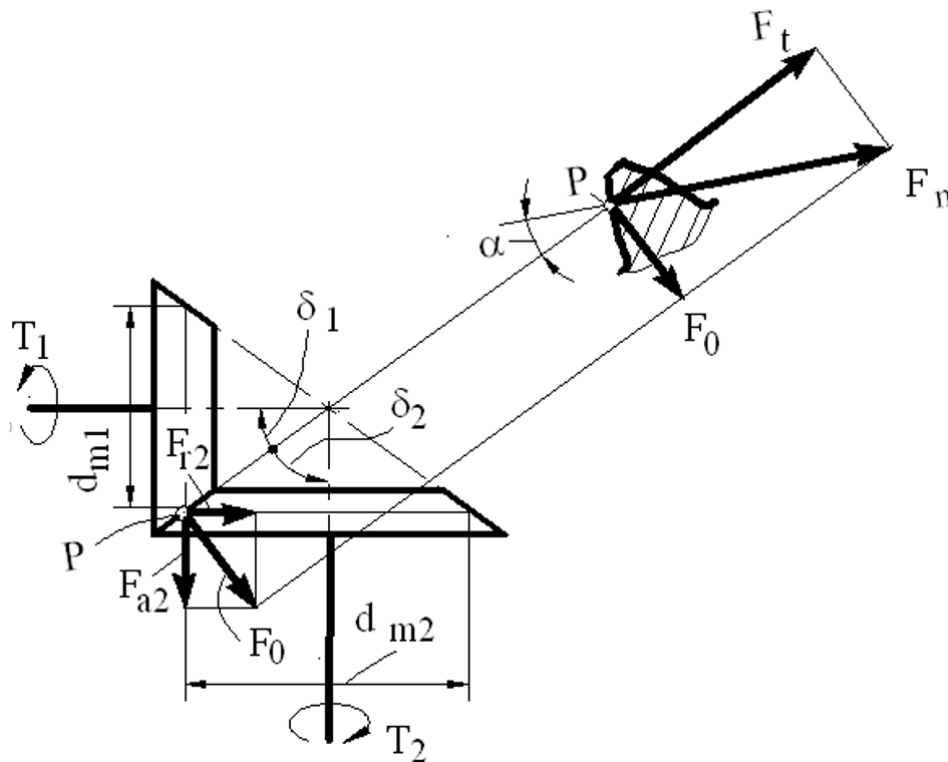


Рисунок 2.24

Розкладаємо її на дві взаємоперпендикулярні: F_t і F_0 . F_0 переносимо на схему передачі і в свою чергу розкладаємо на дві взаємоперпендикулярні – осьову F_a та радіальну F_r .

Колова сила F_t дотична до площини ділільних конусів і на схемі передачі проектується в точку. Ця сила може бути визначена через обертовий момент за формулою:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \quad (2.36)$$

Радіальна сила F_{r2} , прикладена до колеса, дорівнює по величині осьовій силі F_a , прикладеній до шестірні, але протилежно їй направлена

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 \quad (2.37)$$

Осьова сила F_{a2} дорівнює по величині і протилежно направлена радіальній силі F_{r1}

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (2.38)$$

2.3.3. Розрахунок зубів конічних передач на контактну міцність

Розрахункову формулу для перевірки зубів конічних передач на контактну міцність отримуємо з аналогічної формули (2.27) для циліндричних коліс. Але замість d_1 і u в цю формулу підставляємо параметри еквівалентної циліндричної передачі $d_{v1} = \frac{d_{m1} \sqrt{1+u^2}}{u}$ та $u_v = u^2$. Тоді отримуємо формулу для *перевірального розрахунку*:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{1+u^2}}{d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H \quad (2.39)$$

Тут $\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{0,85b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$ – питома колова розрахункова сила;

коефіцієнти K_H в цій формулі мають такий же зміст і так само знаходяться, як і

для циліндричних передач, а коефіцієнтом 0,85 враховано, що тільки 85% ширини вінця b ефективно бере участь у передаванні навантаження.

Коефіцієнти Z_M , Z_H і Z_ε також мають такий же зміст, як і для циліндричних передач.

У *проектному розрахунку* конічної передачі визначають зовнішній ділильний діаметр колеса d_{e2} , що визначає габаритні розміри передачі

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot u^2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot K_{be} \cdot (1 - K_{be})}}, \quad (2.40)$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт, який об'єднує ряд інших коефіцієнтів; для сталевих коліс рекомендується приймати $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$;

$K_{be} = \frac{b}{R_e}$ – коефіцієнт ширини зубчатого вінця, рекомендується приймати

$K_{be} = 0,25 \dots 0,3$;

$[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження; визначаються так, як і для циліндричних коліс.

Можливий порядок розрахунку:

а) Знаходимо мінімальне значення d_{e2} по формулі (2.40).

б) Задаємося z_1 і z_2 та знаходимо $m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$. Узгоджуємо його із

стандартним значенням.

в) Знаходимо всі розміри коліс.

г) Виконуємо перевірку на втомний згин.

2.3.4. Розрахунок зубів конічних передач на втомний згин

Для перевірного розрахунку зубів конічних коліс на втому при згині також справедлива формула (2.32) для циліндричних коліс, тільки нормальний модуль m_n в ній потрібно замінити середнім коловим модулем m_m

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_m} \leq [\sigma]_F \quad (2.41)$$

Тут $\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{0,85b} K_{Fa} K_{F\beta} K_{FV}$ – питома колова розрахункова сила.

Коефіцієнти Y і K_F в цих формулах мають такий же зміст, як і для циліндричних передач.

Для **проектних розрахунків** конічних передач на втомний згин зручно використовувати формулу:

$$m_e \geq 10^3 \sqrt[3]{\frac{4,568 T_1 \cdot Y_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \sin \delta_1}{z_1^2 \cdot K_{be} \cdot (1 - K_{be}) \cdot [\sigma]_{F1}}} \quad (2.42)$$

Значення параметрів в цій формулі ті ж, що і в формулах (2.39÷2.41), коефіцієнт форми зуба Y_F приймають в залежності від еквівалентного числа зубів $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$. Допустимі напруження $[\sigma]_F$ визначають як і для циліндричних передач.

У формулах (2.40) та (2.42) розмірність обертового моменту T_1 потрібно брати у Н·м; $[\sigma]$ – у МПа, тоді d_e і m_e отримаємо у мм.

3. ПЛАНЕТАРНІ ПЕРЕДАЧІ

3.1. Загальні відомості

В машино- і приладобудуванні часто використовують такі зубчасті механізми, в яких осі деяких коліс рухаються в просторі. Такі механізми називаються *планетарними*. Колеса, осі яких рухаються в просторі, називаються *сателітами*. Рухомі осі розміщені в ланці, що називається *водилом h* . Сателіти разом з водилом обкочуються навкруг *центральної* коліс, вісь обертання яких співпадає з віссю обертання водила. Центральні колеса ще називають *сонячними*. А оскільки сателіти обертаються навколо них подібно планетам, які обертаються навколо сонця, то такі передачі називаються *планетарними*. Звідси *п л а н е т а р н и м и* називаються *передачі, які мають хоча б одну рухому вісь зубчатого колеса*. Існує багато конструкцій планетарних передач. Нижче приведені дві найбільш типові (рис. 3.1 і 3.2)

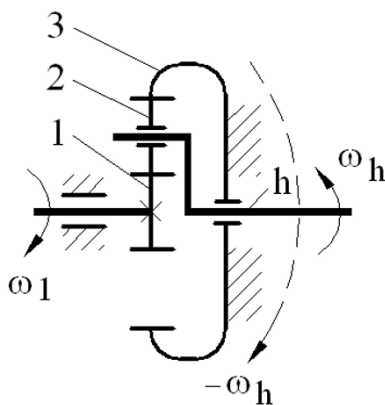


Рисунок 3.1

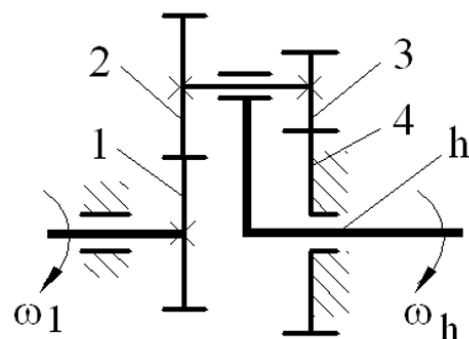


Рисунок 3.2

Схема на рис. 3.1 (її ще називають *редуктором Джеймса*) рахується найпростішою по конструкції і у виготовленні. По цій схемі реалізуються передатні числа $u \leq 8$ при ККД $\eta = 0.97 \dots 0.99$.

Якщо у схемі на рис. 3.2 з подвійним сателітом передавати рух від водила h до колеса 1, то можна отримати дуже великі передатні числа u (1600 і більше). Але з ростом u різко зменшується ККД (до 0,1 і менше). Оптимальними для цієї

схеми є $u=20\ldots 100$. Такі редуктори застосовуються в приладах, де ККД не має суттєвого значення.

Переваги планетарних передач:

- дозволяють отримати дуже великі u (до кількох тисяч) при малій кількості коліс і малих габаритах передач;
- в силових планетарних передачах завдяки застосуванню декількох сателітних коліс значно знижується навантаження на зуби, а, отже, габарити і маса передачі (у 2...3 рази порівняно з аналогічними рядними редукторами);
- вали центральних коліс розвантажені від згинальних моментів, тому можна зменшити їх діаметри d і знизити навантаження на корпус приладу, плату, стійку та ін.;
- якщо не фіксувати центральні колеса, то можна отримати **диференційний планетарний** механізм із ступенем рухомості $W=2$; такі механізми застосовуються для розкладання одного обертового руху на два, або складання двох рухів в один.

Недоліки:

- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- великий мертвий хід;
- зменшення ККД із ростом передатного числа (для ПТМ з малими силовими навантаженнями цей недолік не має великого значення).

3.2. Передатне відношення планетарних передач

Для розрахунку передатного відношення планетарної передачі часто використовують **метод оберненого руху** (метод Вілліса). Визначимо передатне відношення, наприклад, для схеми, показаної на рис. 3.1.

Щоб розглядати її як звичайну рядну, надамо всій передачі умовно обертатись із швидкістю – ω_h , протилежно швидкості обертання водила. Тоді водило виявляється зупиненим, а планетарний редуктор перетворюється у

звичайний співвісний редуктор. Передатне відношення такого механізму від колеса 1 до 3 при зупиненому водилі

$$i_{13}^{(h)} = \frac{\omega_1^{(h)}}{\omega_3^{(h)}} = \frac{\omega_1 - \omega_h}{-\omega_h} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - i_{1h}^{(3)}.$$

Звідси:

$$i_{1h}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(h)} \quad (3.1)$$

Для схеми на рис. 3.1:

$$i_{1h}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (3.2)$$

У зворотному напрямку:

$$i_{h1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} \quad (3.3)$$

Тут при розрахунку $i_{13}^{(h)}$ враховано знак передатного відношення оберненого механізму (одне зовнішнє зачеплення змінює напрям обертання на протилежний, а внутрішнє зачеплення напрям обертання не змінює). Колесо z_2 в цій схемі є паразитним і на передатне відношення i не впливає.

Формулу (3.1) можна застосовувати для всіх планетарних механізмів.

Визначимо, наприклад, передатне відношення для схеми, показаної на рис. 3.2.

$$i_{1h}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(h)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (3.4)$$

$$i_{h1}^{(4)} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \quad (3.5)$$

В цій схемі можна реалізувати дуже великі передатні відношення. Наприклад, при $z_1=z_3=100$; $z_2=99$ і $z_4=101$, отримаємо:

$$i_{h1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{99 \cdot 101}{100 \cdot 100}} = 10000$$

Коефіцієнт корисної дії планетарної передачі коливається в дуже широких границях – від 99 до 5...8%. Чим більше передатне відношення передачі, тим менший її ККД. Формули для визначення ККД приводяться у спеціальній літературі.

3.3. Умови складання планетарних передач

Розраховані по наведених вище формулах числа зубів потрібно уточнити за умовами можливості складання планетарних передач. Для прикладу розглянемо схему на рис. 3.1.

3.3.1. Умова співвісності

$$0,5(d_1+d_2)=0,5(d_3 - d_2) \quad (3.6)$$

3.3.2. Умова складання

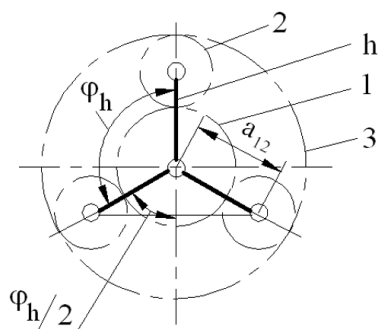


Рисунок 3.3

Може так статись, що після установки першого сателіта установка інших стає неможливою. Щоб цього не сталося, повинна виконуватись умова складання (рис. 3.3).

Кут між осями сателітних коліс $\varphi_h = \frac{2\pi}{q}$, де q – число сателітів. При повороті водила на кут φ_h , центральне колесо 1 повернеться на кут

$$\varphi_1 = \varphi_h \cdot i_{1h}^{(3)} = \frac{2\pi}{q} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right).$$

При цьому сателітні колеса повинні поміняти місцями, а це можливо, коли довжина дуги $0,5d_1 \cdot \varphi_1$ без остачі поділиться на крок p :

$$\frac{0,5d_1 \cdot \varphi_1}{p} = E \text{ (ціле число)}$$

Після перетворень отримаємо умову складання для схеми на рис. 3.1:

$$\frac{z_1 + z_3}{q} = E \quad (3.7)$$

Для більш складних передач умови складання приведені в спеціальній літературі.

Умова складання для схеми на рис. 3.2 може не виконуватись, якщо вінці подвійного сателіта можна зміщувати при складанні (наприклад, при штифтовому кріпленні останніх).

3.3.3. Умова сусідства

Це умова збереження між сусідніми сателітами мінімального зазору (відсутність дотику між вінцями сателітів). Для рис. 3.3 ця умова запишеться так:

$$\sin \frac{\pi}{q} > \frac{d_2}{2a_{12}}, \quad (3.8)$$

де d_2 – ділильний діаметр сателітів;

a_{12} – міжцентрова віддаль.

Виконання перерахованих вище умов дещо звужує кінематичні можливості планетарних передач.

3.3.4. Зусилля в планетарних передачах

Розподіл сил в планетарних передачах розглянемо на прикладі схеми, показаної на рис. 3.1. Для зменшення дисбалансу і компенсації радіальних сил одне сателітне колесо не застосовується. Найчастіше $q = 3$ і більше.

Колова сила від дії зуба колеса 1 на зуб сателіта 2 (рис. 3.4)

$$F_{12} = F_{21} = F_{32} = F_{23} = \frac{T_1}{3r_1} \quad (3.9)$$

Зусилля від водила h на вісь одного із сателітів 2

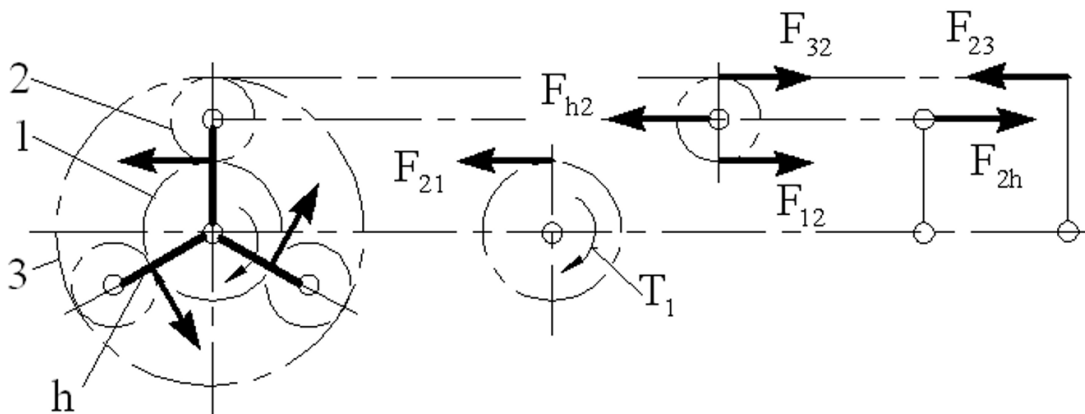


Рисунок 3.4

$$F_{h2} = F_{2h} = \frac{2T_1}{3r_1} \quad (3.10)$$

З наведених вище формул (3.9) та (3.10) видно, що **розрахунки на міцність зубчатих вінців потрібно вести по коловій силі, зменшеній у стільки разів, скільки сателітів має передача**. Тому модулі і, відповідно, габарити планетарних передач менші порівняно з аналогічними рядними передачами.

4. ХВИЛЬОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

4.1. Загальні відомості

Принципова схема хвильової зубчастої передачі показана на рис. 4.1. У *нерухоме зубчасте колесо 2* із внутрішніми зубцями, вставлений zdeформований *гнучкий зубчастий вінець 1* таким чином, що його зубці входять у зачеплення із зубцями нерухомого жорсткого колеса 2 із двох

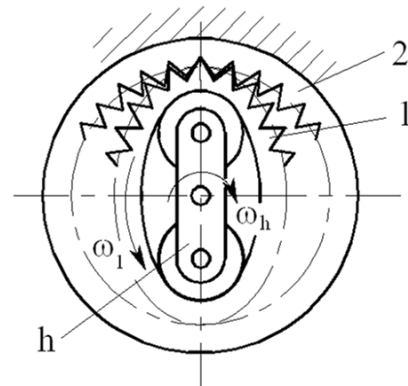


Рисунок 4.1

протилежних сторін. Гнучкий вінець 1 деформується, наприклад, двома роликками, закріпленими на **водилі h** .

Вузол, з допомогою якого здійснюється деформація гнучкого вінця, називається *генератором хвиль*. Генератори можуть бути *роликкові* (див. рис. 4.1); *дискові* (2 диски на ексцентриковому валі); *кулачкові* (кулачок, разом із гнучким підшипником, що являє собою звичайний кульковий підшипник у якого для забезпечення гнучкості додатково зішліфовані внутрішні та зовнішні кільця); *електромагнітні*, *пневматичні* та ін. Дискові генератори застосовуються у мілкосерійному виробництві. Кулачкові – найпоширеніші, вони найкраще зберігають форму гнучкого колеса. Електромагнітні мають велику швидкодію, але малий ККД (0,12...0,15) через великі електричні втрати.

Якщо колові кроки (а отже і модулі) нерухомого та гнучкого коліс однакові, то при обертанні водила h (генератора хвиль) із кутової швидкістю ω_h зубці гнучкого колеса 1 будуть втискатись у впадини нерухомого колеса 2. При цьому, якщо кількість зубців $z_2 > z_1$ (а інакше передача взагалі не збереться), то за один повний оберт водила h гнучке колесо 1 повинно повернутись в сторону, протилежну ω_h на кут, пропорційний різниці $z_2 - z_1$.

Якщо водило h з'єднати із вхідним валом, а гнучке колесо 1 – з вихідним, то отримаємо **хвильовий зубчастий редуктор** (хвильовий через хвилеподібне деформування гнучкого колеса при обертанні генератора).

Передатне відношення такого редуктора можна визначити, виходячи із наступних міркувань. Коли ведучий вал (води́ло h) зробить один оберт, гнучке колесо (вихідний вал) повернеться в протилежну сторону на $\left(\frac{z_2 - z_1}{z_1} \right)$ частину оберту. За один оберт водила h гнучке колесо зробить $\left(\frac{z_2 - z_1}{z_1} \right)$ обертів в протилежну сторону. Тоді

$$i_{h1}^{(2)} = \frac{\omega_h}{\omega_1} = -\frac{1}{\frac{z_2 - z_1}{z_1}} = -\left(\frac{z_1}{z_2 - z_1} \right) \quad (4.1)$$

Знак « $-$ » вказує, що водило та гнучке колесо обертаються в різні сторони.

Існує багато таких схем хвильових передач, в яких гнучке колесо 1 зафіксоване (не обертається) а обертається жорстке колесо 2. Передатне відношення такої передачі:

$$i_{h2}^{(1)} = \frac{\omega_h}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (4.2)$$

Тут знак « $+$ » вказує, що водило h і колесо 2 обертаються в одну сторону.

В цих формулах у чисельнику завжди стоїть число зубів того колеса, яке обертається (гнучкого чи жорсткого).

Як видно, передатне відношення передачі збільшується із зменшенням різниці $(z_2 - z_1)$. Це означає, що з допомогою однієї пари коліс можна отримати великі передатні відношення (60...300). Наприклад, при $z_1=200$ і $z_2=202$ отримаємо $i = -100$. Щоб отримати таке передатне відношення в циліндричній передачі з нерухомими осями потрібно не менше шести ступенів.

На сьогодні існує багато конструктивних схем хвильових передач.

Найпоширеніші показані на рис. 4.2.

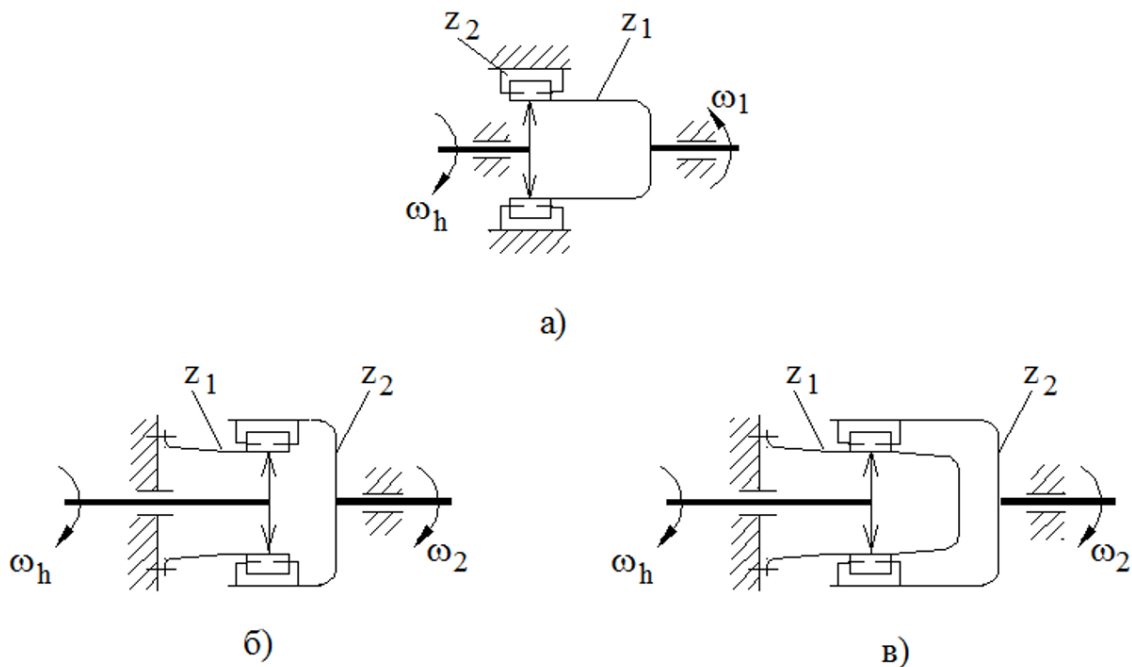


Рисунок 4.2

Переваги хвильових передач:

- при малій масі і габаритах навантажувальна здатність хвильових передач у декілька разів більша, ніж у інших зубчастих передачах (через малу різницю $z_2 - z_1$ в зачепленні одночасно приймає участь не менше 25% загальної кількості зубців);
- багатопарність зачеплення визначає і інші їх переваги: плавність ходу, безшумність, висока кінематична точність;
- можливість здійснення однією парою великих передатних відношень (60...300);
- можливість передачі обертового руху в ізолюваний простір (рис. 4.2,в);
- достатньо високі ККД (0,7...0,9);
- мала інерційність.

Недоліки:

- обмежена швидкість обертання генератора хвиль (до 4000 об/хв);

- складність виготовлення гнучкого колеса;
- мала довговічність гнучкого колеса;
- відносно великий пружний мертвий хід.

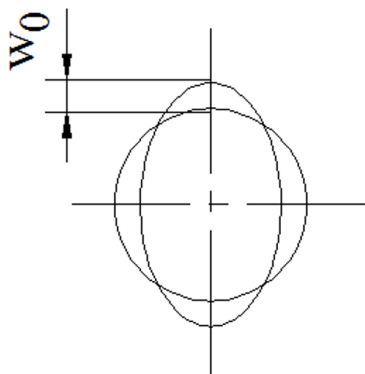
Механізм, який працює за принципом хвильової передачі, вперше запропонував російський вчений А. П. Московітін у 1944 р. для варіанту фрикційної передачі. В 1959 р. американець В. Массер розробив зубчасту хвильову передачу з механічним генератором хвиль.

Застосування. В точній механіці, як і в загальному машинобудуванні, хвильові передачі знайшли широке застосування в системах автоматики і механізмах наладки радіоелектронної апаратури, в аерокосмічних пристроях (рульові механізми ракет, приводи повороту сонячних батарей супутників і антен тощо), в приводах вентилів для агресивних рідин.

4.2. Елементи розрахунку

Деформацію гнучкого колеса w_0 (рис. 4.3) рекомендується вибирати із залежності:

$$w_0 = (1.04 \dots 1.1)m, \quad (4.3)$$



де m – модуль зубів.

З умови можливості складання механізму, різниця $(z_2 - z_1)$ повинна бути кратною числу хвиль деформації

$$z_2 - z_1 = K_z \cdot U \quad (4.4)$$

Тут K_z – коефіцієнт кратності, найчастіше $K_z = 1$; U – число хвиль деформації, найчастіше $U = 2$.

Діаметр ділильного кола d веденого колеса (гнучкого чи жорсткого) знаходиться з умови обмеження напруг зминання на бокових поверхнях зубів. Для силових передач рекомендується залежність:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^4 T_2}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_{3M}}}, \quad (4.5)$$

де T_2 – обертовий момент на веденому валу в Н·м;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0.1 \dots 0.2$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця;

$[\sigma]_{3M}$ – допустимі напруження зминання в МПа;

d – ділильний діаметр в мм.

Для сталевих коліс при задовільних умовах змащування $[\sigma]_{3M} = 10 \dots 20$ МПа;
для пластмасових коліс $[\sigma]_{3M} = 4 \dots 10$ МПа.

Знаючи d можна знайти **модуль** передачі $m = \frac{d}{z}$, де z – число зубів веденого колеса.

Число зубів z , в свою чергу, знаходиться по формулі:

$$z_{1(2)} = u(z_2 - z_1) = u \cdot K_z \cdot U \quad (4.6)$$

При $K_z = 1$ і $U = 2$ число зубів веденого (гнучкого чи жорсткого) колеса $z_{1(2)} = 2u$.

Модуль округляють до стандартного значення. В несилових (кінематичних) передачах модуль вибирають з конструктивних міркувань.

Зубці коліс хвильової передачі можуть мати як евольвентний так і прямолінійний трикутний профіль. Вітчизняна промисловість виготовляє евольвентні кориговані колеса з кутом профілю $\alpha = 20^\circ$. А от, наприклад, в Америці виготовляються колеса хвильових передач з кутом профілю $\alpha = 30^\circ$.

Прийнявши стандартний модуль m передачі, можна точно визначити ділильні діаметри коліс по формулах:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2$$

Інші конструкційні елементи визначають по емпіричних залежностях. Щоб запобігти інтерференції зубів коліс, зачеплення виконують коригованим. Методика визначення коефіцієнтів зміщення, а також більш детальний розрахунок хвильової передачі наведені у спеціальній літературі.

Спроектоване гнучке колесо перевіряють на втому за напруженнями розтягування і згинання.

5. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

5.1. Основні відомості та параметри

У черв'ячній передачі (рис. 5.1) передача обертового руху здійснюється за принципом гвинтової пари, в якій черв'як 1 є гвинтом, а черв'ячне колесо 2 – це

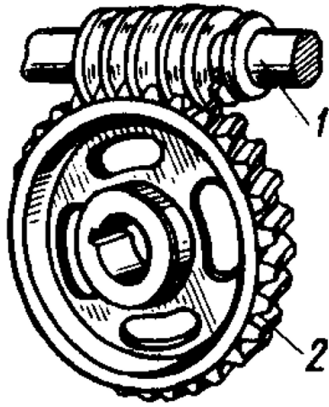


Рисунок 5.1

гайка у вигляді сектора, вирізаного з довгої гайки і зігнутого по колу.

Черв'ячна передача застосовується для передачі руху між мимобіжними валами, які утворюють, як правило, кут 90^0 .

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення кутової швидкості, хоча в приладобудуванні

може бути і навпаки (наприклад, в регуляторах швидкості). Черв'ячним передачам властиве значне ковзання і тертя, тому їх не бажано застосовувати для передачі великих навантажень.

Переваги черв'ячних передач:

- реалізують великі передатні числа u при невеликих габаритах, як правило, $u = 8...80$ для силових та $u = 6...500$ і більше для кінематичних передач;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість забезпечення самогальмування (неможливість передачі руху від черв'ячного колеса до черв'яка);
- достатньо висока надійність та простота в експлуатації.

Недоліки:

- низький ККД – $0,7...0,8$, а в самогальмівних передачах – не більше $0,5$;
- підвищене спрацювання передачі, що вимагає застосування для черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи та ін.);
- підвищений нагрів передачі внаслідок тертя;
- строгі вимоги до точності виготовлення та монтажу.

Класифікація черв'ячних передач.

- По формі ділильної поверхні черв'яки бувають **циліндричні** (рис. 5.2, а) та **глобоїдні** (рис. 5.2, б).

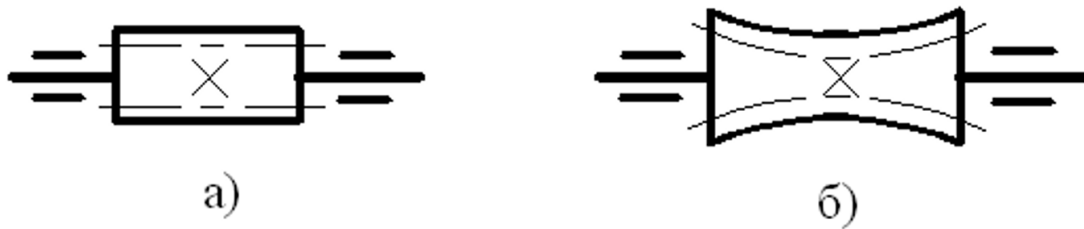


Рисунок 5.2

- По формі бокових поверхонь витків черв'яка і способу їх отримання бувають **архімедові**, **конволютні** та **евольвентні**. Архімедові (позначаються ZA) – найбільш розповсюджені і найпростіші у виготовленні. У торцевій площині витки архімедового черв'яка мають форму спіралі Архімеда. В осьовому перерізі профіль витка має форму рівнобедренної трапеції (такий, як у зубчастої рейки евольвентного зачеплення). Відповідно, зуб черв'ячного колеса має евольвентний профіль. Конволютні черв'яки (ZN) мають прямолінійний профіль в нормальному перерізі витка і евольвентний у торцевому. Евольвентні (ZI) мають евольвентний профіль в осьовому перерізі і застосовуються, коли потрібно збільшити ККД передачі.

- По кількості витків можуть мати один або декілька (1...5) **заходів**.
- По напрямку гвинтової лінії бувають **праві** і **ліві**.

Геометричні параметри і матеріали черв'ячної передачі.

Черв'як. Осьовий переріз черв'яка показаний на рис 5.3, а основні його геометричні параметри приведені нижче:

d_1 – діаметр ділильного циліндра або ділильний діаметр;

p – крок осьовий (віддаль між однойменними точками двох сусідніх профілів, виміряна паралельно осі черв'яка);

z_1 – кількість витків ($z_1 = 1 \dots 5$);

$p_z = z_1 \cdot p$ – хід гвинтової лінії витка;

$\frac{p}{\pi} = m$ – модуль передачі, для черв'яка (гвинта) він є осьовим, а для колеса –

коловим;

$q = \frac{d_1}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка, визначає габарити черв'яка; модуль m і

коефіцієнт діаметра черв'яка q стандартизовані по ДСТУ 2458-94;

γ – кут підйому витка черв'яка (рис. 5.4).

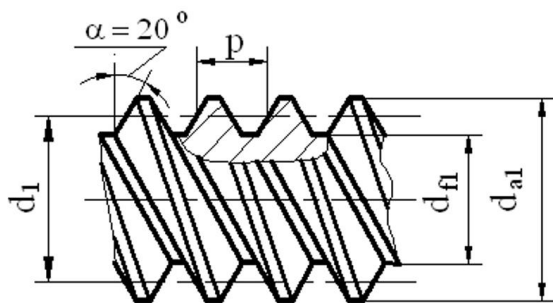


Рисунок 5.3

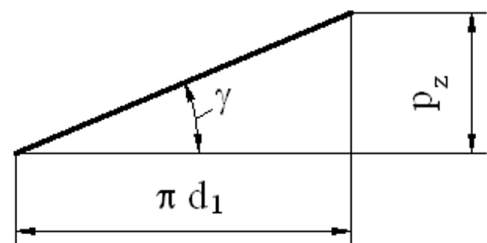


Рисунок 5.4

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot \pi \cdot m}{\pi \cdot q \cdot m} = \frac{z_1}{q} \quad (5.1)$$

Основні **діаметри черв'яка** визначаються так, як для косозубих коліс з коефіцієнтом радіального зазору $c^* = 0,2$ і коефіцієнтом головки зуба $h_a^* = 1$:

$$d_1 = qm;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (q + 2)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = (q - 2,4)m;$$

$$l \geq 2m(\sqrt{z_2} + 1) - \text{довжина нарізної частини черв'яка.}$$

Черв'ячне колесо. Розміри вінця і зубців черв'ячного колеса задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка і перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому коловий або торцевий модуль колеса m дорівнює осьовому модулю m черв'яка.

Коловий крок колеса p також дорівнює осьовому кроку черв'яка.

Черв'ячне колесо – косозубе з кутом нахилу β , рівним куту підйому витків черв'яка $\beta = \gamma$.

Мінімальне число зубів колеса визначається умовами нормальної роботи передачі і рівне $z_{2\min}=28$.

Основні діаметри **черв'ячного колеса**:

$$d_2 = mz_2;$$

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

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m$$

Міжцентрова відстань

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2) \quad (5.2)$$

Передатне число. Розглянемо рух точки А дотику ділільних діаметрів черв'яка і колеса (рис. 5.5).

Оскільки черв'як є гвинтом, то за хвилину точка А, яка належить діаметру d_1 , переміститься на віддаль $S_1 = (z_1 \cdot p \cdot n_1)$. За цей же час точка А, яка належить діаметру d_2 , пройде шлях $S_2 = (\pi \cdot d_2 \cdot n_2)$. Прирівнявши їх, отримаємо:

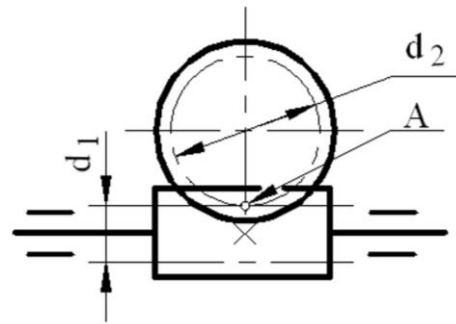


Рисунок 5.5

$$S_1 = S_2;$$

$$z_1 \cdot p \cdot n_1 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2;$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{z_1 \cdot p} = \frac{\pi \cdot z_2 \cdot m}{z_1 \cdot \pi \cdot m} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.3)$$

ККД черв'ячної передачі. При ведучому черв'яку ККД визначається по формулі

$$\eta_{12} = \frac{0,95 \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}.$$

При ведучому колесі

$$\eta_{21} = \frac{0,95 \operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

Тут $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ – приведений кут тертя, що відповідає приведеному коефіцієнту тертя f' (залежить від матеріалу, шорсткості, форми поверхонь тертя та ін., в орієнтовних розрахунках можна приймати $f' = 0,05 \div 0,1$).

При проектуванні черв'ячних передач потрібно дотримуватись наступних **рекомендацій**:

- Для великих передатних чисел (60 і більше) з метою зменшення розмірів передачі приймають $z_1 = 1$ або 2; при цьому можна керуватись наступними залежностями:

u	> 28	14...60	9...30	7...20
z_1	1	2	3	4

- Точність передачі знижується із збільшенням z_1 , тому в кінематичних передачах потрібно віддавати перевагу однозахідним черв'якам.

- ККД черв'ячної передачі збільшується із збільшенням числа витків z_1 .

Матеріали. Оскільки витки черв'яка частіше навантажуються, то черв'яки виготовляють із сталей марок 30, 45, 40Х, 12ХН3А та ін. з поверхневим гартуванням витків до твердості HRC45...55.

Перетворення руху в черв'ячній передачі супроводжуються ковзанням витків черв'яка по зубцях колеса, що викликає значне тертя. Тому черв'ячні

колеса виготовляють із антифрикційних матеріалів: бронзи марок БРОФ10-1, БрАЖ-9-4 та ін., текстоліту, синтетичних матеріалів.

5.2. Зусилля у черв'ячній передачі і критерії працездатності

Розподілену вздовж лінії контакту силу замінюємо зосередженою, прикладеною до зуба колеса у його середньому нормальному до осі перерізі. Сили тертя не враховуємо.

Зі сторони витка черв'яка на зуб колеса діє нормальна сила F_n . Ця сила утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса (рис. 5.6, а).

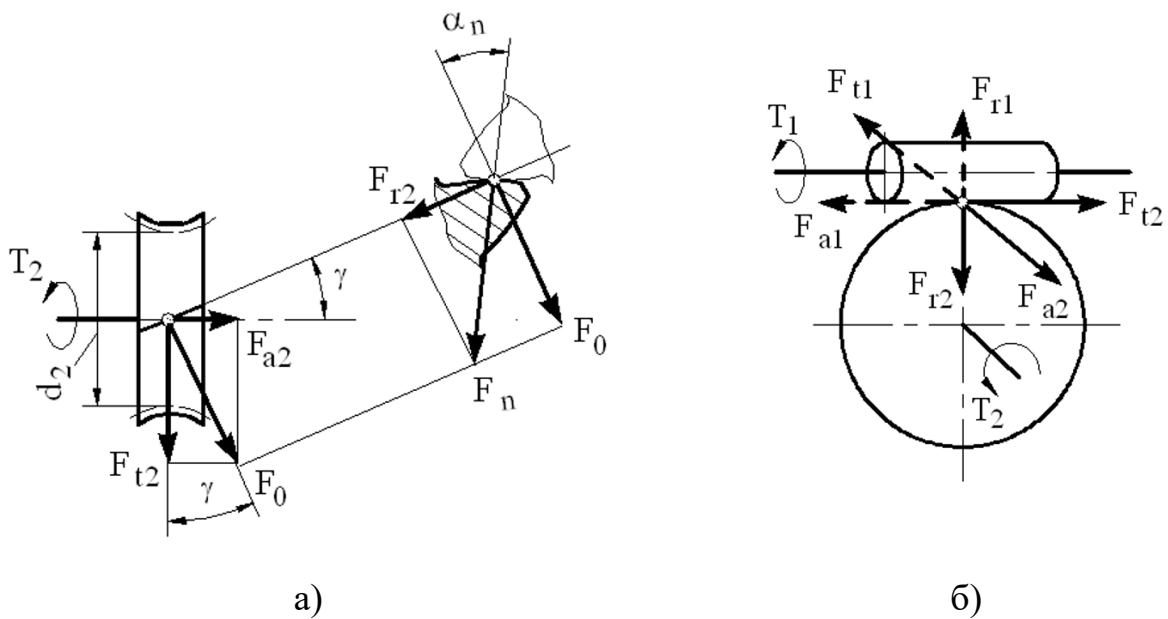


Рисунок 5.6

Розкладаємо її на дві взаємоперпендикулярні F_{r2} і F_0 і переносимо їх на схему черв'ячного колеса. Тут радіальна сила F_{r2} проектується в точку, а F_0 перпендикулярна до напрямку зуба і дотична до початкового циліндра колеса. Розкладаємо її також на дві взаємоперпендикулярні: колову F_{t2} і осьову F_{a2} . Отже, ми представили F_n у вигляді трьох складових: F_{r2} , F_{a2} і F_{t2} .

На витки черв'яка діють такі ж по величині сили, але в протилежних напрямках і деякі з них міняють назви (рис. 5.6, б). Визначимо їх.

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (5.4)$$

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (5.5)$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (5.6)$$

Тут враховано, що $\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \operatorname{tg} \alpha$.

Сили тертя враховуються при розрахунках моментів: $T_1 = \frac{T_2}{u_{12} \cdot \eta_{12}}$. На

напрям дії сили F_n вони практично не впливають, тому при розрахунках зусиль не враховуються.

Критерії працездатності. В кінематичних мілкомодульних передачах, які працюють при невеликих навантаженнях, розрахунки на міцність часто не виконують. Розміри таких передач визначають з кінематичних розрахунків і конструкторсько-технологічних умов.

Якщо ж передача сприймає значні навантаження, то потрібно виконати розрахунок зубців на міцність. В цьому випадку **в якості розрахункової ланки завжди приймають черв'ячне колесо, тому що воно виготовляється з менш міцного порівняно з черв'яком матеріалу.** Такий вибір матеріалу обумовлений великими силами тертя, що виникають в черв'ячних передачах. Тому вінці черв'ячних коліс виконують із антифрикційних матеріалів – бронзи, текстоліту, пластмаси. Черв'яки при цьому виготовляються з високоміцних високоякісних вуглецевих сталей.

Як і в циліндричних передачах розрахунки поділяють на **проектні** і **перевірні**. Мета проектного розрахунку – визначення m , d або a_w , при яких забезпечується необхідна міцність передачі. Мета перевірного розрахунку – по заданих навантаженнях і розмірах передачі, отриманих в результаті

кінематичних або проектних розрахунків, визначити дійсні напруження в зубцях і порівняти їх з допустимими.

Для закритих черв'ячних передач, що працюють в мастильних ваннах, знаходять a_ω і t з умови контактної міцності зубів (*проектний розрахунок*), а потім перевіряють їх на втомний згин (*перевірний розрахунок*).

Відкриті черв'ячні передачі, що змащуються консистентним мастилом, розраховуються на втомний згин.

5.3. Розрахунок на контактну міцність

Перевірка активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну втомну міцність проводиться по формулі, аналогічній тій, що застосовується для циліндричних зубчатих коліс (*перевірний розрахунок*):

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} \leq [\sigma]_{H2} \quad (5.7)$$

Тут Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу черв'яка і колеса, для поєднання сталь-бронза $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$; Z_H – коефіцієнт форми витків черв'яка та зубців колеса, для усереднених значень γ рекомендується $Z_H = 1,8$; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні, рекомендується приймати у розрахунках $Z_\varepsilon = 0,75$; ω_{Ht} – питома розрахункова колова сила.

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht2}}{b_2} K_{H\beta} K_{HV} \quad (5.8)$$

В формулі (5.8) всі параметри мають той же зміст, що і в циліндричних передачах, але приймають інші значення.

Допустимі контактні напруження для матеріалу зубців черв'ячного колеса

$$[\delta]_{H2} = 0,9 \sigma_{\epsilon} K_{HL} \quad (5.9)$$

де σ_{ϵ} – границя міцності, для бронзи $\sigma_{\epsilon} = 200 \dots 300$ МПа;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}} \quad (5.10)$$

Тут $N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L$ – число циклів навантаження; n_2 – число обертів колеса в хвилину; L – довговічність передачі в годинах.

Коефіцієнт довговічності передачі обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

У **проектному розрахунку** визначається a_{ω} як основний параметр, що визначає габарити передачі. Для цього у формулі (5.7) робимо наступні заміни:

$b_2 \approx 0,75d_1$; $d_1 = \frac{2a_{\omega}q}{(q+z_2)}$ та $d_2 = \frac{2a_{\omega}z_2}{(q+z_2)}$. Тоді, після відповідних перетворень,

отримаємо формулу для **проектного розрахунку**:

$$a_{\omega} \geq K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{z_2^2 \cdot [\sigma]_{H2}^2}} \quad (5.11)$$

Тут K_a – допоміжний коефіцієнт, для усереднених значень розрахункових коефіцієнтів і для поєднання матеріалів сталь – бронза $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$.

У формулі (5.11) розмірність T_{H2} потрібно брати у Нм, $[\delta]_{H2}$ – у МПа, тоді a_{ω} отримаємо у мм.

Можливий порядок розрахунку:

1) Попередньо приймаємо число заходів червяка $z_1 = 1 \dots 5$ (із збільшенням z_1 підвищується ККД передачі, але зменшується точність); число зубів колеса $z_2 \geq 28$ і коефіцієнт діаметра червяка q із числа стандартних значень (більші значення q забезпечують більшу жорсткість черв'яку).

2) Визначаємо мінімальне значення $a_{\omega \min}$ по формулі (5.11).

3) Знаходимо модуль передачі $m = \frac{2a_{\omega \min}}{q + z_2}$ і узгоджуємо його із

стандартними значеннями.

4) Маючи z_1, z_2, q і m , визначаємо всі інші параметри черв'ячної передачі.

5) Виконуємо перевірний розрахунок спроектованої передачі.

5.4. Розрахунок зубів черв'ячного колеса на втомний згин

Такий розрахунок ускладнюється тим, що зуб колеса має змінну форму по ширині колеса і ще й вгнутий. У розрахунках черв'ячне колесо розглядається як косозубе циліндричне. При цьому роблять деяке коректування коефіцієнтів, а вигляд формули для *перевірнього розрахунку* такий же, як для циліндричних коліс:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (5.11)$$

де $\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft2}}{b_2} K_{F\beta} K_{FV}$ – питома розрахункова колова сила, тут $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ і

$$K_{FV} = K_{HV};$$

m – коловий модуль зубів черв'ячного колеса, або осьовий модуль черв'яка;

$[\sigma]_{F2}$ – допустимі напруження при циклічному згині для матеріалу зубців черв'ячного колеса.

$$[\sigma]_{F2} = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_s) K_{FL} \text{ – для реверсивних передач,} \quad (5.12)$$

$$[\delta]_{F2} = 0,16\sigma_{\epsilon} K_{FL} - \text{для нереверсивних передач.} \quad (5.13)$$

Тут σ_{ϵ} і σ_T – границі міцності і текучості матеріалу колеса, $\sigma_T \approx 0,6\sigma_{\epsilon}$; K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} \quad (5.14)$$

Тут $N_{FE2} = 60 n_2 \cdot L$ – еквівалентне число циклів навантаження; n_2 – число обертів колеса в хвилину; L – довговічність передачі в годинах.

K_{FL} обмежується значеннями $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$.

Всі інші параметри цієї формули мають той же зміст, що і в формулі для циліндричних коліс.

В *проектному розрахунку* можна визначити модуль черв'ячної передачі m :

$$m \geq 11,45 \sqrt[3]{\frac{T_{F2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{q \cdot z_2 \cdot [\sigma]_{F2}}} \quad (5.15)$$

Параметрами q і z_2 потрібно задатись попередньо.

У формулі (5.15) розмірність T_{F2} потрібно брати у Нм, $[\sigma]_{F2}$ – у МПа, тоді m отримаємо у мм.

5.5. Перевірка черв'яка на жорсткість

В силових передачах зусилля, що діють на черв'як зі сторони черв'ячного колеса, призводять до його поперечного прогину (рис. 5.7). Значні прогини можуть негативно впливати на надійність роботи черв'ячного зачеплення.

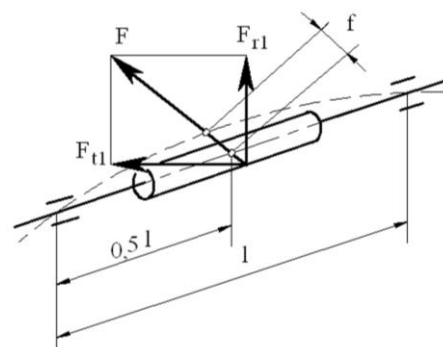


Рисунок 5.7

Тому в силових передачах черв'як перевіряється на жорсткість за умовою:

$$f = \frac{Fl^3}{48EI_0} \leq [f] \quad (5.16)$$

де $F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$ – рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку;

$l \approx (0,8...1)d_2$ – віддаль між опорами;

E – модуль пружності матеріалу черв'яка;

$I_0 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$ – осьовий момент інерції перерізу черв'яка без врахування витків.

$[f] = (0.01...0.005)m$ – допустимий прогин.

При невиконанні умови жорсткості (5.16) збільшують q , або зменшують довжину l .

6. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Відносяться до передач гнучким зв'язком, у яких передача руху від ведучого вала до веденого здійснюється з допомогою гнучкої ланки (в даному випадку паса). Крім пасових, до передач гнучким зв'язком відносяться, також, ланцюгові передачі (гнучкі передачі зачепленням), але для приладобудування вони не характерні, і тому тут не розглядаються.

6.1. Загальні відомості

В загальному випадку пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та паса 3, змонтованого на шківів з попереднім натягом (рис. 6.1). У паса розрізняють ведучу «а» та ведену «в» ланки. Передача енергії (руху) здійснюється за рахунок сил тертя між пасом і шківів.

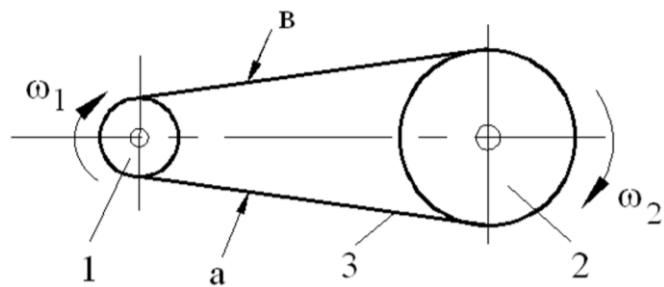


Рисунок 6.1

Застосовується для передачі руху між валами, що розміщені відносно далеко один від одного.

В загальному машиннобудуванні пасові передачі застосовуються як силові – передають потужності до сотень кіловат, мають лінійні швидкості до 30 м/с і передатні відношення до 10. В приладах точної механіки (ПТМ) пасові передачі застосовуються як передаючі механізми з передатними відношеннями $i=4...10$, інколи до $i=15...16$, з лінійними швидкостями до 30...40 м/с і ККД $\eta = 0,94...0,97$ (наприклад шкальні механізми, механізми рисування та ін.)

Переваги пасових передач:

- простота і компактність конструкції;
- плавність роботи і безшумність;

- можливість передачі руху на великі відстані між осями, розміщеними під довільними кутами;
- здатність демпфувати (пом'якшувати) динамічні навантаження за рахунок пружного проковзування і захищати механізми від поломок при перевантаженні;
- здатність працювати у великому діапазоні швидкостей і потужностей.

Недоліки:

- підвищенні навантаження на опори від натягу віток;
- невелика довговічність паса при великих швидкостях;
- непостійність передатного відношення внаслідок пружного проковзування;
- відносно великі габаритні розміри і неможливість застосовувати пасові передачі у вибухо- і пожежонебезпечних середовищах внаслідок електризації паса.

Види пасів. За формою поперечного перерізу паси бувають плоскими, клиновими, круглими і зубчастими.

Плоскі паси найпростіші по конструкції (рис. 6.2, а), працюють при найбільших колових швидкостях і дозволяють застосовувати найменші діаметри шківів, але мають відносно великий рівень проковзування.

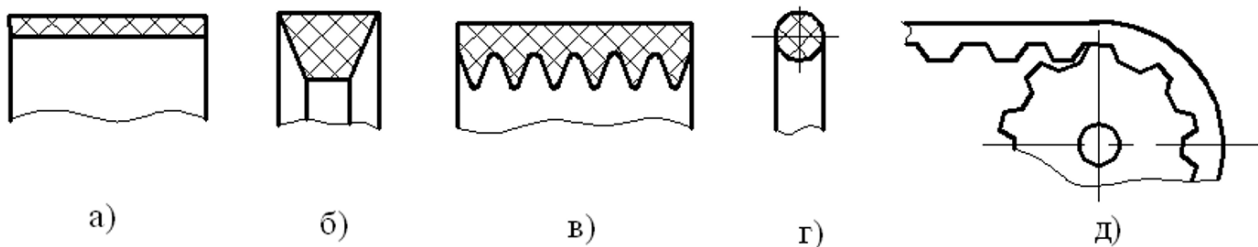


Рисунок 6.2

Матеріалами служать тканини, шкіри, полімери. В ПТМ застосовуються плоскі паси з поліефірної плівки товщиною до 0,25мм.

Клинові паси (рис. 6.2, б) мають більшу навантажувальну здатність (використовують для потужностей більше 30...50 Вт), створюють менші в 1,3 рази порівняно з плоскими пасами навантаження на опори, працюють при менших швидкостях і більших діаметрах шківів. Розміри клинових пасів стандартизовані. Існує сім стандартних поперечних профілів: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д, (Е)Е(ЕО) в порядку зростання розмірів і, відповідно, максимальної потужності. Для передачі великих потужностей застосовують передачу з декількома пасами, або з одним широким, що має поздовжні клинові виступи на внутрішній робочій стороні (*поліклинові*, рис. 6.2, в). Ці паси поєднують переваги клинових (підвищене зчеплення зі шківом) та плоских (швидкохідність, малі діаметри шківів).

Круглі паси (пасики, рис. 6.2, г) працюють при менших натягах, мають невелику навантажувальну здатність, але забезпечують велику плавність роботи, надійно працюють із перехресними валами без скручування. Застосовуються в аудіо- та відеоапаратурі, системах контролю та ін.

Зубчасті паси застосовують в точних кінематичних передачах (рис. 6.2, д). Вони поєднують переваги зубчастих передач (працюють практично без натягу, без проковзування з великим навантаженням), та пасових (безшумність, відсутність мастила, хороші демпфуючі властивості). Розміри їх регламентовані ГОСТ 39.05114-76.

Шків. Пас безпосередньо контактує з ободом шківів. Форма робочої поверхні обода визначається формою поперечного перерізу паса (рис. 6.3).

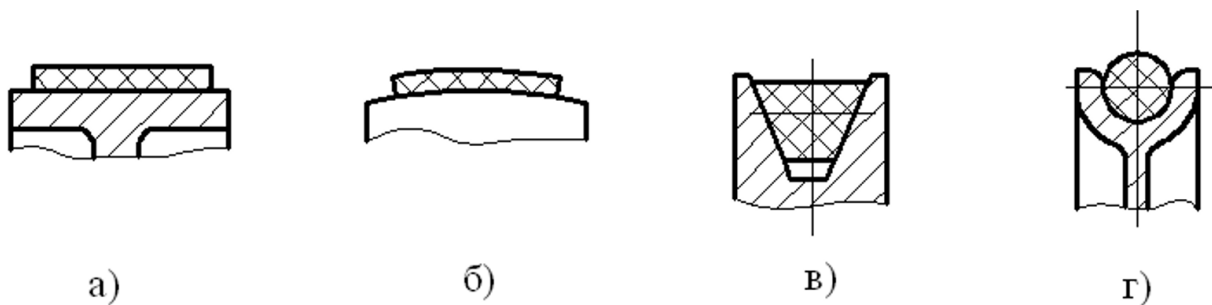


Рисунок 6.3

Для **плоских** пасів застосовується гладка полірована ($R_z < 10 \mu\text{м}$) поверхня обода (рис. 6.3, а). Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 6.3, б).

Для **клинових** пасів профіль і розміри обода шківа визначаються кількістю і розмірами паса із врахуванням радіуса згину останнього (рис. 6.3, в). Для стандартних пасів ці розміри приведені у ГОСТ 20889-88.

Профіль жолобків на шківу для **круглих** пасів виконують напівкруглим (рис. 2.6, г), або, інколи, клиновим з кутом профілю 40° .

Розміри жолобків для **поліклинових** пасів вибирають із ТУ 38-105763-84.

Шківни виготовляють із сталей, легких сплавів, пластмас. Щоб забезпечити натяг паса в процесі роботи, застосовуються натяжні пристрої різних конструкцій.

6.2. Розрахунок пасових передач

Передатне відношення механізму (рис. 6.4)

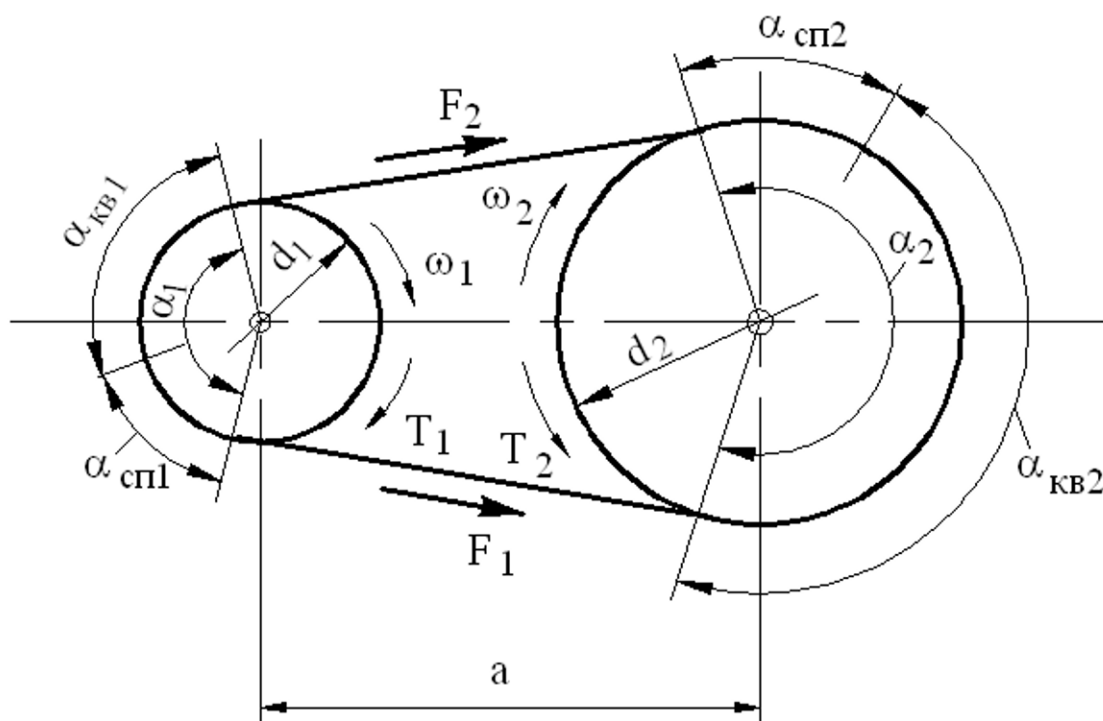


Рисунок 6.4

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (6.1)$$

Тут $\varepsilon = 0,005 \dots 0,02$ – відносне пружне ковзання паса.

Існують оптимальні експериментально визначені співвідношення між товщиною паса і його жорсткістю та мінімальним радіусом шківів:

$r_{min} = 2d$ – для круглих пасів діаметром d при $n < 3000$ об/хв.;

$r_{min} = (2,5 \dots 4)d$ – для круглих пасів діаметром d при $n > 3000$ об/хв.;

$r_{min} = (12 \dots 25)h$ – для плоских пасів товщиною h ;

$r_{min} = (2,5 \dots 4)h$ – для клинових пасів.

Для силових передач існують інші залежності, наприклад, формула Саверіна для плоских пасів

$$d_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \quad (6.2)$$

де d_1 , P_1 , ω_1 – відповідно діаметр, потужність і кутова швидкість ведучого меншого шківів.

Міжосьова віддаль a вибирається конструктивно з умови:

$$a \geq 2(d_1 + d_2) \quad (6.3)$$

Знаючи d_1 , d_2 і a , можна визначити кути обхвату α_1 і α_2 і довжину паса L по формулах:

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha_1]; \quad \alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (6.4)$$

Тут $[\alpha_1]$ – найменший допустимий кут обхвату малого шківів,
 $[\alpha_1] = \frac{5}{6}\pi$ – для плоских пасів, $[\alpha_1] = (0,5 \dots 0,7)\pi$ – для круглих і клинових пасів.

Довжина паса L визначається як сума прямолінійних відрізків і дуг на кутах обхвату

$$L = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{a} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (6.5)$$

Якщо пас стандартний (наприклад, клиновий), то приймаємо ближчу стандартну L .

Міжосьову віддаль a за взятою L і вибраними діаметрами шківів уточнюють по формулі:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{2L - \pi(d_1 + d_2)^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (6.6)$$

Для нормальної роботи передачі пас повинен мати попередній натяг F_0 , Поки шків не обертається, обидві вітки мають однаковий натяг F_0 . При передачі руху у ведучій вітці створюється натяг $F_1 > F_0$, а у веденій – $F_2 < F_0$. Для приладних слабо навантажених передач вірні формули Понселе:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (6.7)$$

У випадку граничного навантаження згідно з формулою Ейлера:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha_1} \quad (6.8)$$

В цих формулах F_0 – попередній натяг; $F_t = \frac{T_1}{r_1}$ – колова сила; α_1 – кут обхвату малого шків; f – кут тертя між пасом і шківом, для круглих пасів потрібно приймати зведений кут тертя $f_{36} = 1,27f$, а для клинових пасів – $f_{36} = \frac{f}{\sin \frac{\beta}{2}}$, де β – кут профілю шків.

Із сумісного рішення формул Понселе і Ейлера отримуємо найбільшу колову силу, яку можна реалізувати в пасовій передачі з попереднім натягом F_0

$$F_{t \max} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}. \quad (6.9)$$

Проте, це граничний випадок і при $F_{t \max}$ передача працює ненадійно. В реальних передачах $F_t < F_{t \max}$. В цьому випадку натяг пасу (і пружне проковзування) змінюється не на всій дузі обхвату α , а тільки на дузі ковзання $\alpha_{\text{кв}}$, коли пас ковзає відносно шківа розтягуючись чи стискаючись. Якраз на цій дузі ковзання $\alpha_{\text{кв}}$, виникають сили тертя $F_{\text{тр}}$, за рахунок яких відбувається передача руху в пасових передачах. На дузі спокою $\alpha_{\text{сп}}$ натяг постійний і ковзання відсутнє.

Явища ковзання в передачах з гнучким зв'язком і наявність кутів ковзання $\alpha_{\text{кв}}$ і кутів спокою $\alpha_{\text{сп}}$ на дузі обхвату досліджені проф. Н. П. Петровим і Н. Є. Жуковським у 1984 р.

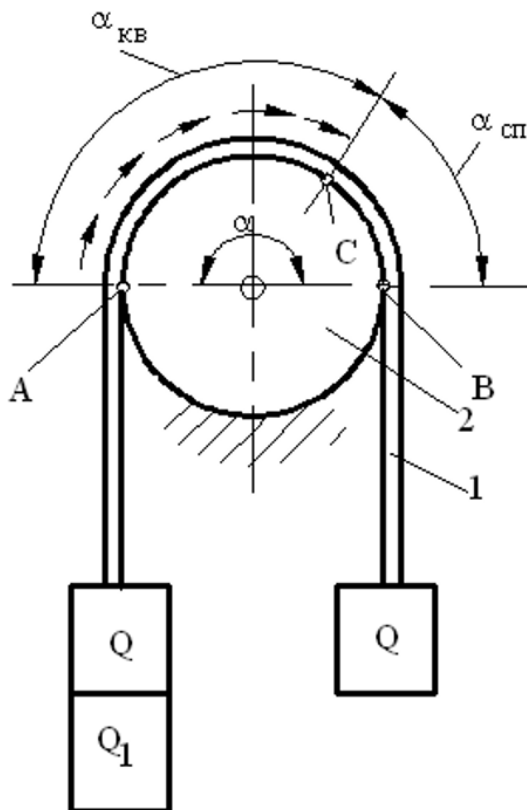


Рисунок 6.5

Природу пружного ковзання можна пояснити з допомогою наступного дослід. На рис. 6.5 показаний пас перекинутий через нерухомий шків 2. Спочатку до кінців пасу підвішують однакові гирі Q . Між пасом і шківом виникає деякий тиск і відповідні йому сили тертя. Підвішуємо до лівого кінця пасу додаткову невелику гирю Q_1 . Тоді ліва вітка пасу отримає деяке додаткове видовження. Це додаткове видовження буде постійним на вільній частині вітки пасу і буде поступово зменшуватись на дузі обхвату поки не стане рівним нулю в деякій точці C .

Додаткове видовження паса на дузі АС буде супроводжуватись його ковзанням по шківу. Це ковзання прийнято називати пружним ковзанням, а дугу АС – дугою пружного ковзання $\alpha_{кв}$. Відповідно дугу СВ називають дугою спокою $\alpha_{сн}$.

При збільшенні ваги гирі Q_1 дуга АС і кут ковзання $\alpha_{кв}$ збільшується, а дуга СВ і кут спокою $\alpha_{сн}$ зменшується. Як тільки точка С співпадає з точкою В рівновага системи порушиться і пас почне буксувати (не плутати з пружним проковзуванням).

По аналогії в діючій передачі корисне навантаження F_t , що є аналогом додаткової гирі Q_1 в описаному досліді, розвивається, в основному, за рахунок сил тертя на дузі ковзання. Із врахуванням наявності дуги спокою (коли передача працює не в граничному режимі) в формулу Ейлера (6.8) і в інші потрібно підставляти $\alpha_{кв}$, замість α_1 :

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_2 e^{f\alpha_{кв1}}; \\ F_t &= 2F_0 \frac{e^{f\alpha_{кв1}} - 1}{e^{f\alpha_{кв1}} + 1}; \\ F_0 &= 0,5F_t \frac{e^{f\alpha_{кв1}} + 1}{e^{f\alpha_{кв1}} - 1} \end{aligned} \right\} \quad (6.10)$$

Тут F_0 – мінімальний попередній натяг, який забезпечує роботу передачі без буксування; $\alpha_{кв1}$ – кут дуги ковзання, рекомендується $\alpha_{кв1} \leq (0,8...0,85)\alpha_1$.

Щоб ведена вітка паса залишалась натягнутою, потрібно дотримуватись умови $F_0 \geq (0,6...0,7)F_t$.

Відношення $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ називається **коефіцієнтом тяги**. Для плоских пасів $\varphi=0,4...0,6$; для клинових. – $\varphi=0,7...0,9$.

Критерії працездатності пасової передачі:

- тягова здатність (основний критерій проектного розрахунку);
- довговічність, або міцність проти втомного руйнування (перевірний розрахунок, виконують тільки для силових передач).

В передачах ПТМ пасові передачі розраховують на тягову здатність. Це основний проектний розрахунок. Суть його – в знаходженні оптимального співвідношення між F_t і F_0 . Перевірний розрахунок на втомну міцність не виконують, враховуючи малі навантаження.

Порядок розрахунку:

- визначаємо тип паса;
- відповідно з рекомендаціями приймаємо d_1 , визначаємо $d_2 = i d_1$, вибираємо міжцентрову віддаль a ;
- знаходимо по формулах та графіках $a_1, a_2, L, a_{кв}$;
- знаючи T_1 знаходимо F_t і F_0 , при якому не буде пробуксовування;
- визначаємо сили натягу віток паса F_1 і F_2 .

7. ВАЛИ ТА ОСІ

7.1. Основні види. Особливості конструювання. Матеріали

Основні види. Вали та осі призначені для установки і закріплення на них деталей механізмів приладів, що обертаються (зубчасті колеса, шків, барабани, муфти та ін.)

Вали – це деталі циліндричної форми (стержні), що обертаються і передають крутний момент $T_{кр}$. Працюють на згинання і кручення, іноді ще й на стиск або розтяг.

Осі – це стержні, що тільки підтримують деталі в їх обертотому русі, але, на відміну від валів, не передають $T_{кр}$. Можуть обертатись, але частіше нерухомі. Працюють на згинання.

Гнучкі вали – передають тільки крутний момент $T_{кр}$ і допускають значне викривлення своєї осі. Використовуються в приводах управління вимірювальних приладів, бормашинах, спідометрах, тахометрах та ін. Ведучий і ведений вали можуть бути розміщені під любым кутом. Виготовляються шляхом навивки на центральний стержень дроту в декілька шарів в різних напрямках. Коефіцієнт корисної дії досягає 0,9. Гнучкі вали стандартизовані згідно із ГОСТ 11625-75 і можуть передавати крутні моменти $T_{кр} = 50 \dots 1200 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ при максимальних обертах $n = 7200 \dots 2100 \text{ об/хв}$.

Особливості конструювання. Для досягнення рівномірності та зручності складання вали та осі часто виконують ступінчастими. Участки вала або осі, що стикаються з опорами (підшипниками) називають **цапфами**. Цапфи, які передають на кінцеві опори радіальні навантаження, називають **шипками**, а осьові – **п'ятами**. За формою п'яти можуть бути **суцільними** (рис. 7.1, а), **кільцевими** (рис. 7.1, б) та **сферичними** (рис. 7.1, в).

Поверхні вала, що контактують з маточчинами деталей, виконують **циліндричними** або конічними (для підвищеної точності центрування і співвісності).

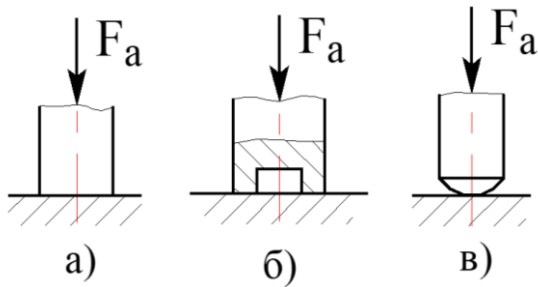


Рисунок 7.1

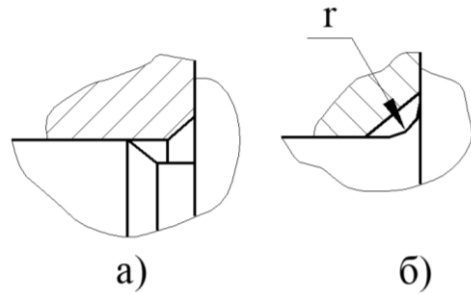


Рисунок 7.2

Перехідні участки між сусідніми ступенями виконують у вигляді **проточки** для виходу шліфувального круга (рис. 7.2, а), або у вигляді **гантелі** r (рис. 7.2, б). Проточки і канавки на валах є концентраторами напружень. Вони суттєво знижують втомну міцність деталей особливо при змінних навантаженнях. Тому на особливо відповідальних деталях їх бажано уникати. Радіус гантелі r вибирають меншим величини фаски або радіуса скруглення деталі, насадженої на вал.

Матеріали. Невідповідальні і легконавантажені вали виготовляють з вуглецевих сталей звичайної якості марок Ст 4, 5, 6, але найчастіше – з вуглецевих якісних сталей 30...45. При необхідності зменшити масу і розміри деталей, а також при особливих вимогах до якості робочої поверхні, застосовують леговані сталі 40Х, 45ХН, 40Г, 30ХГТ та інші. Для підвищення зносостійкості окремих ділянок вала застосовують їх поверхневе гартування струмами високої частоти.

7.2. Розрахунок валів та осей на міцність

Вали розраховують на **міцність, жорсткість та коливання**.

Розрахунок на міцність – основний. Як правило, він виконується у наступному порядку:

- Попередній розрахунок.
- Визначення основних розмірів вала (конструювання вала).
- Перевірний розрахунок.

Вихідні дані:

- зовнішні навантаження (зусилля та крутні моменти $T_{кр.}$);
- основні розміри деталей, розміщених на валу (діаметри зубчастих коліс, шківів та ін.).

Вплив розтягувальних і стискних навантажень в механізмах приладів, як правило, незначний і не враховується.

а) Попередній розрахунок

Для розрахунку валу потрібно знати його конструкцію та основні розміри. Але для розробки конструкції вала потрібно хоча б приблизно знати його діаметр.

У попередньому розрахунку із умови міцності тільки на кручення за пониженими допустимими напруженнями визначаємо мінімальний діаметр вала (як правило, його вільного кінця). Згинальні моменти поки невідомі, тому що невідомі осьові розміри вала.

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]_{кр} \rightarrow d \quad (7.1)$$

Тут $[\tau]_{кр}=15...30$ МПа – понижені допустимі напруження кручення для вуглецевих сталей.

Попередньо діаметр вала d вала можна також оцінити, орієнтуючись на діаметр того вала, з яким він з'єднується, оскільки вони передають однаковий крутний момент.

б) Визначення основних розмірів вала

Знаючи мінімальний діаметр вала, можна вибрати підшипники, діаметри під маточини коліс, шківів, призначити осьові розміри ділянок вала. Фактично, на цьому етапі розробляється конструкція вала.

в) Перевірний розрахунок

Розрахунок ведуть методами, відомими з курсу опору матеріалів.

1) Будуємо розрахункову схему (див., наприклад, рис. 7.3). При цьому вал представляють як статично визначену балку. Для цього одну з опор (не зафіксовану в осьовому напрямку) рахують шарнірно-рухомою. Оскільки деформації валів малі, то якщо опора допускає хоча б найменше переміщення – її рахують шарнірно-рухомою. Підшипники, які сприймають окрім радіальних ще й осьові навантаження, рахують шарнірно-нерухомими.

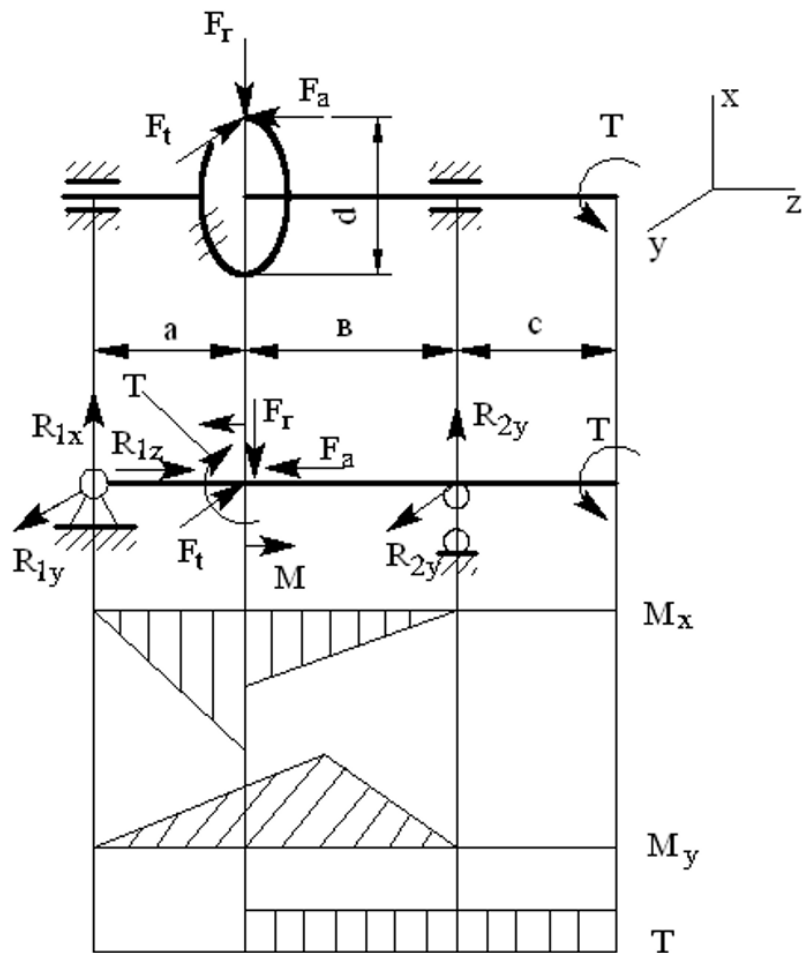


Рисунок 7.3

Для радіальних кулькових підшипників центр опори розміщений посередині підшипника, а для підшипників ковзання (довгих) – на віддалі $1/3$ від внутрішнього торця.

Зовнішні навантаження (F_r , F_a , F_t) рахують зосередженими.

Якщо навантаження, які діють на вал, не лежать в одній площині, то їх розкладають по двох взаємоперпендикулярних площинах – вертикальній XU і горизонтальній YZ .

2) З допомогою рівнянь статички знаходимо реакції опор у двох взаємоперпендикулярних площинах.

3) Будуємо епюри згинальних моментів M_x і M_y та крутного моменту $T_{кр}$.

4) Знаходимо небезпечний переріз (або декілька) і визначаємо сумарний згинальний момент у цьому перерізі $M_{\Sigma 32} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$

Від цього моменту у небезпечному перерізі виникають місцеві нормальні згинальні напруження $\sigma_{32} = \frac{M_{\Sigma 32}}{W_0}$ та дотичні напруження кручення $\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p}$.

5) Ці нормальні і дотичні напруження внаслідок обертання вала будуть мати змінний характер (навіть якщо сили, що їх визивають, постійні). Тому основним критерієм працездатності валів є втомна міцність. Розрахунок валів на втомну міцність є основним і обов'язковим.

Достовірність розрахунку на втомну міцність у великій мірі залежить від степеня точності визначення допустимих нормальних та дотичних напружень $[\sigma]_R$ і $[\tau]_R$ при змінних навантаженнях. Розрахунок їх часто є непростю задачею.

Якщо ж розрахунок вести по розрахунковому запасу міцності, то допустимі напруження можна не визначати. При сумісній дії кручення та згину і довільному коефіцієнті циклу навантаження цей розрахунок полягає у визначенні розрахункового коефіцієнту запасу міцності S у небезпечному перерізі і порівнянні його з допустимим $[S]$ за умовою:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \quad (7.2)$$

Тут S_σ і S_τ – розрахункові коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями відповідно.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_d \cdot K_F} + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (7.3)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_d \cdot K_F} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (7.4)$$

У цих формулах:

σ_{-1} і τ_{-1} – границя втомної міцності при симетричному циклі навантаження (більш точно потрібно брати обмежену границю втомної міцності $\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \cdot K_L$);

σ_a і σ_m ; τ_a і τ_m – амплітуда та середнє значення нормальних і дотичних напружень відповідно. Згинальні напруження змінюються за симетричним циклом навантаження (рис. 7.4).

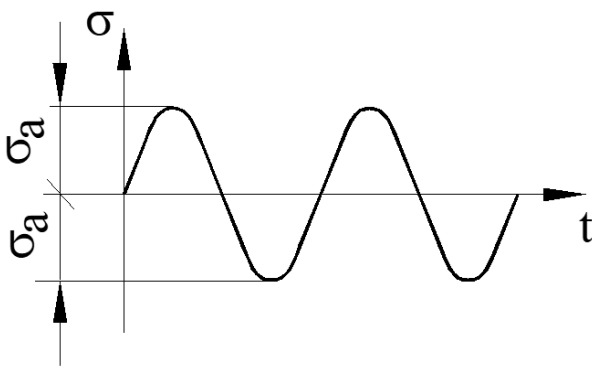


Рисунок 7.4

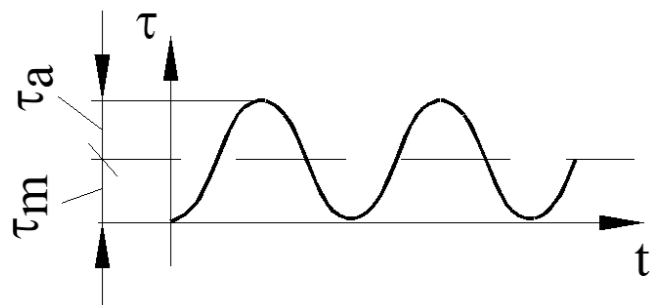


Рисунок 7.4

Якщо не враховувати осьові сили стискання-розтягування, які в приладних механізмах дуже незначні, то:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma z2}}{W_0} \approx \frac{M_{\Sigma z2}}{0,1d^3}; \quad \sigma_m = 0$$

Для дотичних напружень кручення приймають віднульовий (пульсуючий) цикл навантажень (рис. 7.5). Обґрунтовується це тим, що більшість машин працює із змінним $T_{кр}$ (для реверсивних передач цей цикл симетричний).

$$\tau_a = \tau_m = 0.5\tau = \frac{T_{кр}}{2 \cdot W_p} \approx \frac{T_{кр}}{0.2d^3 \cdot 2}$$

K_σ і K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень, приймаються по довідниках;

K_d і K_F – масштабні коефіцієнти і коефіцієнти шорсткості, також приймаються по довідниках;

Ψ_σ і Ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу.

$$\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_\epsilon; \quad (7.5)$$

$$\Psi_\tau = 0,5 \Psi_\sigma \quad (7.6)$$

$[S] = 1,5 \dots 3$ – допустимий запас міцності, залежить від матеріалу і точності розрахунків.

6) Якщо в конструкції виникають перевантаження, то для попередження пластичних деформацій і руйнування деталей виконують перевірку ще й на статичну міцність. Для малонавантажених валів точних механізмів можна обмежитись розрахунком за еквівалентними напруженнями, розрахованими по четвертій (енергетичній) теорії міцності:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (7.7)$$

де $\sigma = \frac{M_{\max}}{0.1d^3}$; $\tau = \frac{T_{\max}}{0.2d^3}$ – нормальні і дотичні напруження, що виникають при

перевантаженні від дії $M_{\max}$ і $T_{\max}$ відповідно;

$[\sigma] = 0,8\sigma_T$ – граничні допустимі напруження.

Розрахунок осей відрізняється від валів тільки тим, що тут немає скручування.

Розрахунки на **жорсткість та коливання** виконують при необхідності, застосовуючи формули з курсу опору матеріалів та технічної механіки.

8. ОПОРИ ВАЛІВ ТА ОСЕЙ

Опори передають навантаження від валів і осей, що обертаються, на корпус. Точність і надійність механізмів приладів багато в чому залежить від конструкції опор, їх радіальних зазорів та моментів тертя.

По характеру взаємодії елементів опори поділяються на 3 основні групи:

- опори кочення;
- опори ковзання;
- спеціальні опори (пружні, магнітні та ін.).

8.1. Опори кочення (підшипники кочення або вальниці)

8.1.1. Загальні відомості

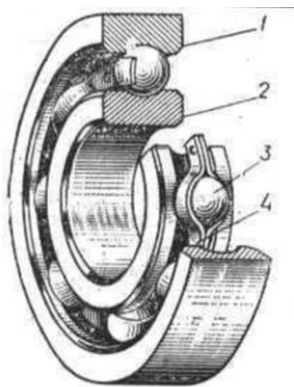


Рисунок 8.1

У більшості випадків підшипники кочення мають внутрішні і зовнішні кільця 1 і 2, тіла кочення 3 і сепаратор 4 (рис. 8.1). Відносне обертання кілець здійснюється за рахунок перекошування тіл кочення по спеціальних бігових доріжках. Сепаратор утримує тіла кочення на однаковій відстані.

Підшипники кочення найширше стандартизовані у міжнародному масштабі і виготовляються на спеціалізованих заводах. Обсяги виробництва обчислюються мільярдами штук на рік. Існує 20000 типорозмірів підшипників кочення із зовнішніми діаметрами від 1 мм до 3 м та внутрішніми діаметрами від долей міліметра до 500 мм. **Преваги підшипників кочення:**

- малі втрати на тертя, особливо в період розгону; для приладів і особливо для мехатронних з частими пусками, реверсами це особливо важливо;
- висока несуча здатність (тримкість);
- малі габаритні розміри;

- незначні витрати мастила;
- невисокі вимоги до якості поверхонь і матеріалу цапф;
- невисока вартість завдяки масовому виробництву.

Недоліки:

- значні діаметральні розміри;
- невелика довговічність при великих швидкостях та навантаженнях;
- невелика демпфуюча здатність;
- підвищений шум при великих швидкостях обертання.

Класифікація.

а) За формою тіл кочення розрізняють **кулькові** і **роликові** підшипники кочення. Роликові, в свою чергу, бувають з **довгими, короткими, витими і конічними роликами**. Роликові підшипники витримують більші навантаження, але працюють при менших швидкостях обертання.

б) За видом і напрямом навантаження поділяються на наступні типи:

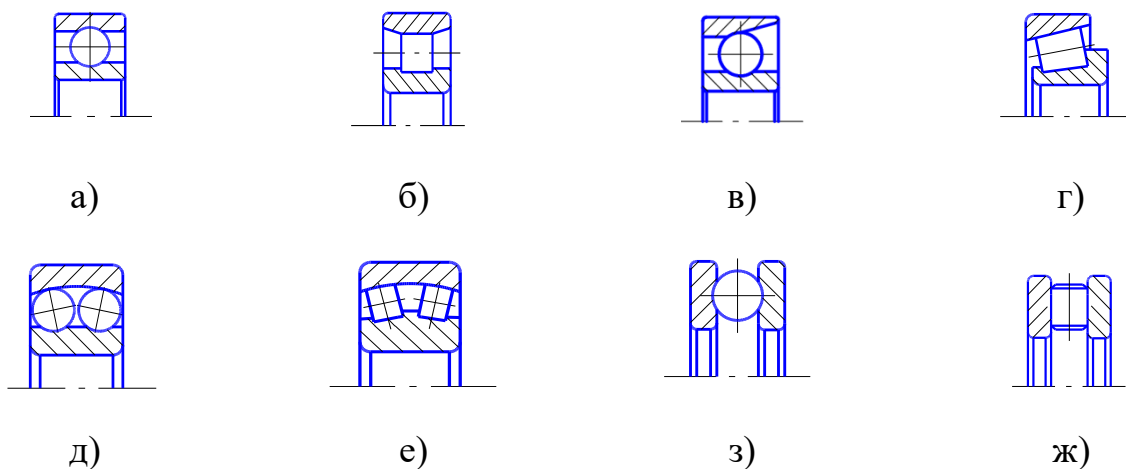


Рисунок 8.2

- **Радіальні.** Радіальні кулькові (рис. 8.2, а) можуть сприймати одночасно з основним радіальним навантаженням F_r ще й невелике осьове F_a (до 70% від невикористаного радіального навантаження, $F_a \leq 0,7(Q - F_r)$, де Q – максимальне допустиме радіальне навантаження). Радіальні роликові (рис. 8.2, б) сприймають тільки радіальні навантаження.

Позначення: 0 – однорядні кулькові; 2 – з короткими циліндричними роликами; 4 – з довгими циліндричними роликами; 5 – з витими роликами.

- **Радіально-упорні** (рис.8.2, в,г). Застосовуються, коли $F_a > 0,36F_r$. Кут контакту тіл кочення $\beta = 12 \dots 36^\circ$. При двохсторонньому осьовому навантаженні застосовується монтаж «у розпір», або спарені підшипники в одній опорі.

Позначення: 6 – кулькові, 7 – роликові.

- **Сферичні** (рис. 8.2, д, е). Допускають перекося кілець до $2 \dots 3^\circ$. Застосовуються при великих деформаціях валів і похибках монтажу. Сприймають переважно радіальні навантаження і лише дуже невеликі осьові (до 20% від невикористаного радіального навантаження, $F_a \leq 0,2(Q - F_r)$).

Позначення: 1 – сферичні кулькові; 3 – сферичні роликові.

- **Упорні** (рис. 8.2, з, ж). Сприймають тільки осьові навантаження. Працюють при невеликих швидкостях обертання (через великі відцентрові сили на кульки).

Позначення: 8 – кулькові, 9 – роликові.

в) За числом рядів кочення – **одно-, дво- та чотирирядні**.

г) За співвідношенням між радіальними і осьовими розмірами (за габаритами) поділяються на **серії**. За радіальними розмірами (при одному і тому ж внутрішньому діаметрі d) підшипники поділяються на 9 серій: 0; 8; 9; 1; 7; 2; 3; 4; 5 – в порядку зростання зовнішнього діаметра D . По ширині B (осьовий розмір) також поділяються на 10 серій: 7; 8; 9; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6 – в порядку зростання розмірів B . Для кожної серії по D передбачають від двох до семи серій по B .

д) По точності виготовлення (ДСТУ ГОСТ 520-2014) підшипники поділяються на **дев'ять класів точності**: 8; 7; 0; 6X; 6; 5; 4; Т; 2 – в порядку зростання точності. В приладобудуванні і мехатронних системах найчастіше застосовуються 0; 6; 5; 4; 2 класи точності.

е) За наявністю вимог до рівня вібрацій або інших додаткових вимог встановлено три **категорії** підшипників: А, В, С.

є) По конструктивному виконанню розрізняють **стандартні** підшипники та **спеціальні** (мініатюрні, суміщені, сухого тертя та ін.).

Умовні позначення. Згідно з ГОСТ 3189-89 структура умовного позначення стандартних підшипників кочення має наступний вигляд (рис. 8.3):

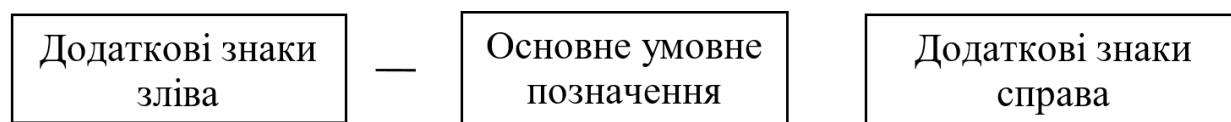


Рисунок 8.3

Основне умове позначення складається з *семи* цифр і будується по *двох* *схемах* в залежності від внутрішнього діаметру підшипника d . Розшифровка здійснюється *справа-наліво*. Ключом до розшифровки є *третьа цифра справа*. Якщо в основному умовному позначенні третя цифра справа – *нуль*, то цей підшипник має внутрішній діаметр менший 10 мм (як правило, це приладні підшипники) і його умове позначення будується по *схемі 1*.

Схема 1 (для підшипників з внутрішнім діаметром $d < 10$ мм):

Основне умове позначення					
X	XX	X	0	X	X
6	5	4	3	2	1

1 – Перша цифра справа дорівнює внутрішньому діаметру d підшипника в мм. Діаметри 0,6; 1,5; 2,5 позначають через риску дробу.

2 – Друга цифра справа вказує на серію підшипника по зовнішньому діаметру D .

3 – На третьому місці справа цифра нуль вказує, що позначення будується по схемі 1.

4 – Четверта цифра справа – це позначення типу підшипника.

5 – П'ята та шості цифри вказують на конструктивні особливості підшипника (наприклад, наявність захисних та ущільнюючих шайб, конусних зажимних кілець, упорих буртів, кути нахилу та ін.).

6 – Сьома цифра вказує на серію підшипника по ширині B .

Схема 2 (для підшипників з внутрішнім діаметром $d \geq 10$ мм):

Основне умовне позначення

X	XX	X	X	XX
5	4	3	2	1

1 – Перша і друга цифри справа позначають внутрішній діаметр d підшипника.

Для d від 10 до 17 мм

d , мм	10	12	15	17
Позначення	00	01	02	03

Для $d \geq 20$ мм дві цифри справа дорівнюють внутрішньому діаметру підшипника d , поділеному на 5.

Внутрішні діаметри 22; 28; 32; 500 і більші позначають через риску дробу.

2 – Серія підшипника по діаметру D .

3 – Тип підшипника.

4 – Конструктивні особливості підшипника.

5 – Серія підшипника по ширині B .

Позиції 2...5 (від третьої до сьомої цифри) мають позначення, аналогічні схемі 1.

Нулі перед значущими цифрами спереду не дописують.

Додаткові знаки зліва.

X	X	X
3	2	1

1 – Перша цифра зліва від основного умовного позначення через тире вказує на клас точності підшипника, нормальний клас точності 0 не вказується

2 – Друга цифра зліва вказує на величину радіальних зазорів підшипників.

3 – Третя цифра зліва вказує на момент тертя в підшипнику.

Для підшипників підвищеної точності справа перед знаком точності проставляють додатковий знак «У», наприклад: **6У – 7510**.

Додаткові знаки справа.

X X – див. ГОСТ 3189-89

В додаткових знаках справа від основного умовного позначення (букви і цифри) приводиться додаткова інформація про матеріал деталей підшипника, конструктивні зміни, спеціальні технічні вимоги, температуру відпуску кілець, вид мастила, шумність та ін.

*Приклад умовного позначення підшипника **1860094**:*

$d = 4$ мм (третій нуль справа вказує що $d < 10$ мм);

9 – серія діаметрів по D ;

0 – позначення по схемі 1 для $d < 10$ мм;

0 – радіальний, кульковий, однорядний;

6 – одна захисна шайба;

8 – упорний бурт по зовнішньому кільцю;

1 – серія по ширині B .

Монтаж. Основна функція підшипників – забезпечити надійне осьове та радіальне фіксування вала. Але при цьому вони не повинні навантажувати вал при температурних деформаціях, перекосах при монтажі та ін. Гнізда (розточки) під підшипники у корпусах, а також цапфи вала повинні бути жорсткими і співвісними. Коли це складно забезпечити (наприклад, корпус не суцільний), то засовуються самоуставні підшипники. Дуже бажана розточка гнізд під підшипники з однієї установки.

Для коротких валів (до 150 мм) при невеликих робочих температурах широко практикується спосіб установки кулькових підшипників «у розпір». Осьовий зазор в підшипниках і осьове положення вала регулюється прокладками і кришками. Якщо корпус виготовлений з м'якого матеріалу – підшипники часто встановлюють у сталеві стакани.

Коли осьове зміщення вала не бажане, а температурні деформації великі, одну опору виготовляють плаваючою, а іншу – фіксованою (наприклад черв'яки, гвинти та ін.). При великих осьових і радіальних навантаженнях застосовують радіально-упорні підшипники. Для них обов'язково потрібно передбачити регулювання осьового зазору-натягу. Оскільки при радіальних навантаженнях в цих підшипниках виникають власні осьові сили, то їх ставлять у парі так, щоб ці осьові сили були протилежно направлені.

Упорні підшипники застосовують тільки для сприймання осьової сили. Часто їх ставлять у парі з радіальними підшипниками.

Посадки. Якщо кільце підшипника обертається відносно вектора дії зовнішньої сили і сприймає радіальне навантаження послідовно всіма точками доріжки кочення (циркуляційне навантаження), то застосовують посадки з невеликим натягом для виключення можливості їх провороту (наприклад, для валу, що обертається $k6$, $m6$, $n6$ та ін.). Якщо ж кільце не обертається відносно вектора дії зовнішньої сили і сприймає радіальне навантаження обмеженим участком доріжки кочення (місцеве навантаження), – застосовують перехідні посадки або посадки з невеликим зазором, щоб кільце в процесі роботи могло провертатись (наприклад, для нерухомого корпуса $Js7$; $H7$; $K6$ та ін.). Для

діаметрів D і d підшипників передбачені спеціальні поля допусків, які позначають буквами L та l . Детальніше посадки підшипників кочення розглянуті в курсі «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання».

Змащування. Мастила використовують для зменшення тертя в підшипниках, захисту його деталей від корозії, відводу тепла, збільшення довговічності та зменшення шуму.

Мастила можуть бути рідкими, пластичними і твердими. При $(d_{cp} \cdot n) < 3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{об} / \text{хв}$ можна застосовувати як рідкі, так і пластичні мастила. При більших значеннях $(d_{cp} \cdot n)$ – рідкі. Тут d_{cp} – діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення, n – швидкість обертання в обертах на хвилину.

В'язкість мастила повинна бути тим більшою, чим більше навантаження.

В ПТМ в якості рідкого мастила часто застосовують мастила МВП, ВНИИ НП 1 – ЧМО, МП – 715, а в якості пластичного – ГОЧ-54п, ЦИАТИМ-201, ЛИТОЛ – 24, ОКБ – 122, ВНИИ НП – 207 та ін. Тверді мастила (дисульфід молібдена, графіт, та ін.) застосовують при екстремальних умовах експлуатації (високий вакуум, висока температура, радіація, космічна техніка).

Сепаратори часто виготовляють або повністю із синтетичних самозмащувальних матеріалів, або з їх добавками.

Ущільнення. Застосовують для запобігання витікання мастила і захисту робочих поверхонь від пилуки та абразивних частинок. Розрізняють **контактні** та **лабіринтні** ущільнення. При невеликих швидкостях обертання застосовують контактні ущільнення – у вигляді **повстяного кільця** (рис. 8.4, а), або **манжетні** (рис. 8.4, б). Повстяні застосовуються при колових швидкостях до 5 м/с, а манжетні – до 20 м/с. Поверхня вала у місці контакту з ущільненням повинна бути гартованою, шліфованою та полірованою ($Ra0,4$ і менше).

При великих швидкостях обертання застосовують безконтактні лабіринтні ущільнення. Вони бувають **прямоточні** (рис. 8.4, в) та **гребінчасті** (рис. 8.4, г). Останні мають кращу герметичність, але вони дорожчі. Для лабіринтних

ущільнень характерна велика довговічність, вони не зношуються, але, в той же час, не забезпечують повної герметичності.

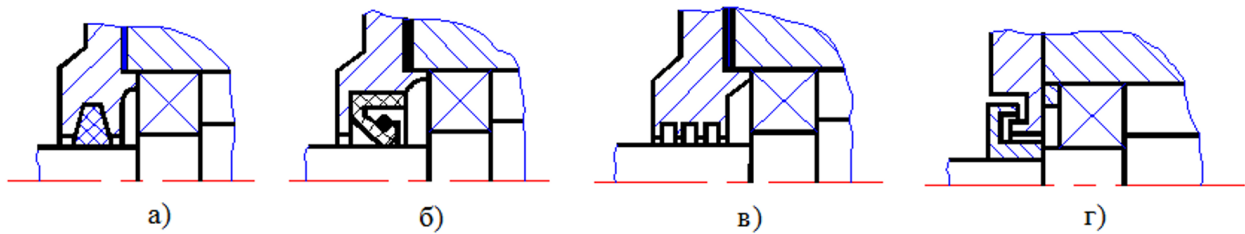


Рисунок 8.4

Відомі нові сучасні конструкції, які мають високу герметичність та надійність, наприклад, ущільнення вала з допомогою *магнітної рідини* (суспензія з мікрочастинками магнітного матеріалу, що утримується в зазорі постійним магнітом).

8.1.2. Розрахунок підшипників кочення

Види руйнувань підшипників кочення:

- Втомне викришування робочих поверхонь; спостерігається у довгочасно працюючих при нормальних умовах роботи підшипників кочення і є основним видом руйнування.
- Зношення кілець і тіл кочення; спостерігається при попаданні у підшипник абразивних частинок.
- Руйнування кілець і тіл кочення; спостерігається при перевантаженні, неправильному монтажі.
- Пластичні деформації на доріжках кочення; спостерігаються при динамічних та ударних навантаженнях, або при циклічному провертанні на невеликий кут.
- Руйнування сепараторів.

Основними *критеріями працездатності* підшипників кочення є *втомне викришування робочих поверхонь (динамічна вантажність)* і *пластичні*

деформації (статична вантажність). Розрахунки за іншими критеріями не розроблені і не виконуються, оскільки вони пов'язані з явищами, що важко піддаються обліку.

Вибір підшипників. Підшипники кочення не проектують, їх вибирають із числа стандартних, а потім виконують перевірку на динамічну або статичну вантажність.

Тип підшипників вибирають в залежності від *напрямку і величини навантаження, кутової швидкості, умов роботи, точності вузла, особливостей монтажу, вартості та ін.*

В ПТМ найбільш поширені кулькові підшипники. Роликові витримують більші навантаження, але вони приблизно в 1,35 раз дорожчі. Вартість підшипників суттєво зростає, також, із збільшенням їх точності. Наприклад, вартість підшипника 2-го класу точності приблизно в 100 разів більша ніж вартість того ж підшипника 0-го класу точності.

Серія підшипника залежить від величини навантаження. В точній механіці в основному використовуються підшипники надлегкої та особливо легкої серій.

Після вибору **типу** та **серії**, знаючи діаметр цапфи, по каталогу знаходять потрібний **типорозмір** підшипника.

Вибраний підшипник потрібно перевірити за статичною або динамічною вантажністю.

Розрахунок підшипників за статичною вантажністю. Підшипники рахують навантаженими статично, якщо $n \leq 1$ об/хв. Розрахунок таких підшипників полягає у перевірці їх за умовою:

$$F_0 = X_0 Fr_{\Pi} + Y_0 Fa_{\Pi} \leq C_0, \quad (8.1)$$

де F_0 – розрахункове статичне навантаження на підшипник;

Fr_{Π} і Fa_{Π} – сумарне радіальне та осьове навантаження підшипника відповідно;

X_0 і Y_0 – коефіцієнти радіального і осьового статичного навантаження на підшипники, приводяться у довідниках;

C_0 – *базова статична вантажність*, що являє собою *таке статичне навантаження на підшипник, при якому залишкова (пластична) деформація тіл кочення і кілець в зоні контакту не перевищує 0,0001 діаметра тіла кочення*.

Якщо в процесі розрахунку виявляється, що $F_0 < Fr_{\Pi}$, то приймають $F_0 = Fr_{\Pi}$.

Розрахунок підшипників за динамічною вантажністю. Виконують при $n > 1$ об/хв. Якщо $10 \geq n > 1$ об/хв, то в розрахунках приймають $n = 10$ об/хв.

Вибраний підшипник повинен задовільняти умову:

$$C_p \leq C_{\text{табл}}, \quad (8.2)$$

де $C_{\text{табл}}$ – таблицна або *базова динамічна вантажність*, що являє собою *таке постійне навантаження, яке підшипник може витримати на протязі 1 млн. обертів при ймовірності безвідказної роботи 90%*, приводиться в каталогах.

C_p – розрахункова вантажність.

На основі експериментальних досліджень встановлена емпірична залежність між динамічною вантажністю і ресурсом підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_p}{F_{\text{екв}}} \right)^\alpha, \quad (8.3)$$

де L_h – довговічність підшипника в годинах;

C_p – вантажність, яку повинен мати підшипник для забезпечення довговічності L_h ;

n – швидкість обертання підшипника в об/хв;

$F_{екв}$ – *розрахункове еквівалентне навантаження, що являє собою таке умовне постійне навантаження, яке при дії на підшипник з внутрішнім кільцем що обертається забезпечує таку ж довговічність, яку він буде мати при дійсних умовах навантаження і обертах.*

$\alpha = 3$ для кулькових підшипників;

$\alpha = \frac{10}{3}$ для роликових підшипників.

З формули (8.3) отримаємо формулу для перевірки підшипників за динамічною вантажністю:

$$C_p = F_{екв} \cdot \sqrt[\alpha]{L_h \frac{60 \cdot n}{10^6}} \leq C_{табл} \quad (8.4)$$

Якщо в формулу (8.3) підставити $C_{табл}$, то отримаємо максимально можливу для даних умов експлуатації довговічність підшипника $L_{h \max}$. Тоді вибраний підшипник можна перевірити на довговічність за умовою:

$$L_{h \max} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{табл}}{F_{екв}} \right)^\alpha \geq L_h \quad (8.5)$$

Тут L_h – заданий строк служби підшипника.

Розрахункове еквівалентне навантаження $F_{екв}$ визначається за формулою:

$$F_{екв} = (XVFr_{II} + YFa_{II}) \cdot K\delta \cdot K_T, \quad (8.6)$$

де Fr_{II} і Fa_{II} – сумарне радіальне та осьове зовнішнє навантаження на підшипник;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, приводяться в каталогах;

V – коефіцієнт обертання, $V=1$ – якщо обертається внутрішнє кільце, $V=1,2$ – якщо зовнішнє;

K_δ – 1,1...1,5 – коефіцієнт безпеки, враховує короточасні додаткові навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт, при $t^\circ \leq 100^\circ\text{C}$ $K_T = 1$, якщо температура опори більша 100°C , то K_T вибирається по довідниках.

Сумарне осьове зовнішнє навантаження $F_{a\Pi}$ для кулькових радіальних підшипників рівне зовнішнім осьовим силам F_a , що діють на вал.

В радіально-упорних підшипниках при дії радіального навантаження виникають власні осьові сили R_a (рис. 8.5, а), які потрібно враховувати при визначенні $F_{a\Pi}$.

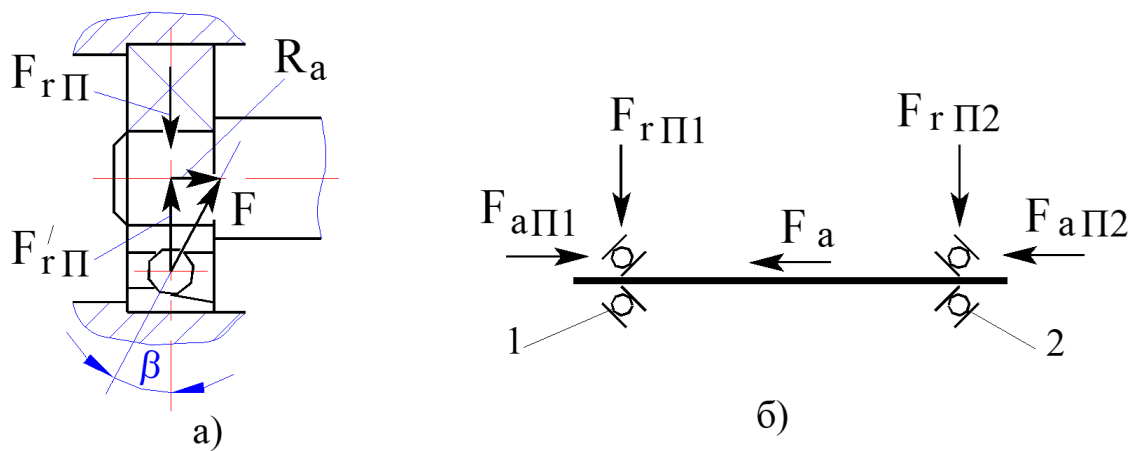


Рисунок 8.5

Для кулькових радіально-упорних підшипників:

$$R_a = e \cdot F_{r\Pi} \quad (8.7)$$

Для роликових радіально-упорних підшипників:

$$R_a = 0,83 \cdot e \cdot F_{r\Pi} \quad (8.8)$$

Параметр e приводиться в каталогах безпосередньо, або в залежності від відношення $\frac{F_a}{C_0}$.

Тоді, наприклад, для розрахункової схеми з радіально-упорними підшипниками, показаної на рис. 8.5, б, можна скласти рівняння рівноваги $\sum X = 0$, або

$$F_{a_{II1}} - F_a - F_{a_{II2}} = 0$$

Поскільки рівняння рівноваги одне, а невідомих в загальному випадку два ($F_{a_{II1}}$ і $F_{a_{II2}}$), то для його розв'язання розглянемо наступні додаткові умови. Для двох радіально-упорних підшипників, що є опорами вала, повинні виконуватись умови: $F_{a_{II1}} \geq R_{a1}$ та $F_{a_{II2}} \geq R_{a2}$. Якщо прийняти, що ці умови не виконуються, то внутрішні осьові сили R_{a1} і R_{a2} будуть зміщувати (зсовувати) кільця підшипників по валу.

Для розв'язання рівняння приймемо, що в одному з підшипників сумарна осьова сила $F_{a_{II}}$ рівна мінімально можливій R_a . Поскільки невідомо, в якому з підшипників виконується ця умова, рівняння рішаємо методом проб. Приймемо, наприклад, що $F_{a_{II1}} = R_{a1}$. Тоді з рівняння рівноваги вала знайдемо

$$F_{a_{II2}} = R_{a1} - F_a$$

Якщо при цьому $F_{a_{II2}} \geq R_{a2}$, то осьові зусилля визначені вірно. Якщо ж вийде, що $F_{a_{II2}} < R_{a2}$, то приймаємо $F_{a_{II2}} = R_{a2}$ і знаходимо з рівняння рівноваги

$$F_{a_{II1}} = R_{a2} + F_a$$

Момент тертя підшипників кочення. В ПТМ для підшипників кочення важливим параметром часто є момент тертя в підшипниках. В приладних підшипниках, які експлуатуються при невеликих навантаженнях, момент тертя приблизно можна визначати по формулі:

$$M_{TP} = M_0 + k(1,5Fa_{II} + 1,25Fr_{II}) \frac{D_{cp}}{d_k}, \quad (8.9)$$

де M_0 момент тертя ненавантаженого підшипника, визначається експериментально або по емпіричних залежностях: $M_0 \approx 0,04D_{cp}$ – для однорядних кулькових підшипників з круглими біговими доріжками;

$M_0 \approx 0,11D_{cp}$ – для однорядних кулькових підшипників з призматичними доріжками;

$D_{cp} \approx (D+d)/2$ – діаметр центрів кульок;

d_k – діаметр кульок;

k – коефіцієнт тертя кочення;

$k = 0,01...0,02$ мм – при радіальному навантаженні,

$k = 0,03...0,04$ мм – при осьовому навантаженні.

8.1.3. Нестандартні підшипники кочення

Ці підшипники часто застосовуються системах автоматики, обчислювальної техніки, та інших приладах. Спеціальні нестандартні підшипники поділяються на 3 групи:

- із зовнішніми і внутрішніми кільцями (мають спеціальні сепаратори, особливі конструкції, спеціальні матеріали та ін.);
- з одним зовнішнім або внутрішнім кільцем (як правило, для зменшення розмірів), рис. 8.6, б, г, д;
- з насипними кульками (без сепаратора і кілець), рис. 8.6, а, в.

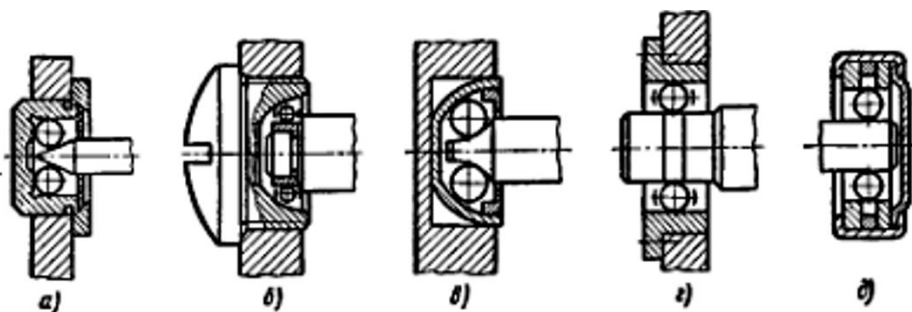


Рисунок 8.6

Якщо діаметр вала $d < 1$ мм, то застосовують *мініатюрні* підшипники.

Кульки виготовляють з тих же матеріалів, що і в стандартних підшипниках: сталі ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А, іноді з нержавіючих сталей або берилевої бронзи БрБ-2. При особливих вимогах застосовують *камені, агрегати, рубіни*. Вони можуть працювати у вакуумі, при різких перепадах температури, мають велику контактну міцність, але бояться ударів та динамічних навантажень.

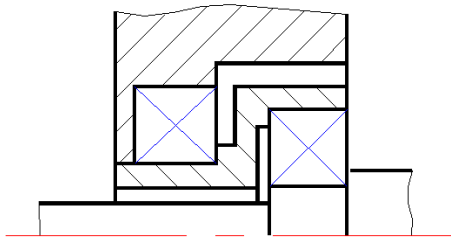


Рисунок 8.7

Особливу групу складають *високошвидкісні* підшипники, для яких параметр швидкохідності $[D_{cp} \cdot n] \geq (1,2 \dots 2) 10^6$, де $D_{cp} = 0,5(D + d)$ – середній діаметр підшипника; n – швидкість обертання в об/хв. Вони вимагають дуже високої точності виготовлення. Промисловість

виготовляє підшипники з допусками у 2–3 рази меншими, ніж у 2-го класу точності, які працюють при 100...200 тис. об/хв.

Для швидкохідних валів застосовують, також, комбіновані опори кочення, які складаються з двох підшипників (рис. 8.7). Відносна частота обертання кілець цих підшипників у два рази менша швидкості обертання вала.

8.2. Опори ковзання

8.2.1. Циліндричні опори (підшипники)

Це опори, в яких робоча поверхня цапфи безпосередньо або через шар мастила взаємодіє з поверхнею підшипника. Застосовуються не так широко, як підшипники кочення, але мають і деякі переваги.

Переваги та область застосування циліндричних підшипників ковзання:

- застосовуються при великих швидкостях обертання ($\omega > 500 \text{ рад/с}$) та динамічних навантаженнях, коли підшипники кочення ненадійні;

- для валів великих діаметрів, коли немає стандартних підшипників кочення;

- коли за умовами складання підшипник повинен бути роз'ємним;
- для тихохідних валів невідповідальних механізмів;
- при обмежених діаметральних розмірах.

В ПТМ циліндричні підшипники ковзання застосовують, в основному, з метою отримання малогабаритної конструкції.

Недоліки:

- мають великі моменти тертя $T_{тр}$ при малих швидкостях, особливо в період пуску;

- високі вимоги до змащування;
- високі вимоги до якості матеріалу і поверхні цапфи.

Типові конструкції показані на рис. 8.8.

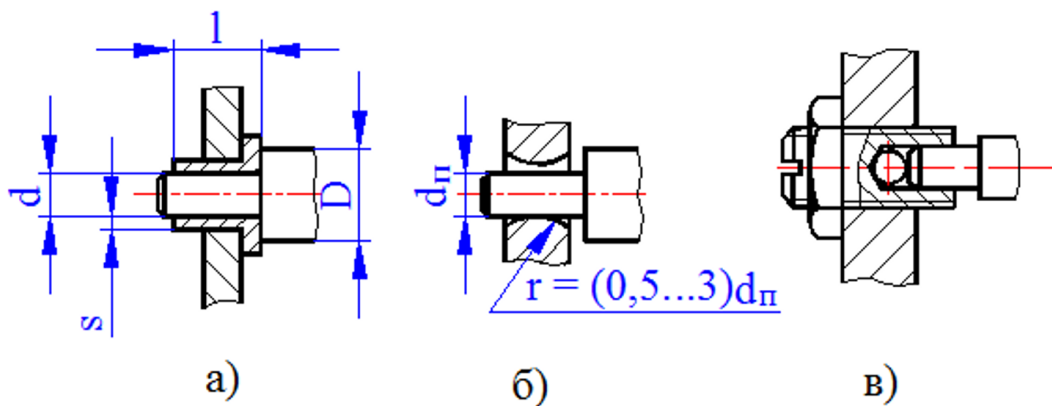


Рисунок 8.8

Для запобігання заклинювання при прогинах валів довжина підшипника l обмежується відношенням $\frac{l}{d} = 0,5...1,5$, (рис. 8.8, а). Товщина стінки $s = 0,07...0,1d$.

Сприймають радіальні і, деколи, осьові навантаження. В приладобудуванні іноді для зменшення моментів тертя і запобігання заклинювання при перекосах валів отвір під цапфу виконується із скругленням (рис. 8.8, б). Шорсткість робочих поверхонь $R_a = 0,63...0,16$ мкм. Від прокручування в корпусі застосовуються посадки з натягом, або додаткові фіксуючі елементи.

По виду тертя розрізняють підшипники ковзання із *сухим, граничним, і рідинним* тертям.

В підшипниках *сухого тертя* мастило відсутнє. Працюють при невеликих швидкостях і навантаженнях. Втулки виготовляють з антифрикційних матеріалів. Часто це пластмаси: поліаміди, фторопласти і їх композиції, текстоліти та ін. Їх переваги:

- малий коефіцієнт тертя f (сомозмашуваність);
- хороша демпфуюча здатність;
- технологічність;
- здатність працювати в агресивному середовищі.

Для підвищення теплопровідності до полімерного матеріалу додають спеціальні наповнювачі. При високих робочих температурах (атомні реактори) використовують *кераміку* і *кермети* (спечені карбід вольфраму і титану). Суттєвого підвищення точності і зносостійкості можна досягнути застосуванням *каменів з рубіну, агату, корунду* та ін.

В підшипниках *граничного тертя* в зоні тертя присутнє мастило, але воно не повністю розділяє поверхні ковзання. Для періодичного поповнення мастила виконуються спеціальні отвори або проточки.

Матеріали підшипників ковзання – *латуні, бронзи, пластмаси*. Часто це *металокерамічні пористі матеріали*, просякнуті мастилом. При спіканні металевих порошків із спеціальними присадками утворюються пори (до 40% об'єму), які заповнюються мастилом, щоб хватило на весь строк експлуатації.

В підшипниках *рідинного тертя* поверхні тертя повністю розділені шаром мастила. Для надійної роботи в цьому шарі необхідно створити тиск, який би компенсував (зрівноважив) зовнішні навантаження на вал. В *гідродинамічних підшипниках* цей тиск створюється при затягуванні мастила в зазор між валом і підшипником мікронерівностями цапфи, що обертається. Зношення таких підшипників відбувається тільки в період розгону і вибігу.

Гідродинамічні підшипники використовуються, в основному, в енергетичних машинах великої потужності (турбіни, відцентрові компресори та ін.).

В *гідростатичних підшипниках* шар рідини або газу (тоді вони називаються *аеростатичними*) з надлишковим тиском утворюється при подачі робочого середовища відразу з надлишковим тиском. При цьому значно ускладнюється конструкція (потрібні насоси, трубопроводи, ущільнення), але такі підшипники практично не зношуються, дуже точні (похибка положення до 0,25 мкм) мають малі моменти тертя $T_{тр}$, відсутні вібрації. Застосовуються, наприклад, в приводах оптичних і радіотелескопів. *Аеростатичні підшипники* використовуються в гіроскопах, профілографрах, високоточних координатних машинах, шліфувальних верстатах, тощо).

Розрахунок циліндричних підшипників ковзання полягає у визначенні їх геометричних параметрів та характеристик матеріалу для забезпечення необхідного режиму тертя, довговічності та роботоздатності.

Для підшипників сухого та граничного тертя застосовують приблизні розрахунки:

- по питомому тиску;
- на теплостійкість;
- по моменту тертя.

Умова роботоздатності по **питомому тиску**:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq [p], \quad (8.10)$$

де F – навантаження на опору;

l, d – довжина та діаметр підшипника;

$[p]$ – допустимий питомий тиск, визначається по довідниках для різних матеріалів.

Розрахунки на **теплостійкість** передбачають забезпечення нормального теплового режиму роботи опори. Критерій теплостійкості виражається умовою:

$$p \cdot V = \frac{F}{l \cdot d} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \leq [p \cdot V], \quad (8.11)$$

де V – швидкість ковзання;

n – частота обертання цапфи вала в об/хв;

$[p \cdot V]$ – допустиме значення критерію теплостійкості, визначається по довідниках на основі експериментальних даних і з врахуванням умов змащування.

Момент тертя в циліндричних опорах ковзання визначається по формулі:

$$M_{TP} = f_{36} \cdot F \cdot \frac{d}{2}, \quad (8.12)$$

Тут F – радіальне навантаження на опору; f_{36} – зведений коефіцієнт тертя в цапфі, залежить від матеріалів деталей, форми поверхні тертя і закону розподілу тиску, приблизно $f_{36} = (1,1 \dots 1,5) f$, точніше визначається експериментально; d – діаметр цапфи.

Якщо опора сприймає ще й осьове зусилля F_a , то потрібно додати момент тертя M_{TP} ще і від F_a .

$$M_{TP} = F_a \cdot f \cdot R_{36}; \quad R_{36} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (8.13)$$

Тут f – коефіцієнт тертя; R_{36} – зведений радіус тертя; D, d – зовнішній і внутрішній діаметри кільцевої поверхні тертя, наприклад, як на рис. 8.8, а.

8.2.2. Опори на центрах

Використовуються в приладах, коли *потрібно отримати малі моменти тертя M_{TP} при невеликих швидкостях обертання та малих навантаженнях* (до 20Н), рис. 8.9.

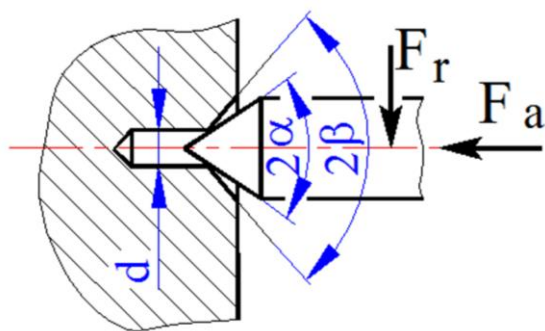


Рисунок 8.9

Матеріал цапфи – вуглецеві сталі У10...У12А з твердістю HRC_e 50...60. Матеріал втулки – бронза, латунь, штучний рубін, агат. Шорсткість робочих поверхонь – $Ra = 0,16...0,32$ мкм. Такі опори чутливі до зміни робочої температури, тому одну з опор часто роблять плаваючою (підпружиненою).

Періодично, по мірі зношування, регулюють осьові і радіальні зазори. Для можливості регулювання одну опору виготовляють у вигляді різьбової пробки. Опори на центрах *допускають великі перекося осей*. Рекомендується приймати наступні розміри цапфи та втулки: $d = 0,5...1,5$ мм; $2\alpha = 60^\circ$; $2\beta = 90^\circ$.

Момент сил тертя:

$$M_{TP} = 0,5d \cdot f \left(\frac{F_r \cdot \pi}{4 \cdot \cos \alpha} + \frac{F_a}{\sin \alpha} \right) \quad (8.14)$$

8.2.3. Опори на кернах

Застосовуються у вимірювальних приладах, *коли потрібно отримати мінімальні моменти тертя M_{TP} при невисокій точності фіксації осі*.

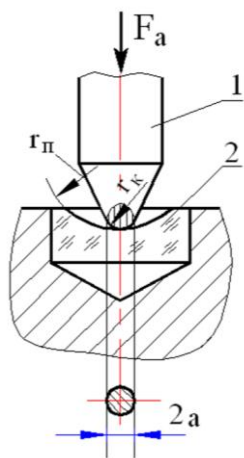


Рисунок 8.10

Застосовуються у вимірювальних приладах, *коли потрібно отримати мінімальні моменти тертя M_{TP} при невисокій точності фіксації осі*. Цапфа 1 у вигляді керна із сферичним полірованим кінцем $r_k = 0,01...0,15$ мм опирається на підп'ятник 2 із сферичною поверхнею $r_n = (4...8)r_k$, (рис. 8.10).

Зменшення M_{TP} в таких опорах пов'язано із зменшенням r_k , але при цьому зменшується навантажувальна здатність опори. Матеріал керна – вуглецеві сталі У10А...У12А, загартовані до твердості HRC_e 55...60.

Матеріал підпятника – бронза, тверді сплави і штучні камені (агат, рубін та ін).

Момент тертя M_{TP} від F_a :

$$M_{TP} = \frac{3}{16} \pi \cdot f \cdot F_a \cdot a, \quad (8.15)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f \approx 0,7...0,1$;

a – радіус поверхні контакту.

$$a = 1,11 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_a \cdot E_{np}^{-1}}{(r_k^{-1} - r_n^{-1})}}, \quad (8.16)$$

де E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів керна та підпятника.

8.2.4. Опори на ножах (призмах)

Складаються із призми 1 (цапфи) і опори 2 (подушки) з плоскою, циліндричною або призматичною поверхнею (рис. 8.11).

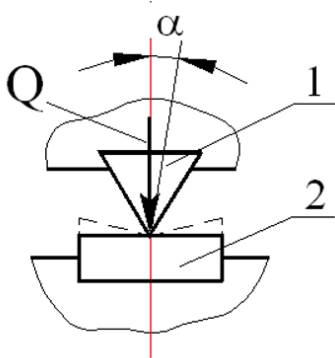


Рисунок 8.11

Мають дуже малий момент тертя M_{TP} та зношення і застосовуються в точних приладах, рухома система яких здійснює коливний рух з кутом повороту не більше $\alpha = \pm(8..10^\circ)$. При кутах $\alpha < 8^\circ$ відносяться до опор з тертям кочення. Найбільший кут відхилення α обмежується умовою самогальмування: $\operatorname{tg} \alpha < f$ або $\alpha < \varphi$, де f та φ – коефіцієнт тертя та кут тертя відповідно.

Ножі можуть мати трикутний, грушовидний і прямокутний профілі. Радіус заокруглення робочої кромки $r = 0,005...0,01$ мм.

Робочий кут ножа при вершині 60° або 45° для сталевих і $60...120^\circ$ для ножів з каменю.

При коливаннях робоча кромка (лезо) ножа перекочується по поверхні подушки. Чим менші r і α , тим з більшою точністю можна рахувати, що тертя в опорі є тертям кочення.

В опорах на ножах виникають великі контактні напруження, які можна визначити по формулі:

$$\sigma_{H \max} = 0,59 \sqrt{\frac{Q}{l \cdot r \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_H \quad (8.17)$$

Тут Q – навантаження на ніж; l – довжина леза ножа; r – радіус заокруглення робочої кромки ножа; E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів ножа та подушки.

9. З'ЄДНАННЯ

Усі нерухомі з'єднання в техніці називають просто **з'єднання**.

З'єднання поділяються на *нероз'ємні* та *роз'ємні*.

Нероз'ємними називають з'єднання, які не можна роз'єднати без пошкодження деталей (з'єднання розклепуванням, зварні, клеєві та ін.).

Роз'ємні з'єднання можна роз'єднати без пошкодження деталей (болтові, шпонкові, шліцеві, клинові та ін.).

9.1. Нероз'ємні з'єднання

9.1.1. З'єднання розклепуванням (заклепкові або нютіві)

Відносяться до найдавніше відомих з'єднань. Основним їх елементом є *заклепка* або *цапфа (нюта)*. Заклепки бувають суцільними (рис. 9.1, а) і пустотілими (пістони) (рис. 9.1, б). Суцільні можуть мати різну форму головок. Пістони застосовують для з'єднання металів з неметалами, текстолітами, керамікою та ін.

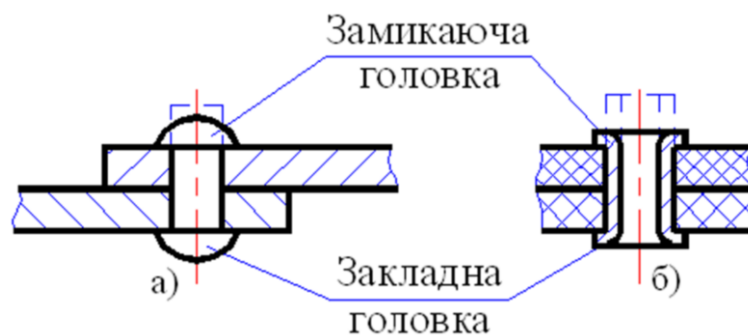


Рисунок 9.1

Технологія отримання заклепкового з'єднання наступна: в попередньо просвердлені або пробиті отвори із зазором вставляють заклепку, розклепують (осаджують) її стержень і отримують замикаючу головку. При цьому з'єднувані деталі міцно стискаються, а стержень заклепки внаслідок поперечної деформації збільшується в діаметрі, вибираються зазори між отвором і стержнем, а іноді навіть створюється натяг.

Переваги заклепкових з'єднань:

- можна з'єднувати матеріали які важко зварюються або взагалі не зварюються; найчастіше це листові матеріали (наприклад, до термічно оброблених плоских спіральних пружин вушка або захвати приклепуються);
- добре сприймають динамічні навантаження за рахунок розсіювання енергії на тертя, ця властивість заклепкових з'єднань широко використовується в мостобудуванні, літако- та кораблебудуванні.

Недоліки:

- велика трудоемкість, собівартість, мала продуктивність;
- процес погано піддається автоматизації;
- зменшується міцність з'єднаних деталей.

В приладобудуванні заклепкові з'єднання через ряд технологічних незручностей (свердління отворів, розклепування) стараються замінити зваркою, паянням, склеюванням. Але в ряді випадків, особливо коли прилад піддається динамічним навантаженням та вібраціям, заклепкові з'єднання є найбільш надійними (кріплення контактів, стояки, зубчаті колеса з маточчиною та ін.).

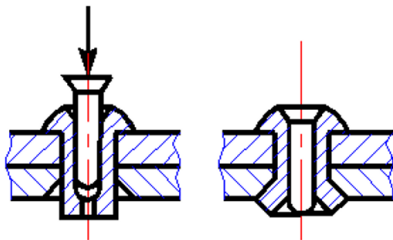


Рисунок 9.2

При всій простоті заклепкових з'єднань існують оригінальні конструкції. Наприклад, коли неможливо підвести опору до вільного кінця заклепок (наприклад, з'єднанні резервуарів складної форми), застосовують пустотілі заклепки з рухомим стержнем (рис. 9.2).

Розрізняють наступні види заклепкових з'єднань:

- міцні (від них вимагається тільки механічна міцність);
- щільні (вимагається герметичність);
- щільно-міцні (вимагається і щільність і міцність, досягається відповідним розміщенням заклепок).

Матеріали заклепок: низьковуглецеві сталі Ст 2,3,5; леговані сталі, латуні (Л63), мідь (М3), алюмінієві сплави Д18, АД1. Матеріали заклепок

повинні бути пластичними і не гартуватись, а також не створювати гальванічних пар із з'єднуваним матеріалом.

Розміри заклепок стандартизовані. Як правило $d = (1,8 \dots 2) s_{min}$.

З'єднання виконують **в накладку (напуск)** та **в стик** з однією і двома накладками.

Розрахунок силових (міцних) з'єднань у випадку симетричного навантаження. В з'єднанні матеріал з'єднуваних деталей (*основний матеріал*) піддається **розтягуванню** в ослабленому отворами перерізі А-А, **зминанню** поверхонь, які контактують із стержнями заклепок та **зрізу** по поверхнях а-а і с-с (рис. 9.3).

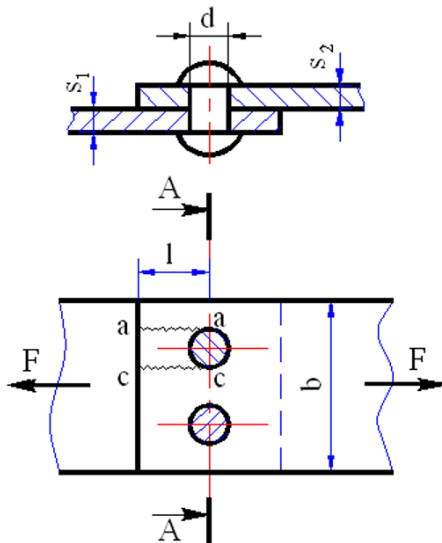


Рисунок 9.3

Умови міцності *основного* матеріалу:

$$\sigma_p = \frac{F}{(b - 2d) \cdot s_{min}} \leq [\sigma]_p \quad (9.1)$$

$$\tau_{zp} = \frac{F_1}{2 \left(l - \frac{d}{2} \right) \cdot s_{min}} \leq [\tau]_{zp} \quad (9.2)$$

$$\sigma_{zm} = \frac{F_1}{d \cdot s_{min}} \leq [\sigma]_{zm} \quad (9.3)$$

Тут $F_1 = \frac{F}{z}$ – якщо в з'єднанні z заклепок, то рахують, що зусилля F розподіляється між ними рівномірно; s_{min} – найменша товщина основного матеріалу.

Матеріал заклепок працює на зріз і зминання бокових поверхонь. Ці розрахунки умовні, якщо бути точним, тому що реально навантаження F в більшості передається тертям між з'єднуваними деталями, а самі заклепки працюють на розтяг. Ця умовність враховується відповідним вибором $[\tau]_{zp}$.

Умови міцності заклепок:

$$\tau_{zp} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot i} \leq [\tau]_{zp} \rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot z \cdot i \cdot [\tau]_{zp}}} \quad (9.4)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{z \cdot d \cdot s_{\min}} \leq [\sigma_{3M}] \rightarrow d \geq \frac{F}{z \cdot s_{\min} [\sigma]_{3M}} \quad (9.5)$$

Тут i – кількість площин зрізу однієї заклепки. Із двох знайдених значень d вибирають більший.

Несилкові заклепкові з'єднання приладів на міцність не розраховують, а вибирають з конструктивних міркувань по емпіричних залежностях.

Розрахунок заклепкових з'єднань при несиметричному навантаженні.

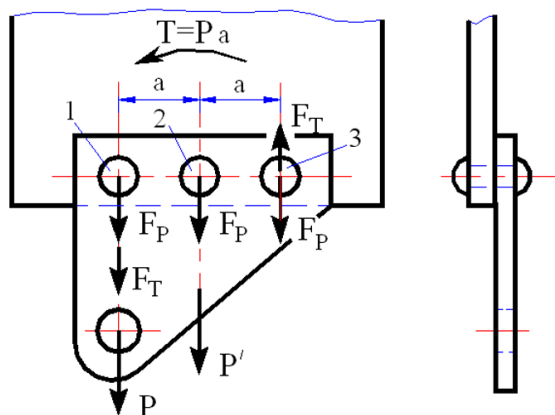


Рисунок 9.4

При несиметричному навантаженні зовнішня поперечна F розподіляється між заклепками нерівномірно (рис. 9.4). У цьому випадку розрахунки зводяться до того, щоб знайти заклепку на яку діє максимальна поперечна сила F_{max} , визначити цю силу F_{max} , а потім визначити діаметр заклепки d за наведеними вище формулами. Діаметри інших заклепок приймаємо такими ж.

Наприклад, для показаної на рисунку розрахункової схеми порядок розрахунку наступний.

Переносимо позacentрову (несиметричну) силу P в центр з'єднання (центр мас поперечних перерізів заклепок). Тоді на косинець буде діяти поперечна симетрична сила P' і момент $T' = P \cdot a$. Від P' кожна заклепка навантажується поперечною силою $F_P = \frac{P'}{3}$. Від T' крайні заклепки навантажуються поперечною силою $F_T = \frac{T'}{2a}$.

Від T' крайні заклепки навантажуються поперечною силою $F_T = \frac{T'}{2a}$.

Як видно з рисунку, найбільшою поперечною силою $F_{max} = (F_P + F_T)$ навантажується ліва заклепка 1. Знаходимо її діаметр d . Для усіх інших заклепок приймаємо такий же d .

Особливості розрахунку багаторядних заклепкових з'єднань (рис. 9.5).

Рахується, що навантаження розподіляється рівномірно між заклепками. Тоді кожна заклепка сприймає зусилля $F' = \frac{1}{3} F$.

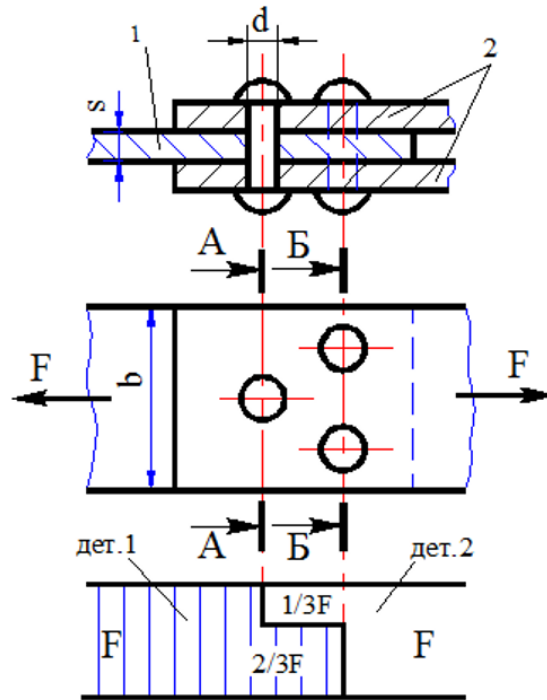


Рисунок 9.5

Деталь 1 в перерізі *A-A* навантажена повною розтягуючою силою F . Щоб не дуже ослаблювати цей переріз, тут поставлена тільки одна заклепка.

В перерізі *B-B* на деталь 1 діє розтягуюча сила, зменшена на величину $F' = \frac{1}{3} F$, яку сприйняла на себе перша заклепка $\left(F - \frac{1}{3} F\right) = \frac{2}{3} F$. Тут можна поставити 2 заклепки.

Умови міцності на розрив для деталі 1.

$$\text{Переріз } \underline{A-A}: \quad \sigma_p = \frac{F}{(b-d) \cdot s} \leq [\sigma]_p \quad (9.6)$$

$$\text{Переріз } \underline{B-B}: \quad \sigma_p = \frac{F \cdot \frac{2}{3}}{(b-2d) \cdot s} \leq [\sigma]_p \quad (9.7)$$

Завдяки установці заклепок не в одному ряду, або застосуванню більшої кількості заклепок меншого діаметру d , розміщених в декілька рядів, вдається збільшити на 20...30% міцність основного матеріала в перерізі, ослабленому отворами під заклепки.

9.1.2. Зварні з'єднання

З'єднання деталей при зварюванні досягається за рахунок місцевого нагріву з'єднуваних деталей до розплавленого або пластичного стану.

Зварювати можна як метали, так і неметали.

Зварні з'єднання рахуються найкращими серед нероз'ємних з'єднань.

Переваги зварних з'єднань:

- зварні з'єднання практично рівномічні із основним матеріалом;
- економиться матеріал і зменшується маса конструкції;
- висока продуктивність процесу, легко піддається автоматизації.

Недоліки:

- погано сприймають динамічні навантаження;
- поява температурних деформацій і можливість «короблення»

тонкостінних виробів;

- зварне з'єднання є джерелом концентрації напружень.

В залежності від джерела енергії, за рахунок якого розігрівають деталі, існують наступні найбільш поширені способи зварювання:

- **електродугова;**
- **електроконтактна;**
- **газова (хімічна).**

При **електродуговому** зварюванні під дією тепла, яке виділяє електрична дуга, розплавляються деталі в місці з'єднання. Розплавлений метал з'єднується з металом електроду і утворює міцний шов. Захисна обмазка (флюс) захищає метал від окислення. Може бути *ручна, напівавтоматична і автоматична.*

Дуже добре зварюються конструкційні низьковуглецеві сталі (Ст. 3, 5, 6), а також вуглецеві якісні (Сталь 10, 15, 35, 45...). Гірше або погано зварюються

леговані, жаростійкі, нержавіючі сталі. Для них потрібні спеціальні електроди і захисне середовище. Наприклад, для зварки металів які дуже окислюються (Al, Mg, Ti, нержавіючі і жаростійкі сталі) використовують аргонодугову зварку. Тут зона дуги захищається інертним газом аргоном.

При **електроконтактному** зварюванні розігрів деталей відбувається в місцях з'єднання деталей, де виникає найбільший електричний опір. Деталі в цьому місці одночасно ще й притискаються одна до одної. В результаті після вимикання струму і охолодження утворюється «зварна точка». Може бути *точкова* або *шовна ролик*ова, застосовується для тонкостінних кольорових і листових металів.

При **газовому** зварюванні розплавлення країв зварюваних деталей і прутка присадочного матеріала відбувається в потоці газового полум'я. *Перевагою* газової зварки є незалежність від джерел електроенергії, можливість зварювати неметали, пластмаси. *Недоліки* – значне короблення через велику площу нагріву, невелика товщина зварюваних деталей, менша міцність зварних швів порівняно із дуговою зваркою.

Існує багато інших способів зварювання – *ультразвуком, тертям, вибухом* та ін.

Типи зварних з'єднань і їх розрахунок.

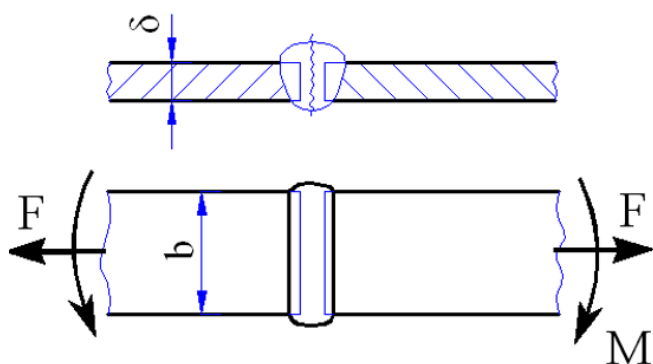


Рисунок 9.6

З'єднання встик (рис. 9.6)

характеризується простотою і надійністю. Якщо товщина деталей $\delta > 8$ мм – кромки в місцях зварювання обробляють (виконують фаски, скоси).

В стикових з'єднаннях матеріал звареного шва працює на *розтяг-стиск*.

Напливами нехтуємо. Вплив концентраторів напружень в зварному шві враховується при виборі допустимих напружень $[\sigma]_p'$.

Умова міцності при розтягуванні:

$$\sigma_p = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]_p' \quad (9.8)$$

При згинанні:

$$\sigma_{зг.} = \frac{M}{W_0} = \frac{M}{\frac{\delta \cdot b^2}{6}} \leq [\sigma]_{зг.}' \quad (9.9)$$

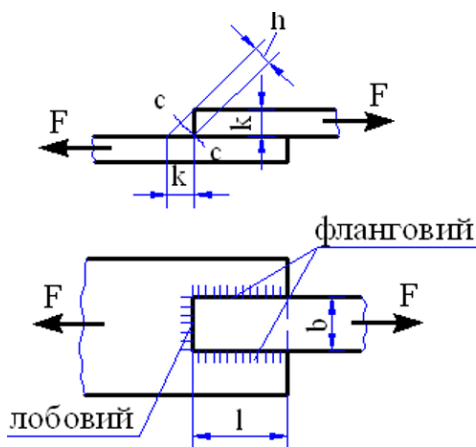


Рисунок 9.7

З'єднання внакладку (напускні).

Виконуються з допомогою кутових швів (рис. 9.7). Матеріал кутових швів працює в умовах складного напружено-деформованого стану. Але в інженерних розрахунках для спрощення такі шви розраховують на зрізування. небезпечним перерізом є бісекторна площина $c-c$, для якої $h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

Умова міцності одного лобового шва, показаного на рисунку

$$\tau_{зп} = \frac{F}{0,7k \cdot b} \leq [\tau]_{зп}' \quad (9.10)$$

Умова міцності двох флангових швів

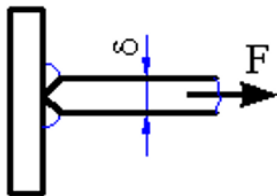
$$\tau_{зп} = \frac{F}{0,7k \cdot 2l} \leq [\tau]_{зп}' \quad (9.11)$$

Умова міцності одного лобового і двох флангових швів одночасно

$$\tau_{зп} = \frac{F}{0,7k \cdot (2l + b)} \leq [\tau]_{зп}' \quad (9.12)$$

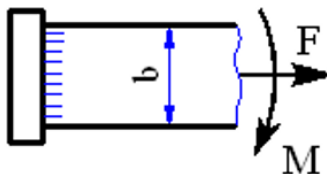
З'єднання в тавр. Це з'єднання, в яких з'єднувані деталі розміщені у двох взаємоперпендикулярних площинах (рис. 9.8). Можуть бути без скосу кромки (хорошо сприймають статичні навантаження і погано – динамічні), та зі скосом кромки (більш міцні, краще сприймають удари, змінні навантаження).

Умова міцності таврового з'єднання зі скосом кромки, навантаженого розтягуючою силою F та згинальним моментом M



$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot b} + \frac{M}{\frac{\delta \cdot b^2}{6}} \leq [\sigma]_p' \quad (9.12)$$

Умова міцності того ж з'єднання без скосу кромки



$$\tau_{zp} = \frac{F}{2 \cdot 0.7 \cdot k \cdot b} + \frac{M}{\frac{0.7k \cdot b^2 \cdot 2}{6}} \leq [\tau]_{zp}' \quad (9.13)$$

Рисунок 9.8

Допустимі напруження $[\sigma]_p'$ та $[\tau]_{zp}'$ для зварних з'єднань приводяться в довідниках.

9.1.3. Паяні (лютовані) і клеєві з'єднання

При **паянні** деталі з'єднуються розплавленим металом або сплавом (припоєм), температура плавлення якого нижча температури плавлення матеріалу з'єднуваних деталей.

Переваги паяних з'єднань:

- основний матеріал не плавиться і зберігає свої фізико-механічні властивості;
- паяння визиває менші залишкові напруження та короблення виробу.

До **недоліків** слід віднести *невисоку механічну і термічну стійкість*.

Припої поділяють на **м'які (легкоплавкі)** з температурою плавлення до 300°C (олов'яно-свинцеві, вісмутові, кадмієві) та **тверді (середньоплавкі)** з температурою плавлення більшою 500°C (срібні, мідно-цинкові). В

помисловості використовуються також **високоплавкі** припої (температура плавлення 900...1850⁰С) і **тугоплавкі** (температура плавлення більша 1850⁰С). З їх допомогою виготовляють, наприклад, камери згоряння рідинних реактивних двигунів та ядерних реакторів.

Мяккі припої (ПОС) застосовуються, в основному, для отримання надійного електричного контакту та герметичності. Міцність паяних швів на відривання приблизно в три рази більша ніж на зріз.

Тверді припої утворюють з'єднання із значно більшою механічною міцністю (230...260 МПа на зріз проти 45...60 МПа у мягких).

Для очищення з'єднуваних поверхонь від окисних плівок перед паянням застосовують **флюси** (хімічно активні хлорний цинк $ZnCl$, бура та неактивні – каніфоль, спирт).

Основні **переваги кл е є в и х з'єднань** – можливість з'єднання різнорідних матеріалів (металевих і неметалевих) в любых комбінаціях.

Недоліком є низька теплостійкість (до 60⁰С, а термостійких – до 200⁰С).

Найбільш розповсюджені клеї марок БФ (з'єднують метали або метали з неметалами), епоксидні клеї ЄД та клеї на епоксидній основі.

Границя міцності на зріз різних клеїв коливається від 4...5 до 10...20 МПа.

До нероз'ємних з'єднань відносяться також з'єднання **натягом**. Детальніша інформація про них приведена в курсі «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання».

9.2. Роз'ємні з'єднання

9.2.1. Різьбові з'єднання

Конструкції. Різьбовим називають з'єднання, виконане з допомогою гвинтової нарізки. На одній деталі нарізка виконується на зовнішній поверхні (болти, гвинти, шпильки), а на другій – на внутрішній (гайки). Якщо контактна міцність з'єднуваних деталей невисока (кольорові метали, пластмаси та ін.), то застосовуються шайби, а при вібраціях – пружні шайби (рис. 9.9, в).

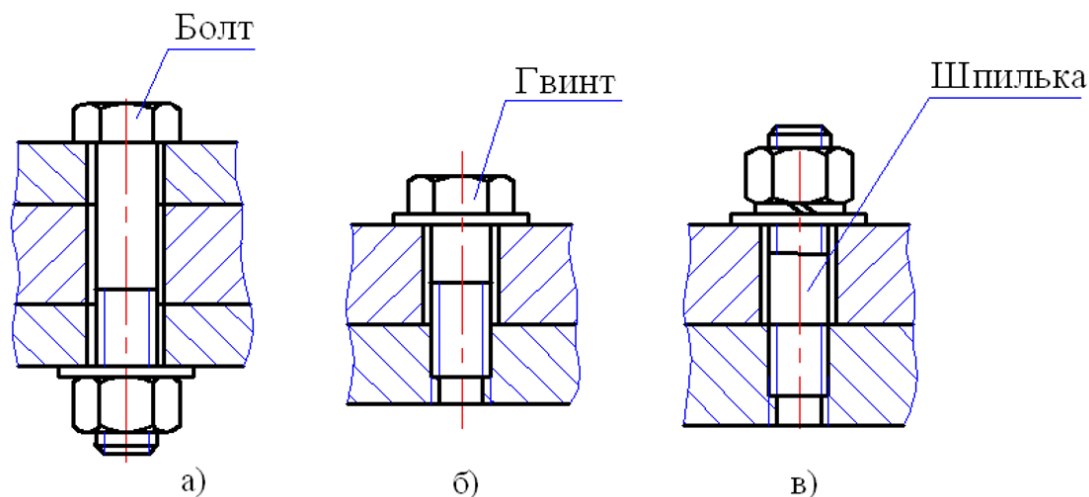


Рисунок 9.9

Шпильки застосовують, коли матеріал деталі, в яку вгвинчується шпилька, недостатньо міцний, а також для зручності складання, центрування та ін. Болт інколи називають «прогонич», а гайку – «мутра».

Болти, шпильки, гайки мають дуже багато конструктивних виконань, особливо по формі головок. Більшість із них стандартизовані.

Широке застосування різьбових з'єднань обумовлене такими їх **перевагами**:

- висока надійність та несуча здатність;
- зручність розбирання – збирання;
- простота конструкції;
- відносно невелика вартість, обумовлена стандартизацією та масовим характером виробництва.

Недоліком різьбових з'єднань є наявність концентраторів напружень у впадинах різьби, що знижує їх втомну міцність.

Різьбу (нарізь) отримують методом різання, накатування, лиття та пресування.

Класифікація різьб:

- По призначенню різьби поділяються на **кріпильні** (застосовуються в різьбових з'єднаннях, самогальмівні) та **ходові** (застосовуються в гвинтових передачах).

- По формі різьбової поверхні поділяються на **циліндричні** та **конічні** (конічні застосовуються, коли потрібно забезпечити герметичність).
- По формі профіля в осьовому січенні – **трикутні, круглі** (застосовуються в кріпильних різьбах) та **прямокутні і трапецеїдальні** (ходові різьби).
- По числу гвинтових ниток – **однозахідні** (кріпильні) і **дво- три- і багатозахідні**.
- По напрямку гвинтової лінії – **праві** (переважне застосування) і **ліві** (запо- бігають відкручуванню деталей в деяких конструкціях в процесі експлуатації).

В приладобудуванні застосовуються наступні основні **типи різьб**:

- метрична загального призначення (наприклад, M10 x 3(P1)LN-8g);
- трубна циліндрична (G1/16... G6);
- трубна конічна (R1/16... R6);
- дюймова конічна (K1/6... K2);
- окулярна (OK5...OK80);
- трапецеїдальна (Tr8...Tr640);
- упорна (S10...S640).

Детальніше про розміри і профіль витків цих різьб та правила їх позначення приведені в курсі «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання».

Розрахунок моменту закручування у гвинтовій парі. Розрахункова схема різьбового з'єднання показана на рис. 9.10. Для моменту закручування $T_{зак}$, який потрібно прикласти до гайки, щоб навантажити гвинт осьовим зусиллям F_a , можна записати:

$$T_{зак} = T_p + T_T, \quad (9.14)$$

де $T_{зак}$ – момент закручування;

T_p – момент сил тертя в різьбі;

T_T – момент сил тертя в опорному торці гайки;

T_p визначимо, розглядаючи (представляючи) гайку як повзун, що підіймається по витках різьби, як по похилій площині (рис. 9.11).

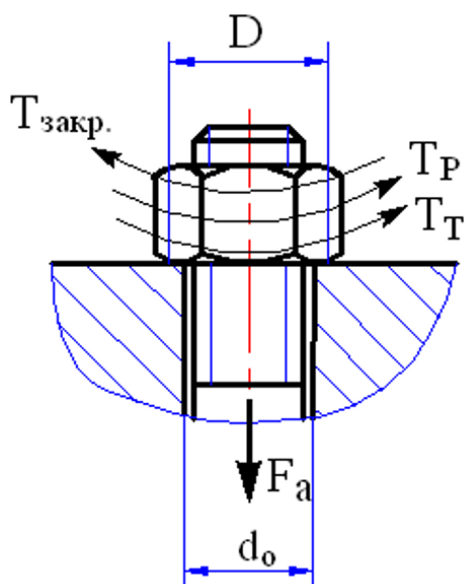


Рисунок 9.10

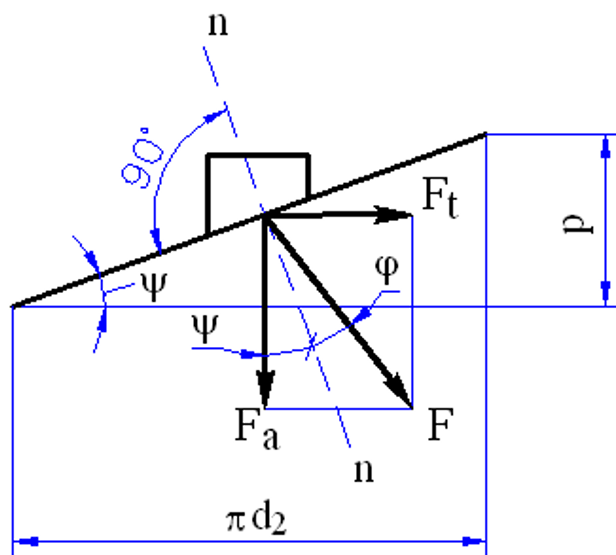


Рисунок 9.11

З теоретичної механіки відомо, що із врахуванням сил тертя повзун буде знаходитись в рівновазі, якщо рівнодіюча зовнішніх сил F відхилена від нормалі $n-n$ на кут тертя φ (рис. 9.12). Тоді з рис. 9.11:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi);$$

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2};$$

$$T_p = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \quad (9.14)$$

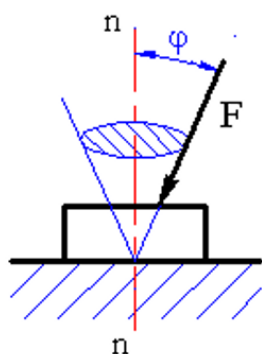


Рисунок 9.12

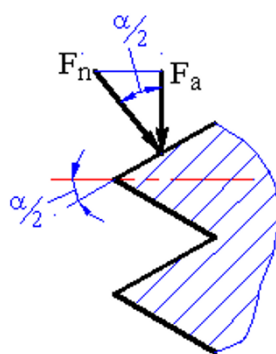


Рисунок 9.13

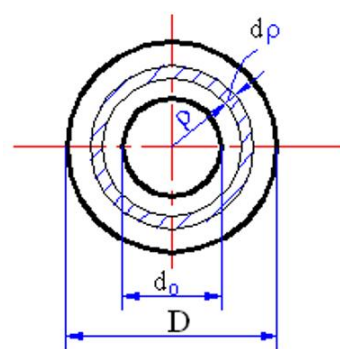


Рисунок 9.14

Тут $\psi = \arctg(p/\pi d_2)$ – кут підйому витків різьби; φ – кут тертя.

$$\varphi = \arctg f',$$

де f' – зведений коефіцієнт тертя, що враховує кут профілю різьби (рис. 9.13).

Із залежності для визначення сили тертя F_{mp} знайдемо значення зведеного коефіцієнта тертя f' :

$$F_{mp} = F_n \cdot f = \frac{F_a}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot f = F_a \cdot f',$$

де f' – зведений коефіцієнт тертя.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (9.15)$$

Тут f – коефіцієнт тертя між матеріалами гвинта та гайки; α – кут профілю витка різьби.

Визначаємо момент тертя в торці гайки T_T (рис. 9.14).

Питомий тиск в зоні контакту:

$$q = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)}$$

Тоді:

$$\begin{aligned} T_T &= \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D}{2}} 2\pi \cdot \rho \cdot q \cdot f \cdot \rho \cdot d\rho = 2\pi \cdot q \cdot f \cdot \frac{1}{3} \cdot \rho^3 \Big|_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D}{2}} = 2\pi \cdot q \cdot f \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{8} \Big|_{\frac{D^2 - d_0^2}{4}}^{\frac{D^2 - d_0^2}{4}} = \\ &= F_a \cdot f \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = F_a \cdot f \cdot R_{36}; \end{aligned}$$

$$R_{36} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2};$$

де R_{36} – зведений радіус тертя в торці гайки.

Інколи R_{36} визначають по спрощеній формулі:

$$R_{36} \approx \frac{D + d_0}{4}.$$

Момент закручування гайки:

$$T_{закр} = T_p + T_T = F_a \left(\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \cdot R_{36} \right) \quad (9.16)$$

Розрахунок моменту відкручування. При відкручуванні гайки колова сила F_t і сили тертя міняють напрям (рис. 9.15).

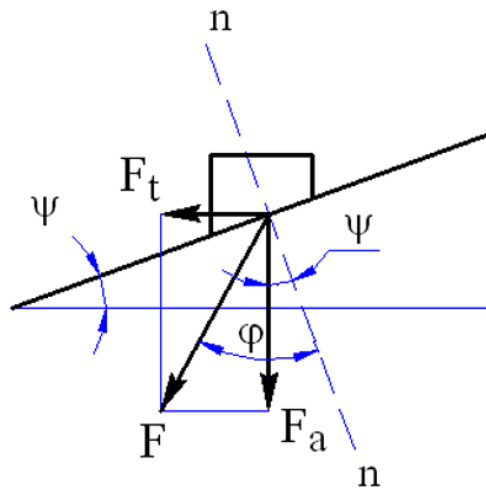


Рисунок 9.15

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi); \quad T_{відкр} = F_a \left(\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) + f \cdot R_{36} \right) \quad (9.17)$$

Для орієнтовних розрахунків можна прийняти усереднені значення параметрів метричної різьби з нормальним кроком. Тоді $T_{зак} \approx 0,2 F_a \cdot d$.

Умова самогальмування. Умову самогальмування можна записати у вигляді:

$$T_{\text{відкр}} > 0$$

Якщо не брати до уваги тертя в торці гайки T_T , то з аналізу рівняння (9.17) різьба буде самогальмівною, коли $\operatorname{tg}(\varphi - \psi) > 0$. Звідси умова самогальмування

$$\varphi > \psi, \quad (9.18)$$

де φ – кут тертя в різьбі;

ψ – кут підйому гвинтової лінії.

Для кріпильних різьб $\psi = 2,5 \dots 3,5^\circ$, а $\varphi = 6 \dots 16^\circ$ при $f = 0,1 \dots 0,3$, тому вони усі самогальмівні. Але це справедливо тільки для статичних навантажень.

При змінних навантаженнях, особливо при вібраціях, внаслідок взаємних мікропереміщень поверхонь коефіцієнт тертя f зменшується до 0,02, умова самогальмування при цьому порушується і може відбуватися поступове самовільне відкручування різьбових деталей. В таких випадках застосовують різні **способи стопоріння**:

- а) контргайки;
- б) пружинні шайби;
- в) шплінти;
- г) стопорні шайби;
- д) дрiт;
- е) обжата на еліпс тонкостінна частина гайки;
- ж) пробки з поліаміду;
- з) керніння.

В приладобудуванні часто застосовують ще і 2...3 каплі лаку або фарби, нанесених зі сторони головки гвинта (для різьб до М8).

ККД гвинтової пари. В основному, необхідність у визначенні ККД (η) виникає при дослідженні гвинтових механізмів. ККД можна розрахувати по відношенню роботи, затраченої на закручування гайки без врахування тертя ($T'_{зак}$ при $\varphi = 0$), до тієї ж роботи із врахуванням тертя. Враховуються тільки втрати в різьбі ($T_T = 0$).

Оскільки робота дорівнює моменту, помноженому на кут закручування гайки, а кути закручування гайки однакові, то ККД гвинтової пари

$$\eta = \frac{T'_{зак}}{T_{зак}} = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \varphi)} \quad (9.19)$$

У самогальмівних механізмах, в яких $\psi < \varphi$, ККД $\eta < 0,5$. Із збільшенням кута підйому ψ ККД збільшується. Підвищити ККД гвинтових механізмів можна, також, шляхом зменшення коефіцієнту тертя в різьбі (застосування антифрикційних матеріалів, кулькових гвинтових пар, ефективного змащування).

Розподіл осьової сили між витками різьби. Осьова сила F_a від гвинта на гайку передається через витки різьби (рис. 9.16). Між витками осьова сила розподіляється нерівномірно. Однією з основних причин цього явища є те, що стержень болта розтягується (крок його витків збільшується), а гайка стискається (крок зменшується).

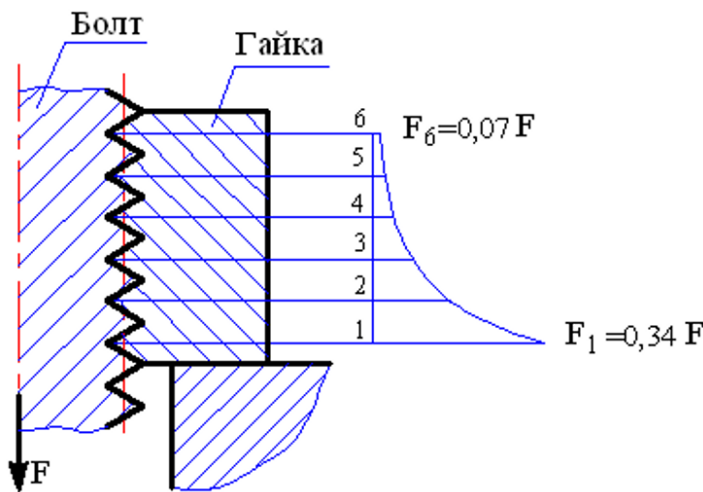


Рисунок 9.16

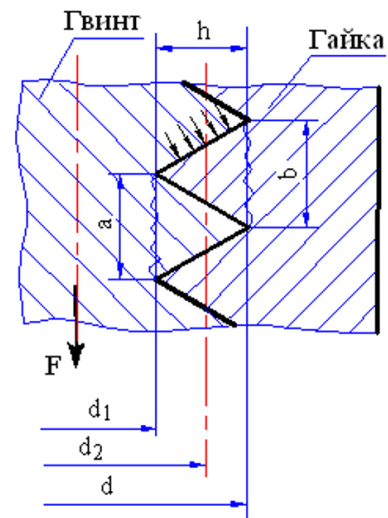


Рисунок 9.17

Вперше теоретичний розв’язок цієї задачі був виконаний М. Жуковським у 1902 р. і в подальшому був підтверджений дослідями. Так, для стандартної шестивиткової гайки перший зі сторони опорної площини виток сприймає 34% осевого зусилля F , а останній – 7% F .

Це свідчить про те, що *перші витки зі сторони опорного торця гайки перевантажені а останні – майже ненавантажені*. Тому недоцільно збільшувати висоту гайки вище якогось оптимального значення.

Розрахунок витків різьби на міцність. Умовно рахують, що зусилля між витками розподіляється рівномірно (рис. 9.17). Умовність розрахунків компенсується тим, що розрахункові напруження порівнюють з допустимими, встановленими дослідним шляхом.

Умови міцності витків гвинта та гайки за напруженнями зминання та зрізу:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot z \cdot h} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (9.20)$$

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot z \cdot a} \leq [\tau]_{зр} - \text{для гвинта}; \quad (9.21)$$

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot z \cdot b} \leq [\tau]_{зр} - \text{для гайки}. \quad (9.22)$$

Тут z – кількість витків у гайці.

Витки кріпильних різьб розраховуються на міцність за напруженнями зрізу, а ходових – на зносостійкість за напруженнями зминання.

Для трикутної різьби: $a = b \approx 0,8p$; $z = H/p$, де H – висота гайки, p – крок різьби.

Якщо матеріали гвинта і гайки однакові, то на зріз розраховують тільки витки гвинта, оскільки $d_1 < d$.

З умови рівномірності витків гвинта на зріз та стержня гвинта на розтягування визначається стандартна висота гайки H . Так, якщо прийняти за граничні напруження τ_T і σ_T , і враховуючи, що $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$

$$\tau_{zp} = \frac{F}{0,8\pi \cdot d_1 \cdot H} = 0,6\sigma_T = 0,6 \frac{4F}{\pi d_1^2}$$

Звідси отримаємо $H \approx 0,52d_1$.

Стандартну висоту нормальних гайок, які працюють у парі з гвинтами з того ж матеріалу, приймають $H = 0,8d$.

Глибина загвинчування сталевих гвинтів у сталеві деталі $H' = d$, а в силумінові, чавунні – $H'' = 1,5d$.

Висновок: для вказаних довжин згвинчування і висоти гайок міцність різьби переважає міцність стержня гвинта і тому відпадає необхідність в розрахунку на міцність різьби в стандартних кріпильних деталях.

Розрахунок стержня болта на міцність. Розглянемо чотири типових випадки навантаження болтів.

1) З'єднання незатягнутим болтом, навантаженим тільки зовнішньою силою, що розтягує стержень болта (рис. 9.18).

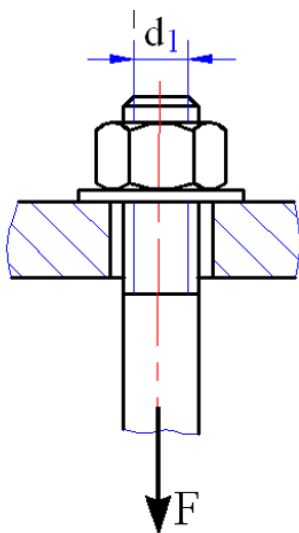


Рисунок 9.18

Небезпечним є переріз по внутрішньому діаметру різьби d_1 .

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p \quad (9.23)$$

Звідси, задавшись матеріалом, можна визначити мінімальний внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \quad (9.24)$$

2) Болт попередньо затягнутий, зовнішнє навантаження відсутнє (рис. 9.19).

Небезпечним перерізом є внутрішній діаметр d_1 .

Напруження розтягу в стержні болта від дії F_a :

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$$

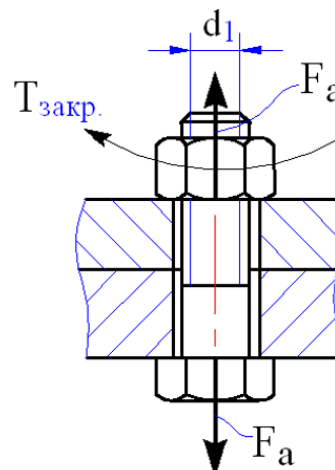


Рисунок 9.19

Щоб навантажити стержень болта розтягуючою силою F_a , потрібно до гайки прикласти момент $T_{закр.}$. При цьому в стержні болта виникає крутний момент, рівний моменту тертя в різьбі T_p . Від дії T_p в матеріалі стержня болта виникають напруження кручення:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}.$$

Оскільки в матеріалі стержня виникає складний напружений стан (σ_p і τ), то міцність болта оцінюємо по еквівалентному напруженню, визначеному по четвертій енергетичній теорії міцності:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_p \quad (9.25)$$

Після підстановки σ_p і τ та відповідних перетворень отримаємо:

$$\sigma_{екв} = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \cdot \beta \leq [\sigma]_p, \quad (9.26)$$

де $\beta = f\left(\frac{d_2}{d_1}, \psi, \varphi\right)$ – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затягуванні, для стандартних метричних різьб $\beta \approx 1,3$.

Висновок: такий болт (розтягнутий і скручений) можна розраховувати тільки на розтяг, але F_a потрібно збільшити в 1,3 рази (на 30%).

Проектний розрахунок для стандартних метричних різьб:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a \cdot 1,3}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

3) Болтове з'єднання, навантажене силами зсуву.

Критерієм роботоздатності такого з'єднання є відсутність відносного зсуву деталей.

а) Перший випадок – болт поставлений із зазором (рис. 9.20).

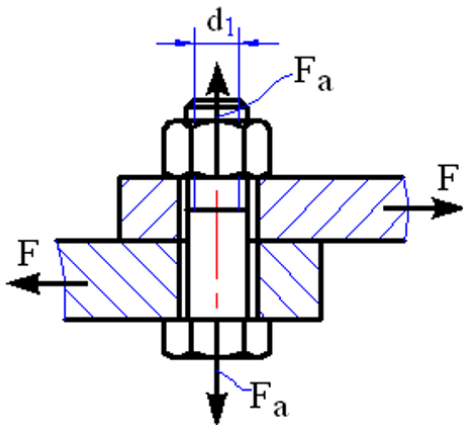


Рисунок 9.20

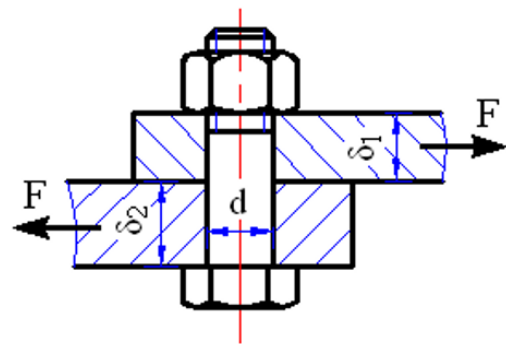


Рисунок 9.21

Умова відсутності зсуву у з'єднанні:

$$F \leq F_a \cdot i \cdot f ,$$

де f – коефіцієнт тертя;

i – кількість площин стику деталей.

Звідси:

$$F_a = \frac{F}{i \cdot f} \cdot k , \quad (9.27)$$

де k – коефіцієнт надійності;

$k = 1,3 \dots 1,5$ – при статичному навантаженні,

$k = 1,8 \dots 2,0$ – при змінному навантаженні.

У проектному розрахунку знаходимо мінімальний внутрішній діаметр різьби болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F \cdot k \cdot \beta}{\pi \cdot [\sigma]_p \cdot i \cdot f}}. \quad (9.28)$$

б) Другий випадок – болт чистий (без зазору) (рис. 9.21).

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт. Тертя між деталями не враховується, а попереднє затягування болта не обов'язкове.

Умова міцності стержня болта на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i} \leq [\tau]_{zp}, \quad (9.29)$$

де i – кількість площин зрізу

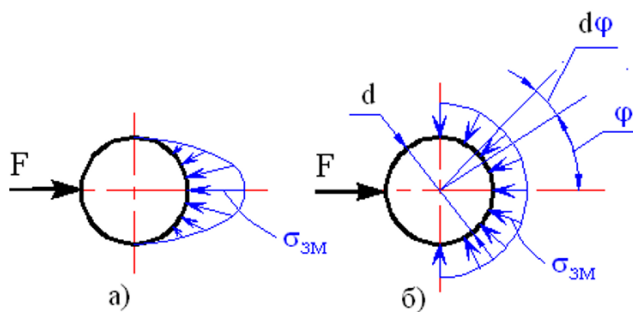


Рисунок 9.22

Якщо товщина з'єднаних деталей невелика (малі δ_1 і δ_2), то може виконуватись перевірка міцності на зминання по циліндричній поверхні контакту деталей і болта.

При цьому епюру дійсного розподілу напружень (рис. 9.22, а) замінюємо умовною з рівномірним розподілом (рис. 9.22, б).

$$F = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \delta_i \cdot 0,5d \cdot \sigma_{zm} \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = \sigma_{zm} \cdot d \cdot \delta_i,$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d \cdot \delta_i} \leq [\sigma]_{зм} \quad (9.30)$$

Перевірку міцності на зминання ведуть для тієї поверхні, для якої товщина δ_i менша, а $[\sigma]_{зм}$ беруть для слабшого (менш міцного) матеріалу.

4) Болт попередньо затягнутий, а зовнішнє навантаження розкриває стик деталей (рис. 9.23).

Умова надійності і роботоздатності такого з'єднання – зусилля затягування болтів повинно забезпечити герметичність або нерозкриття стику під навантаженням.

Поки тиску немає (зовнішнє навантаження $F = 0$) болт розтягується тільки зусиллям F_a від затягування болта. Після прикладання зовнішнього навантаження F болт розтягнеться ще на якусь величину Δ , і на цю ж величину зменшиться деформація стиску деталей. Очевидно, що не вся F буде прикладатися до болта.

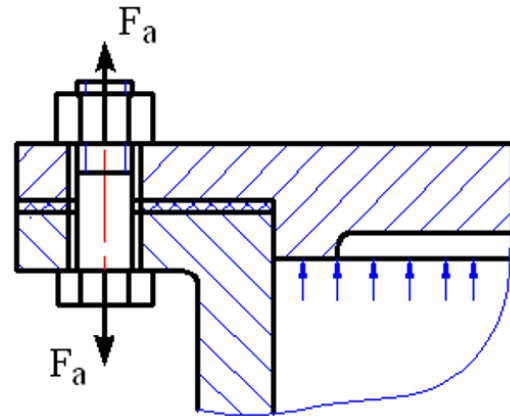


Рисунок 9.23

Нехай: Δ – додаткова деформація болта і стику від F ; χ – доля зовнішнього навантаження F , яке припадає на болт (коефіцієнт зовнішнього навантаження). Тоді:

$(\chi \cdot F)$ – приріст розтягуючого навантаження на болт;

$(1 - \chi) \cdot F$ – зменшення зусилля стискування в стику.

Сумарне осьове зусилля розтягу болта, попередньо затягнутого і навантаженого осьовою силою F :

$$F_p = F_a + \chi \cdot F \quad (9.31)$$

Значення χ знайдемо з умови рівності деформації болта і деталей стику Δ (умова сумісності деформацій)

$$\Delta = \chi \cdot F \cdot \lambda_{\sigma} = (1 - \chi) F \cdot \lambda_{\sigma}, \quad (9.32)$$

де λ_{σ} і λ_{σ} – податливість болта і деталей стику відповідно.

Звідси:

$$\chi = \frac{\lambda_{\sigma}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\sigma}} \quad (9.33)$$

При конструюванні потрібно знати зусилля F_a (умова нерозкриття стику) та F_p (умова міцності).

З умови нерозкриття стику:

$$F_a \geq (1 - \chi) \cdot F; \quad F_a = (1 - \chi) \cdot F \cdot k_3, \quad (9.34)$$

де k_3 – коефіцієнт затягування болта (запасу по нерозкриттю стику); $k_3 = 1, 2 \dots 3, 5$.

Визначимо значення сумарного осьового розрахункового зусилля розтягу болта:

$$F_{p, \text{розр.}} = F \cdot (1 - \chi) \cdot k_3 \cdot \beta + \chi \cdot F, \quad (9.35)$$

де $\beta = 1, 3$ – коефіцієнт, який враховує напруження скручування, які виникають при загвинчуванні гайки.

Умова міцності стержня болта:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{p, \text{розр.}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p \rightarrow d_1. \quad (9.36)$$

Визначення податливостей λ_{σ} і λ_{σ} часто пов'язане із значними труднощами. В той же час досліді показують, що для з'єднань без м'яких прокладок можна приймати $\chi = 0, 2 \dots 0, 3$.

Висновок: із зменшенням λ_d і збільшенням λ_b зменшується χ і, відповідно, приріст навантаження на болт.

Застосування пружних болтів особливо ефективно при змінних напруженнях для захисту болтів від втомного руйнування.

Способи зменшення жорсткості болтів:

- збільшення їх довжини;
- зменшення діаметра гладкої частини;
- висвердлювання осьових отворів у ненарізній частині (при цьому повинна забезпечуватись однакова статична міцність у нарізній і ненарізній частинах болта).

9.2.2. Клемові з'єднання

Застосовують для закріплення на валах та інших циліндричних елементах кривошипів, важелів, шківів, зубчастих коліс та ін., якщо вони вимагають частих перестановок.

В таких з'єднаннях зовнішні навантаження передаються за рахунок сил тертя, які виникають від затягування болтів.

Переваги:

- простота монтажу та демонтажу,
- можливість перестановки і регулювання деталей в осьовому і коловому напрямках (має велике значення при регулюванні тяг в механізмах управління).

Недоліком клемових з'єднань є їх недостатня надійність при передачі великих зусиль, оскільки передача навантажень здійснюється тільки силами тертя.

В залежності від конструктивного виконання розрізняють клемові з'єднання з *роз'ємною* і *нероз'ємною* маточиною.

Розрахунки на міцність. Клема з роз'ємною маточиною.

1) Перший випадок: клема жорстка, зазори в в з'єднанні великі, контакт відбувається по лінії (рис. 9.24).

Умова працездатності з'єднання при передачі обертового моменту T :

$$F_{mp} \cdot d = N \cdot f \cdot d \geq T.$$

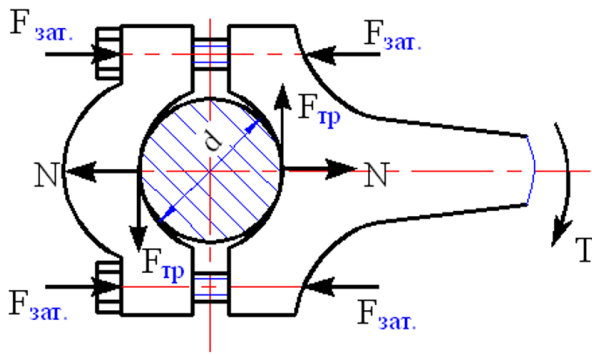


Рисунок 9.24

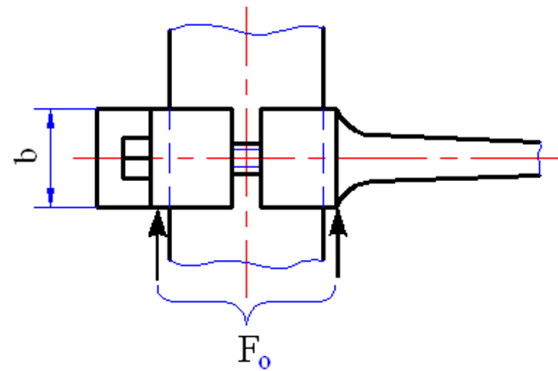


Рисунок 9.25

З умови рівноваги будь-якої частини клеми $N = 2F_{зат}$. Тоді

$$2F_{зат} \cdot f \cdot d \geq T \quad (9.37)$$

Умова працездатності при передачі осьового зусилля F_0 (рис. 9.25):

$$4F_{зат} \cdot f \geq F_0 \quad (9.38)$$

В цих формулах $F_{зат}$ – зусилля від затягування гвинтів; T і F_0 – зовнішні момент і осьова сила; N – нормальна сила в зоні контакту; f – коефіцієнт тертя між матеріалами вала і клеми.

2) Другий випадок: клема достатньо гнучка, зазор в з'єднанні близький до нуля, тиск розподіляється рівномірно по поверхні контакту (рис. 9.26).

Умова працездатності при передачі T :

$$q \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot f \cdot \frac{d}{2} \geq T ;$$

При рівномірному розподілі питомого тиску q по поверхні контакту

$$q = \frac{2F_{зам}}{d \cdot b}. \text{Тоді}$$

$$F_{зам} \cdot \pi \cdot f \cdot d \geq T \quad (9.39)$$

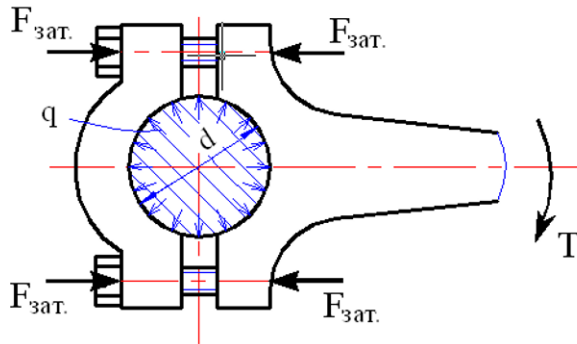


Рисунок 9.26

Умова працездатності при передачі F_0 :

$$q \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot f \geq F_0;$$

$$F_{зам} \cdot 2\pi \cdot f \geq F_0 \quad (9.40)$$

Навантажувальні здатності першого і другого випадків відносяться як $\left(\frac{2}{\pi}\right)$. Другий випадок більш раціональний. На практиці клемові з'єднання виконують під посадку $\frac{H8}{h8}$ (вільне складання без лишніх зазорів). Такі з'єднання можна розглядати як середні між першим і другим випадком. Їх міцність можна розраховувати по усереднених формулах:

$$2,5 F_{зам} \cdot f \cdot d \geq T \quad \text{та} \quad 5F_{зам} \cdot f \geq F_0 \quad (9.41)$$

Тут 2,5 і 5 – коефіцієнти, які дорівнюють середньому значенню коефіцієнтів у формулах (9.37 ÷ 9.40).

Кінцеві формули для визначення необхідного зусилля затягування гвинтів:

$$F_{зам} = \frac{K \cdot T}{2,5 \cdot f \cdot d \cdot z} \quad \text{та} \quad F_{зам} = \frac{K \cdot F_0}{5 \cdot f \cdot z} \quad (9.42)$$

Тут z – число гвинтів з однієї сторони вала; $K = 1,3 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу.

Якщо в з'єднанні одночасно діє T і F_0 , то на поверхні контакту будемо мати рівнодіючу осьової F_0 і колової $F_t = \frac{2T}{d}$ сил. Тоді

$$F_{\text{зам}} = \frac{K \sqrt{F_0^2 + F_t^2}}{5 \cdot f \cdot z} \quad (9.43)$$

Враховуючи скручування стержня болта при затягуванні, запишемо вираз для розрахункового зусилля розтягування для болта, а по ньому визначаємо необхідні мінімальні діаметри валів або гвинтів з умови міцності на розтяг:

$$F_{p.\text{розр}} = F_{\text{зам}} \cdot \beta = 1,3 F_{\text{зам}} ;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot F_{\text{зам}}}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (9.44)$$

Клема з нероз'ємною маточиною.

Простіша по конструкції, але не на всі вали її можна змонтувати (рис. 9.27). Якщо в роз'ємній маточині уявити, що один болт приварений до клеми, то отримаємо клеми з нероз'ємною маточиною. **Тому її можна розраховувати по наведених вище формулах.**

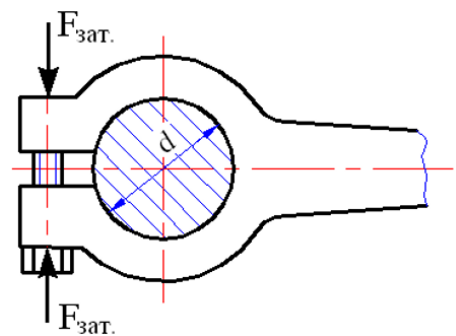


Рисунок 9.27

9.2.3. Шпонкові з'єднання

Служать для з'єднання валів із змонтованими на них деталями. Основне призначення – передавати крутний момент. Знайшли широке застосування завдяки таким **перевагам**:

- простота і надійність конструкції;

- порівняно невелика вартість;
- зручність складання.

Недоліки:

- послаблення вала та маточини шпонковими пазами;
- неточна кутова фіксація.

Стандартом передбачено шпонки трьох груп, які відрізняються конструкцією і характером роботи:

1. Клинові.
2. Призматичні.
3. Сегментні.

Клинові відносяться до напружених з'єднань. Передача моменту в них здійснюється за рахунок сил тертя. В точних механізмах застосування не знайшли, тому що шпонка, яка забивається, порушує співвісність з'єднання деталей.

Призматичні шпонки. Встановлюються на валах з $d \geq 6$ мм. Відносяться до ненапружених з'єднань.

Утворюють як **нерухомі** (без осьового зміщення, рис. 9.28, а) так і **рухомі** з'єднання. В рухомих з'єднаннях шпонки називаються **напрямними**.

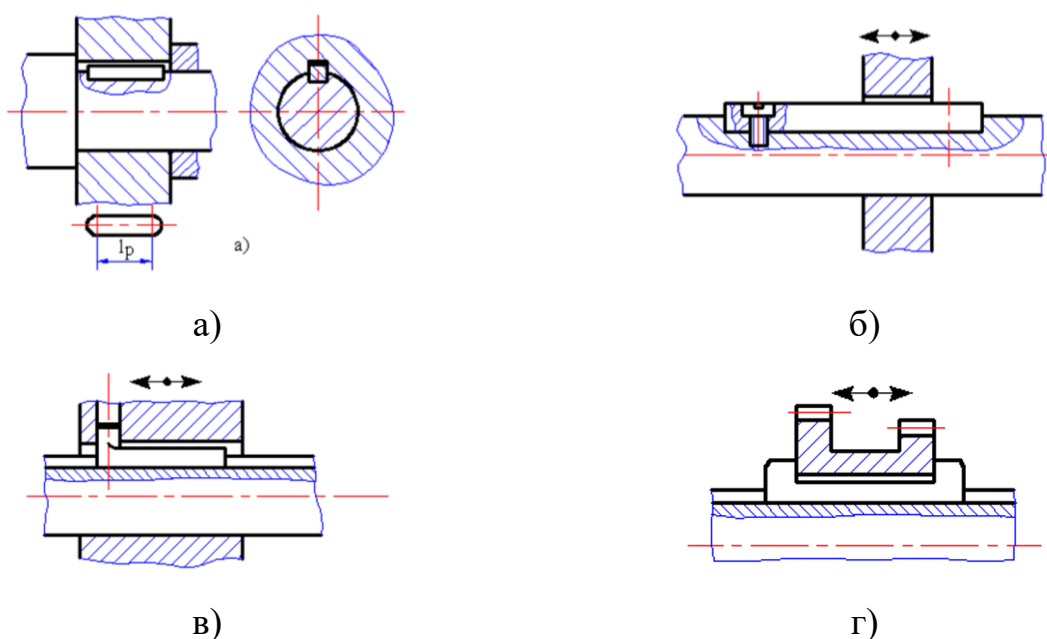


Рисунок 9.28

Напрямні шпонки не стандартизовані.

В рухомих з'єднаннях шпонки закріплюються на валу гвинтами (рис. 9.28, б), або на маточині (рис. 9.28, в, г).

В нерухомих з'єднаннях між валом і маточиною застосовуються перехідні посадки $\frac{H7}{k6}$; $\frac{H7}{js6}$, або посадки з невеликим натягом $\frac{H7}{p6}$.

В рухомих з'єднаннях застосовуються посадки з гарантованим зазором $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{f7}$.

Посадки по бокових (робочих) гранях шпонок показані на рис. 9.29.



Рисунок 9.29

Боковий зазор в нормальному з'єднанні при діаметрі вала, наприклад,

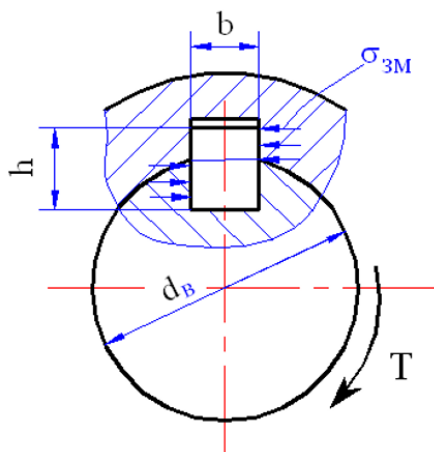


Рисунок 9.30

$\varnothing 8$ мм може досягати 20 мкм. Кутова похибка при цьому складає $\frac{0,02}{4} = 0,005 \text{ рад} \approx 17'$. Тому в точних механізмах (наприклад зубчастих) шпонки бажано замінити штифтами.
Розрахунок на міцність. Шпонки працюють на зріз і зминання бокових граней (рис. 9.30).

Стандартом для кожного діаметра вала d_e передбачено відповідний переріз шпонки $b \times h$. Розрахунок з'єднання полягає у визначенні розрахункової довжини шпонки l_p з умови міцності на зминання бокових граней. При цьому **розміри $b \times h$ стандартних шпонок підібрані так, що умова міцності на зріз виконується автоматично. Тому обмежуються тільки розрахунком на зминання.**

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_e \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (9.45)$$

де l_p – розрахункова довжина шпонки, для шпонок із заокругленими кінцями округлення не враховують $l_p = l - b$ (рис.9.28, а);

$[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання для найбільш слабкого матеріалу з'єднання.

При цьому приймаються наступні спрощення:

- шпонка врізана у вал на половину висоти h ;
- напруження $\sigma_{зм}$ розподіляються рівномірно по висоті і довжині;
- плече рівнодіючої цих $\sigma_{зм}$ дорівнює $d_e/2$;
- сили тертя від можливого натягу в з'єднанні вал-маточина не враховуються і йдуть в запас.

Сегментні шпонки. Встановлюються на валах з $d \geq 3$ мм. Відносяться до ненапружених з'єднань.

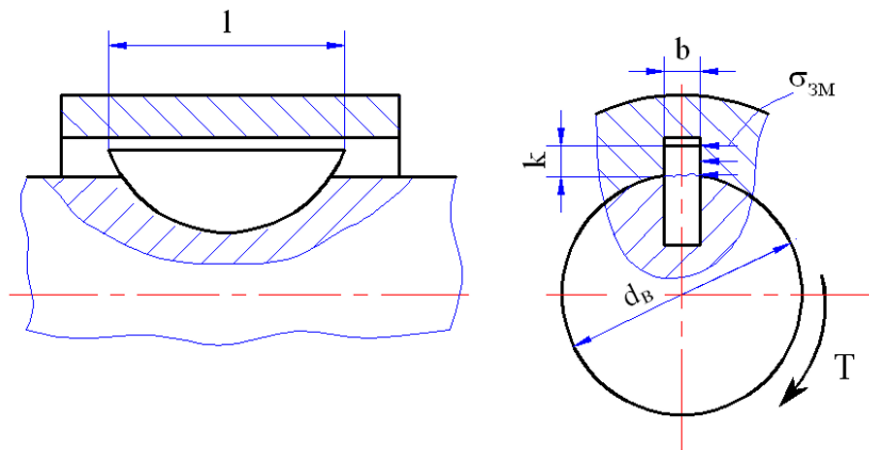


Рисунок 9.31

Сегментні шпонки більш глибоко сидять у валу (рис. 9.31), тому більш стійкі (не вивертаються). Але при цьому більше послаблюється вал. Тому їх встановлюють на кінцях валів. Вважаються більш технологічними. Можна ставити підряд дві.

По аналогії з призматичними розрахунок ведуть на зминання бокової поверхні:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_e \cdot (k \cdot l)} \leq [\sigma]_{зм} \quad (9.46)$$

Циліндричні шпонки. Ці шпонки не стандартизовані, а з'єднання відносяться до ненапружені. Циліндричні шпонки закріплюють деталі на кінцях валів (рис. 9. 32).

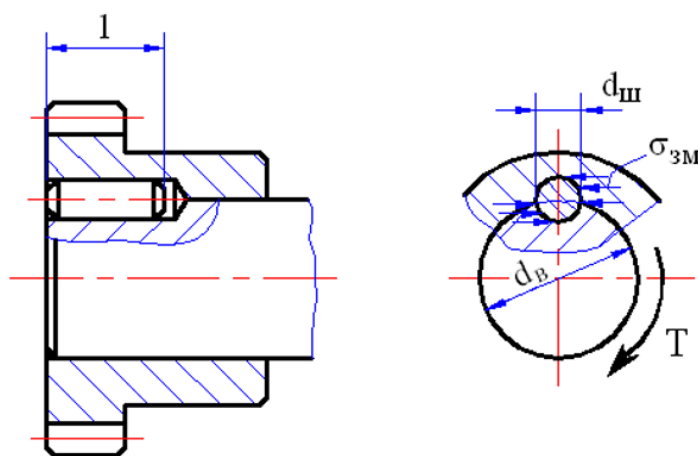


Рисунок 9.32

Отвори під циліндричні шпонки свердлять в зборі та розвертають. Шпонки запресовують з натягом. При передачі великих крутних моментів можна застосовувати декілька шпонок. Якщо в з'єднанні присутні ще й осьові зусилля, то нарізають різьбу і вкручують гвинт.

Розрахунки на міцність по аналогії з призматичними шпонками ведуть за напруженнями зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_e \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\sigma]_{зм} \quad (9.47)$$

Матеріали та допустимі напруження. Стандартні шпонки виготовляють із сталей Ст5, Ст6, 40, 45, 30ХН з границею міцності не нижче 500 МПа.

Допустимі напруження на зминання приймають:

- $[\sigma]_{зм} = 150 \text{ МПа}$ – для нерухомих з'єднань при постійному навантаженні.
- $[\sigma]_{зм} = 30 \dots 50 \text{ МПа}$ – для рухомих з'єднань при постійному навантаженні (менші значення для запобігання задирів та зношування).

При слабких поштовхах допустимі напруження зменшуються на 30%, при ударах – на 60%.

9.2.4. Штифтові з'єднання

Штифтові з'єднання призначені як для з'єднання, так і для точного взаємного розміщення деталей (рис. 9.33). Іноді служать для направлення однієї деталі по іншій.

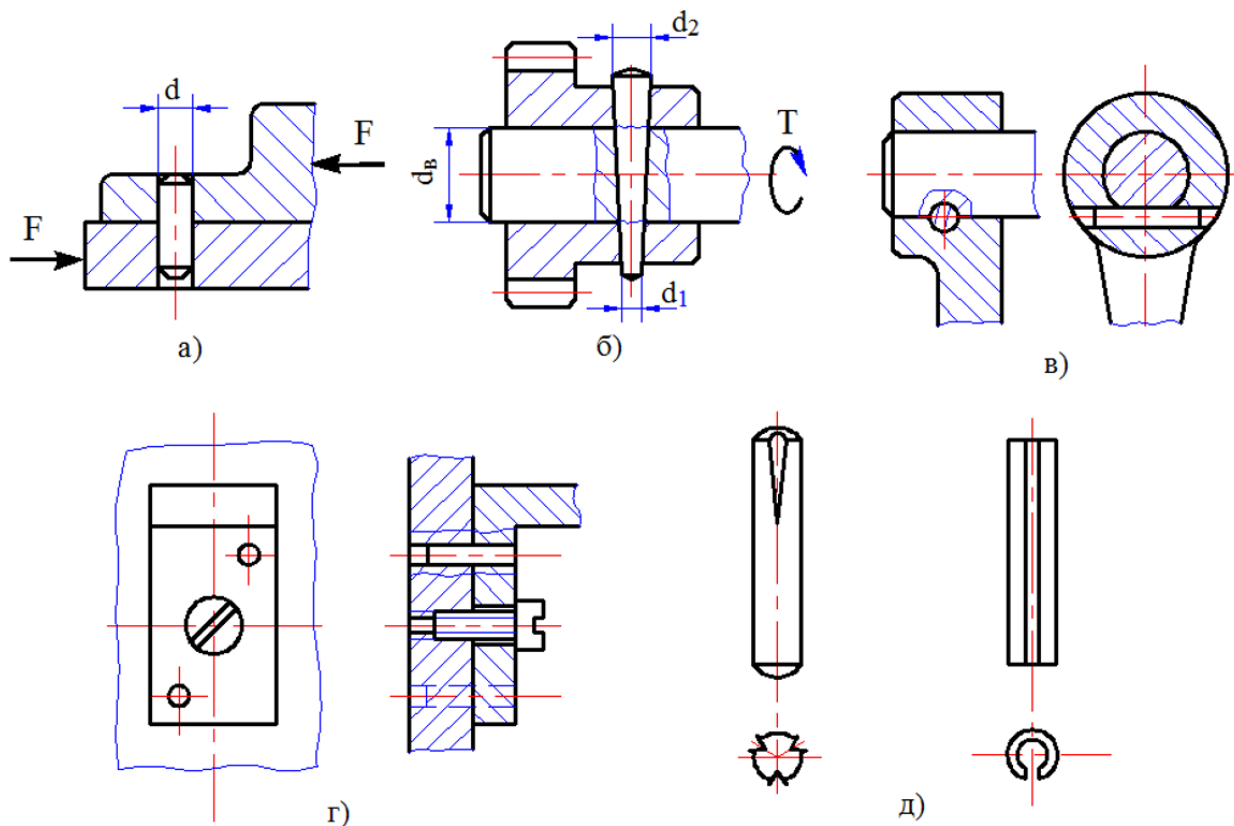


Рисунок 9.33

Отвори під штифти свердляться і розвертаються в зборі, що забезпечує високу взаємну точність при складанні. Штифти запресовуються і утримуються від випадання силами тертя. Для більшої надійності, особливо при вібраціях, щоб запобігти випаданню додатково застосовують пружні кільця, керніння та інші способи.

Конічні штифти з конусністю 1:50 (рис. 9.33, б) забезпечують кращу точність і міцність, добре утримуються від випадання, але їх виготовлення складніше і дорожче.

Штифти з насічкою і пружні (рис. 9.33, д) не вимагають такої високої точності отворів.

Штифти розраховують на зріз і, інколи, на зминання, якщо, наприклад, втулка тонкостінна.

Умова міцності для з'єднання, навантаженого поперечною силою (рис. 9.33, а):

$$\tau_{zp} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau]_{zp}, \quad (9.48)$$

де z – число штифтів.

Умова міцності для конічних штифтів, що передають обертовий момент T (рис. 9.33, б):

$$\tau_{zp} = \frac{4T}{d_e \cdot \pi \cdot d_{cp}^2} \leq [\tau]_{zp}, \quad (9.49)$$

де $d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}$ – середній діаметр штифта, можна приймати менший діаметр d_1 .

Матеріал штифтів – сталі 45, 50, У8А, У10А.

Допустимі напруження на зріз для штифтів – $[\sigma]_{zp} = 50 \dots 80$ МПа.

9.2.5. Шліцеві та профільні з'єднання

Шліцеві з'єднання можна представити як багатошпонкові, в яких шпонки виконані заодно із валом. Використовуються, в основному, в масовому виробництві.

По формі шліців розрізняють: **прямобічні** (рис. 9.34, а), **евольвентні** (рис. 9.34, б) та нестандартні **трикутні** (рис. 9.34, в).

В приладобудуванні найчастіше застосовують прямобічні із кількістю шліців $z = 6, 8, 10, 12$ та трикутні.

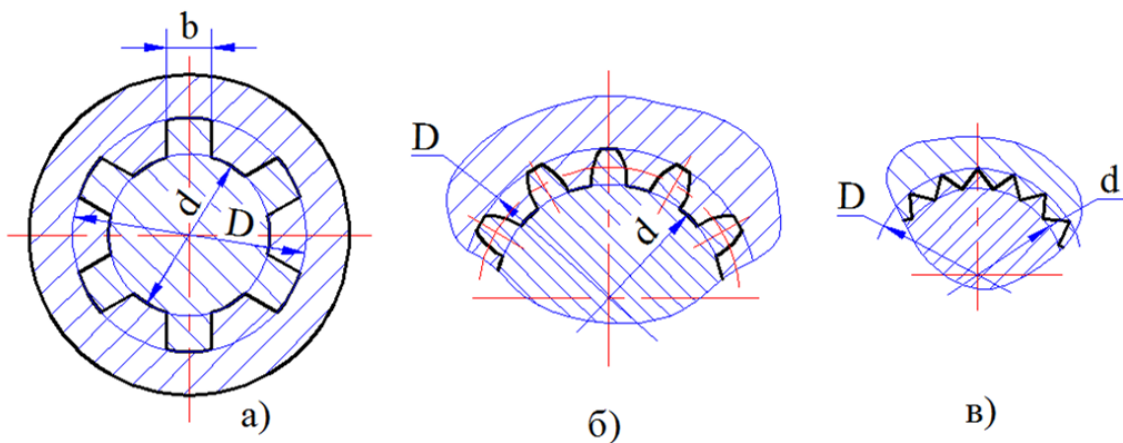


Рисунок 9.34

Шліцеві з'єднання передають значно більші навантаження, ніж шпонкові, забезпечують краще центрування і наведення в рухомих з'єднаннях.

В прямобічних шліцевих з'єднаннях центрування може здійснюватись по внутрішньому діаметрі d (рухомі з'єднання при довгих і твердих валах), по зовнішньому D (нерухомі) і по ширині шліців b (при великих навантаженнях, але при цьому втрачається точність).

Позначення прямокутних шліців: $z \times d \times D \text{ H}8/h7 \times b \text{ F}10/h9$ (після центруючого діаметру і b вказують посадки).

Основними критеріями працездатності шліцевих з'єднань є зминання і зношення робочих поверхонь. Спрощений розрахунок усіх шліцевих з'єднань можна виконувати по формулі:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{cp} \cdot h \cdot l \cdot z \cdot \varphi} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (9.50)$$

де T – крутний момент;

d_{cp} – середній діаметр з'єднання, $d_{cp} = \frac{D+d}{2}$;

$h = \frac{D-d}{2}$ – висота шліца;

l – довжина шліца;

$\varphi = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами.

$[\sigma]_{зм} = 35 \dots 120$ МПа – для нерухомих з'єднань (більші в літакобудуванні).

$[\sigma]_{зм} = 15 \dots 40$ МПа – для рухомих.

Профільні з'єднання. Робочі поверхні цих з'єднань мають некруглу форму в поперечному перерізі (овальна, трикутна, квадратна та інші). Завдяки цьому $T_{кр}$ передається без додаткових деталей. Мають меншу концентрацію напружень. Недолік – складність виготовлення. Приклади застосування – корабельні гвинти, гнучкі троси спідометрів, маховики, важелі та ін.

Розраховують профільні з'єднання за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ на робочих поверхнях, навантажених крутним моментом T (рис. 9.35).

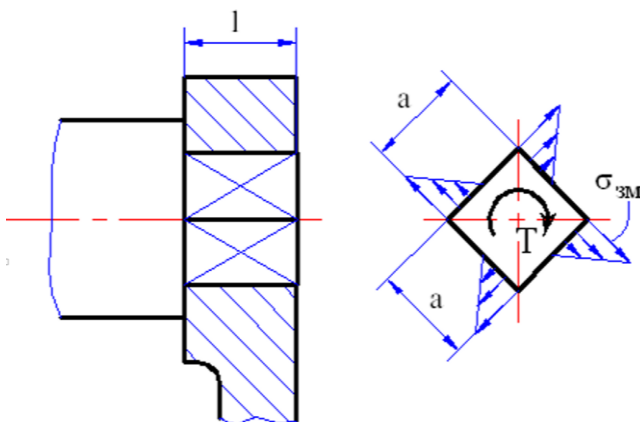


Рисунок 9.35

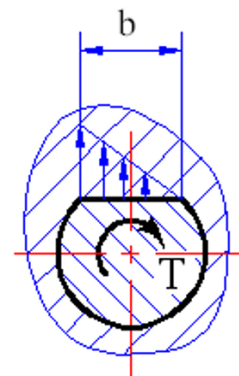


Рисунок 9.36

Допускають, що зазор у з'єднанні відсутній.

$$T = 4 \cdot \frac{\sigma_{зм} \cdot a \cdot l}{2 \cdot 2} \cdot \frac{a}{3}; \sigma_{зм} = \frac{3T}{a^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (9.51)$$

Для з'єднання з однією лискою (рис. 9.36):

$$\sigma_{зм} = \frac{12T}{b^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (9.52)$$

Для сталевих термооброблених поверхонь $[\sigma]_{зм} = 90 \dots 120$ МПа.

10. ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ (ПРУЖИНИ)

10.1. Загальні відомості

П р у ж и н а м и називаються гнучкі деталі, пружні деформації яких корисно використовують при роботі різних механізмів. Потрібно відмітити, що деформації їх є пружними і після зняття зовнішнього навантаження вони повністю відновлюють свої розміри.

Класифікація.

По конфігурації, конструкції і розрахункових схемах пружини поділяються на два класи:

- *стержневі*;
- *оболонкові* (мембрани (рис. 10.1, а), сильфони (рис. 10.1, б), трубчасті пружини або трубки Бурдона (рис. 10.1, в)).

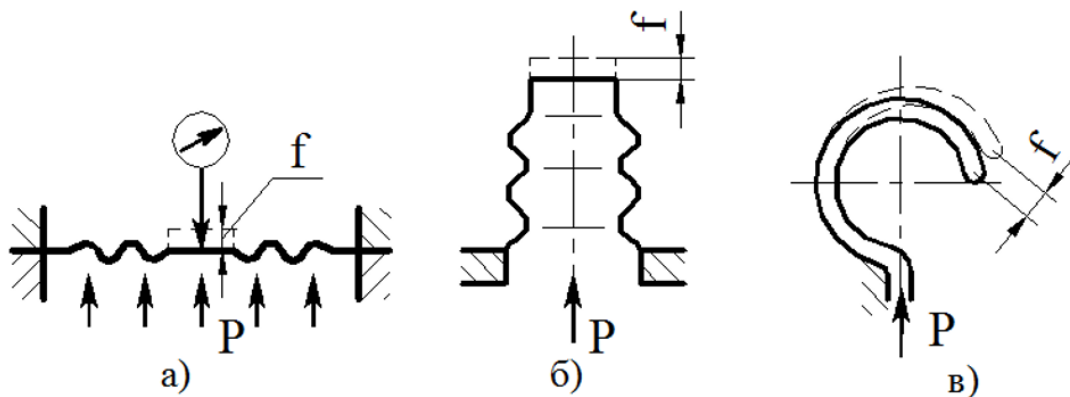


Рисунок 10.1

Простіші і точніші методи розрахунку стержневих пружин, хоча для оболонкових також існують методи, які дають достатню для інженерної практики точність. Нижче розглядаються тільки стержневі пружини. Розрахунки оболонкових детально представлені в курсі «Проектування вимірювальних перетворювачів».

Стержневі пружини поділяються на:

- *Циліндричні пружини розтягу-стиску* (рис. 10.2, а, б, в). Вони найбільш поширені. Такі пружини навивають із дроту круглого або квадратного перерізу на

циліндричні оправки. Іноді їх виготовляють конічними, коли потрібно отримати змінну жорсткість, або малу робочу висоту пружини.

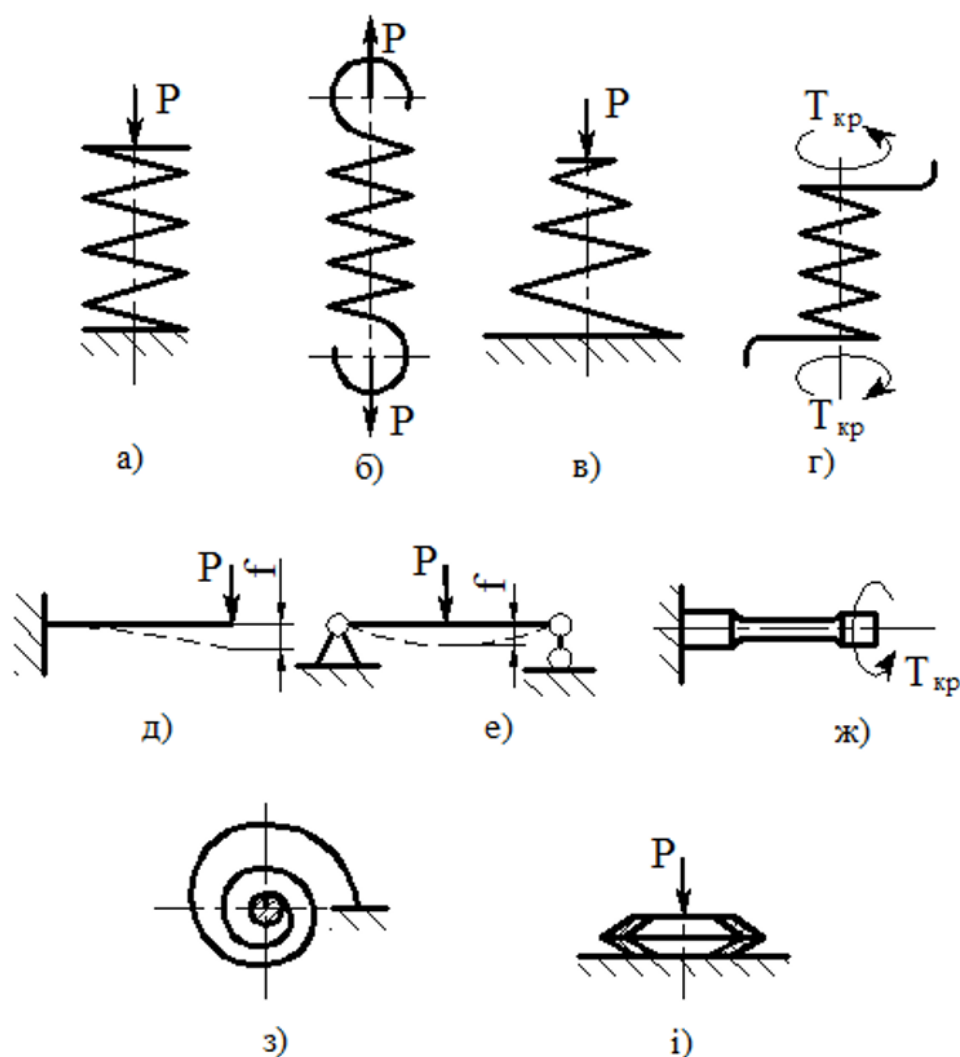


Рисунок 10.2

- **Циліндричні пружини що працюють на кручення** (рис. 10.2, г).
- **Плоскі (прямі) пружини.** Найчастіше вони мають форму балки прямокутного перерізу, зацімленої з однієї сторони (рис.10.2, д). Застосовуються в приладах як контактні пружини реле та перемикачів.
- Якщо плоский пружний елемент шарнірно закріплений з двох сторін, то маємо **ресору** (рис. 10.2, е).
- Якщо пряма пружина працює на кручення – маємо **торсіон** (рис. 10.2, ж).
- **Спиральні пружини.** Застосовуються в годинникових механізмах, самописцях, вимірювальних та інших приладах. Виготовляються шляхом

навивання тонкої металевої стрічки на циліндричну оправку. Після витримки до 10 діб або гартування вона отримує форму спіралі Архімеда (рис. 10.2, з). Якщо зовнішній кінець стрічки закріпити на корпусі, а внутрішній – на валику і його закручувати, то в матеріалі стрічки виникнуть згинальні напруження, які створюють момент опору, пропорційний куту закручування.

- **Тарілчасті пружини** створюють великі осьові зусилля при невеликих розмірах і масі. Вони більш характерні для загального машинобудування (рис. 10.2, і).

За призначенням всі пружини можна поділити на 3 групи:

- **Силові** (акумулятори енергії, двигуни). В них енергія, накопичена під час попередньої деформації, використовується для приведення в рух рухомих механізмів.

- **Вимірювальні** (пружні чутливі елементи). Використовуються у вимірювальних приладах. По величині деформації (f або φ) судять про величину прикладених до пружини сил чи моментів.

- **Елементи для пружних зв'язків**. Служать для віброізоляції, амортизації ударів, заміни жорсткого зв'язку пружним (прокладки, амортизаційні елементи пружних муфт та ін.).

Основні параметри пружних елементів.

Основним параметром є **характеристика пружного елемента** – це залежність між деформацією пружини (f або φ) і навантаженням F , що призводить до цієї деформації (рис. 10.3). Характеристики можуть бути лінійні (1), нелінійні (2) та комбіновані (3).

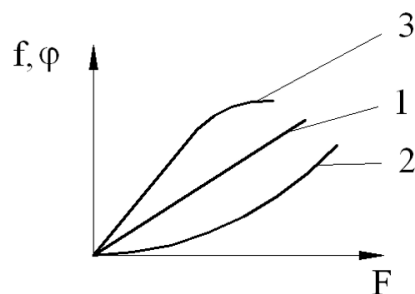


Рисунок 10.3

Дуже важливим параметром пружини є її **жорсткість** – це відношення приросту навантаження до приросту деформації пружного елемента, викликаного цим навантаженням: $C = \frac{dF}{df}$.

Для вимірювальних пружин зручніше користуватися **чутливістю** (**податливістю**) – це величина обернена жорсткості: $S = \frac{1}{C} = \frac{df}{dF}$.

В приладах часто декілька пружин працюють сумісно. Сумарна їх характеристика залежить від схеми з'єднання.

При паралельному з'єднанні всі пружини отримують однакову деформацію (рис. 10.4).

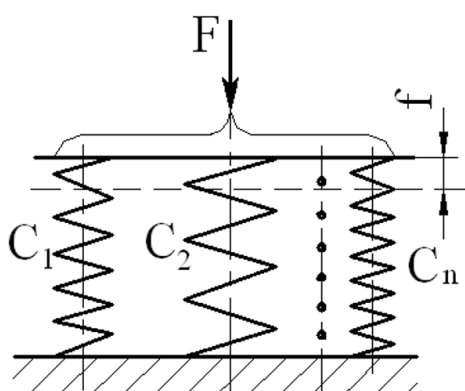


Рисунок 10.4

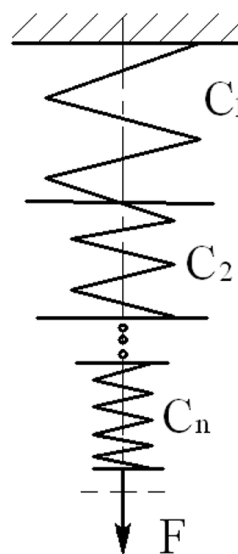


Рисунок 10.5

Тоді сумарна жорсткість і податливість блока пружин будуть рівні відповідно

$$C_{\Sigma} = \frac{F_1 + F_2 + \dots + F_n}{f} = C_1 + C_2 + \dots + C_n; \quad (10.1)$$

$$\frac{1}{S_{\Sigma}} = \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} + \dots + \frac{1}{S_n}, \quad \text{або} \quad S_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} + \dots + \frac{1}{S_n}}; \quad (10.2)$$

При послідовному з'єднанні зусилля навантаження для всіх пружин однакові (рис.10.5).

$$S_{\Sigma} = \frac{f_1 + f_2 + \dots + f_n}{F} = S_1 + S_2 + \dots + S_n; \quad (10.3)$$

$$C_{\Sigma} = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n} \right)}. \quad (10.4)$$

Очевидно, що при *паралельному з'єднанні сумарна жорсткість блока збільшується, а чутливість зменшується.*

При *послідовному з'єднанні сумарна жорсткість зменшується, а чутливість збільшується.*

Матеріали. Матеріали пружин повинні мати хороші пружні властивості, міцність та стійкість проти втомного руйнування. Крім цього, до приладних пружин часто висуваються спеціальні вимоги – термостійкість, корозійна стійкість, малий електричний опір та ін.

Для пружин з діаметром до 8 мм, які навиваються в холодному стані без наступної термообробки (іноді тільки низькотемпературний відпуск), використовують високовуглецевий пружинний дріт із сталей 65, 70, 75, 65Г, У8А, У12А, який піддається спеціальній термообробці в розплавленому свинці (патентування) з подальшим наклепом і волочінням. Для відповідальних пружин використовують спеціальні леговані сталі, які потім гартують (наприклад, пружини для клапанів двигунів внутрішнього згоряння виготовляють із сталі 50ХФА, що надійно працюють при температурах до 400°С).

Якщо пружина повинна працювати в магнітному полі, бути електропровідною і корозійностійкою – застосовують бронзи, для особливо відповідальних – берилієву бронзу БрБ2 із спеціальною термообробкою.

10.2. Розрахунок гвинтових пружин розтягу-стиску

Циліндричні пружини розтягу-стиску розраховують з умови міцності витка на скручування. При розрахунку заданими є зовнішнє навантаження і

деформація, а визначаються діаметр пружини D та діаметр дроту d і кількість робочих витків n (рис. 10.6).

Якщо умовно відкинути верхню частину пружини і розглянути рівновагу нижньої, то в осьовому перерізі витка будуть діяти поперечна перерізуюча сила F і крутний момент $T_{кр} = F \frac{D}{2}$. Тоді, нехтуючи кривиною витка та кутом підйому (для більшості пружин він не перевищує 10°), найбільші дотичні напруження у матеріалі витка будуть рівні:

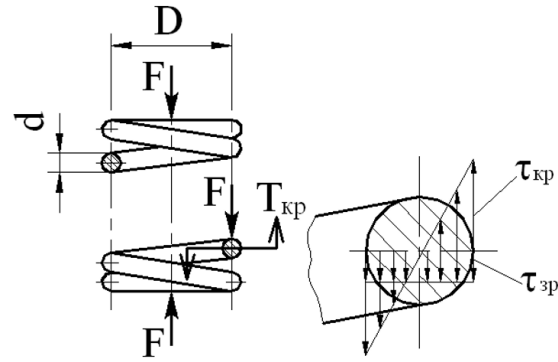


Рисунок 10.6

$$\tau_{\max} = \tau_{кр. \max} + \tau_{зр} = \frac{T}{W_p} + \frac{F}{A} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (10.5)$$

На практиці умову міцності витків записують у вигляді:

$$\tau_{\max} = \frac{8FD}{\pi d^3} \cdot K \leq [\tau], \quad (10.6)$$

де K – коефіцієнт, що враховує кривину витків і поперечну силу F .

$$K = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (10.7)$$

Тут $C = \frac{D}{d}$ – індекс пружини, яким потрібно задатися, в приладобудуванні найчастіше $C = 5 \dots 12$.

З умови міцності за дотичними напруженнями визначається необхідний діаметр дроту d :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8FCK}{\pi[\tau]}} \quad (10.8)$$

Знайдений діаметр округляють до ближчого по сортаменту діаметрів пружинного дроту.

Осьову деформацію (прогин) пружини λ можна знайти з рівності елементарної роботи осьової сили F та енергії, накопиченої пружиною від $T_{кр}$ (враховуємо тільки деформацію кручення, іншими нехтуємо).

$$F \cdot d\lambda = T_{кр} \cdot d\varphi, \quad (10.9)$$

де $d\lambda$ – елементарне переміщення по осі пружини;

$d\varphi$ – елементарний кут закручення відрізка пружини довжиною dl , $d\varphi = \frac{T_{кр} \cdot dl}{G \cdot I_p}$.

Тоді $F \cdot d\lambda = \frac{T_{кр}^2 \cdot dl}{G \cdot I_p}$. Інтегруючи по всій довжині пружини, отримаємо

$\lambda = \frac{T_{кр}^2 \cdot l}{G \cdot I_p \cdot F}$. Враховуючи, що $T_{кр} = \frac{F \cdot D}{2}$; $l = \pi \cdot D \cdot n$ (n – кількість робочих

витків) та $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ (полярний момент інерції), отримаємо формулу:

$$\lambda = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot F \cdot C^3 \cdot n}{G \cdot d} \quad (10.10)$$

Звідси кількість робочих витків пружини

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot \lambda}{8 \cdot F \cdot D^3} = \frac{G \cdot d \cdot \lambda}{8 \cdot F \cdot C^3} \quad (10.11)$$

10.3. Розрахунок гвинтових циліндричних пружин кручення

Зовнішній момент M , вектор якого направлений вздовж осі пружини, можна розкласти на два (рис. 10.7):

$$M_{зг} = M \cdot \cos \alpha ;$$

$$T_{зкр} = M \cdot \sin \alpha .$$

При $\alpha \leq 10^\circ$ $\sin \alpha \approx 0$. Тоді $T_{зкр} \approx 0$.

В матеріалі таких пружин, в основному, виникають напруження згину від

згинального моменту $M_{зг} = M = Fa$. Скручуванням витків від $T_{зкр}$ при $\alpha < 10^\circ$ нехтуємо. Тоді умова міцності витків на згинання

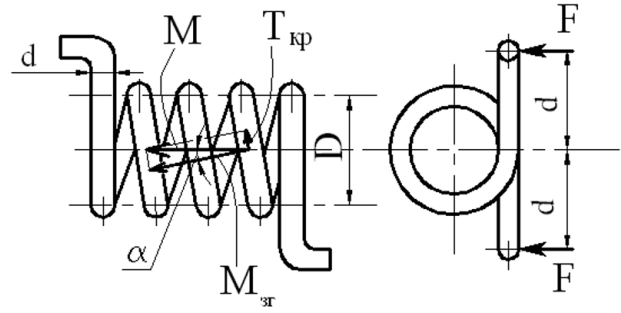


Рисунок 10.7

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W_0} \cdot K' = \frac{32 \cdot M \cdot K'}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma] \quad (10.12)$$

Тут K' – коефіцієнт кривини витків.

$$K' = \frac{C - 0,25}{C - 1}, \quad C = \frac{D}{d} \quad (10.13)$$

З умови міцності на згинання знаходять діаметр дроту пружини

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M \cdot K'}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (10.14)$$

Крок витків приймають $h = d + (0,2 \dots 0,5)$ мм.

Кут закручування пружини під дією зовнішнього моменту M

$$\varphi = \frac{M(\pi \cdot D \cdot n)}{E \cdot I}, \quad (10.15)$$

де n – кількість робочих витків;

E – модуль пружності 1-го роду;

I – осьовий момент інерції перерізу витка пружини, $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$.

10.4. Прямі пружини

Застосовують, коли необхідно отримати невеликі переміщення. Як правило, виконують консольно закріпленими з прямокутним профілем (рис. 10.8). Використовуються в якості чутливих елементів динамометрів, перемикачів, електроконтактних пристроїв та ін.

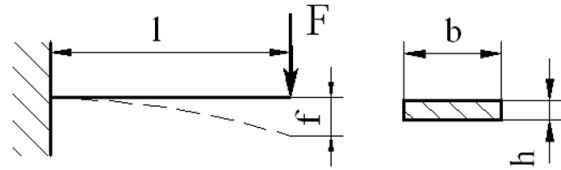


Рисунок 10.8

Матеріал плоских пружин працює на згинання. Умова міцності при згинанні

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq [\sigma] \quad (10.16)$$

Звідси, вибравши (задавшись) стандартною товщиною h металевої стрічки, можна визначити її необхідну ширину b .

Максимальний прогин пружини під дією сили F :

$$f_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (10.17)$$

де $I = \frac{bh^3}{12}$ – осьовий момент інерції прямокутного поперечного перерізу пружини.

10.5. Спиральні пружини

Застосовують в годинникових механізмах, самописцях, вимірювальних та інших пристроях.

По призначенню бувають:

- **заводні** (використовують в якості пружинних двигунів – при закручуванні вони акумулюють енергію, а при розкручуванні – приводять в рух механізм).

- **моментні** (застосовують для створення протидіючого моменту у вимірювальних приладах).

Широко застосовуються в приладобудуванні завдяки наступним **перевагам**:

- мала маса, розміри;
- простота конструкції;
- здатні працювати в складних умовах (вібрації, радіація і ін.);
- автономні, можна застосовувати в переносних приладах.

ККД спіральних пружин досягає 0,65...0,75.

Виготовляють пружини з тонкої металевої стрічки. Стрічка щільно намотується на оправку і витримується 2–10 днів в такому стані (заневолення). Після цього в матеріалі стрічки виникають залишкові деформації і вона приймає форму спіралі Архімеда. Інколи спіральні пружини гартують.

Внутрішній кінець стрічки закріплюють на валику, зовнішній – на корпусі (рис. 10.9). Часто корпус – це барабан. Заведення пружини здійснюється обертанням валика, а від зворотного обертання він стопориться храповим механізмом.

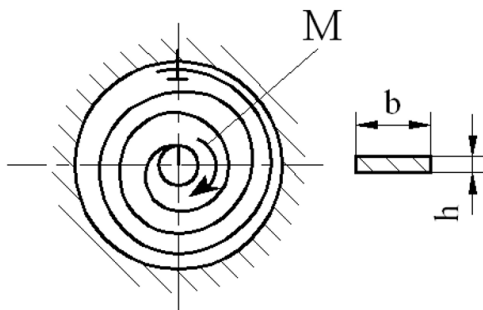


Рисунок 10.9

Якщо до валика прикласти крутний момент, то в матеріалі стрічки пружини виникають напруження згину. Умова міцності:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_0} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{b \cdot h^2} \leq [\sigma] \quad (10.18)$$

Звідси, задавшись стандартним значенням товщини стрічки h , можна знайти її ширину b

$$b \geq \frac{6 \cdot M_{\max}}{[\sigma] \cdot h^2} \quad (10.19)$$

Рекомендується $20 \geq \frac{b}{h} \geq 3$.

Кут повороту валика під дією крутного моменту:

$$\varphi = \frac{M \cdot L}{E \cdot I}, \quad (10.20)$$

де L – довжина стрічки;

I – момент інерції поперечного перерізу, $I = \frac{bh^3}{12}$.

11. МУФТИ

11.1. Загальні відомості та класифікація муфт

Муфти – це пристрої, призначені для з'єднання валів між собою, або з деталями, що на них вільно розміщені, і передачі крутного моменту.

З допомогою муфт можна спростити складання механізму, виготовивши його з окремих елементів і з'єднавши їх муфтами. Призначення муфт часто значно ширше, ніж просто з'єднання валів. З їх допомогою можна вмикати і вимикати механізми, захищати їх від перевантажень, перемикаючи швидкості, передавати рух в якомусь одному напрямку та ін.

Основні задачі, що виникають при з'єднанні вузлів механізмів муфтами –забезпечити силовий чи кінематичний (мінімум похибок) або той і той зв'язок між цими вузлами. Звідси і типи розрахунків: розрахунки на міцність у першому випадку, або на точність кута повороту у другому.

Конструкції і параметри найбільш поширених муфт стандартизовані. Такі стандартні муфти не розраховують, а підбирають за крутним моментом, на передачу якого вони розраховані.

На рис. 11.1 приведена класифікація муфт за конструктивними признаками.

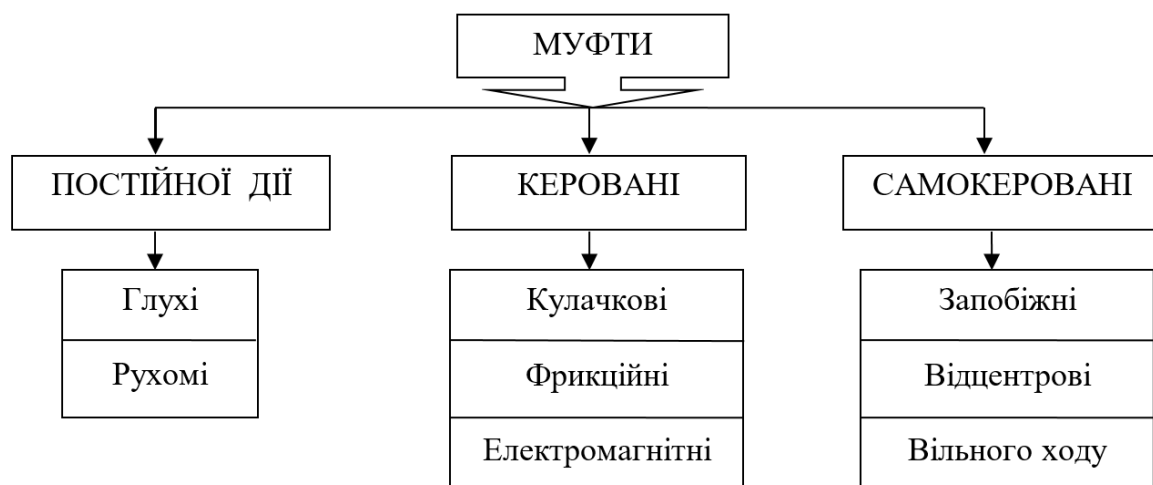


Рисунок 11.1

11.2. Муфти постійної дії

Їх ще називають *некерованими*, або *нерозчіпними*. Ведуча і ведена півмуфти в них з'єднані постійно. Найпростіші по конструкції і найпоширеніші в приладобудуванні.

11.2.1. Глухі муфти

Служать для жорсткого з'єднання співвісних валів, вимагають високої точності стосовно співвісності валів (у випадку неспіввісності вали отримують згинальні деформації, а опори – додаткові навантаження). Розрізняють *втулкові* та *фланцеві* муфти.

Втулкові муфти. Це типові представники глухих муфт. Найпростіші по конструкції і часто застосовуються в приладобудуванні. Складаються із суцільної циліндричної втулки, насадженої на кінці валів і з'єднаної з ними за допомогою *циліндричних* або *конічних штифтів* (рис.11.2), *призматичних* та *сегментних шпонок*, або, що рідше, *шліців*. У з'єднанні вал-втулка

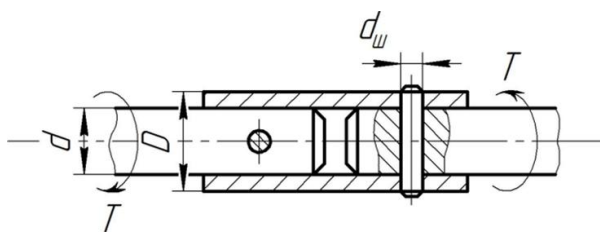


Рисунок 11.2

застосовують посадки H/h , виконані по 7...9-ому квалітету. Натяг не використовується через складнощі з монтажем-демонтажем. Отвори під штифти свердлять під кутом 90° один відносно іншого. Допускають відхилення від співвісності валів до 0,02...0,05 мм.

При великих кутових швидкостях і вібраціях штифти фіксують від випадання пружними кільцями.

Штифтові з'єднання рахуються менш технологічними при складанні, порівняно із шпонковими (потрібно в зборі свердлити і розвертати отвори під штифти).

Втулкові муфти передають згинальні моменти, тому їх розміщують ближче до опор.

Втулки розраховують за умовою міцності на кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{T \cdot 16}{\pi \cdot D^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} \leq [\tau]_{кр} \quad (11.1)$$

Штифти розраховують за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{T \cdot 4}{d \cdot \pi \cdot d_{ш}^2} \leq [\tau]_{зр} \quad (11.2)$$

Тут T – обертовий момент;

W_p – полярний момент опору кільцевого перерізу втулки;

$[\tau]_{кр} = (30 \div 40)$ МПа – допустимі напруження на кручення;

$[\tau]_{зр} = (40 \div 45)$ МПа – допустимі напруження на зріз.

Фланцеві муфти. Складаються з двох фланців, насаджених на кінці валів і з'єднаних між собою болтами. Болти ставлять із зазором (рис. 11.3, а), або без зазору (рис. 11.3, б).

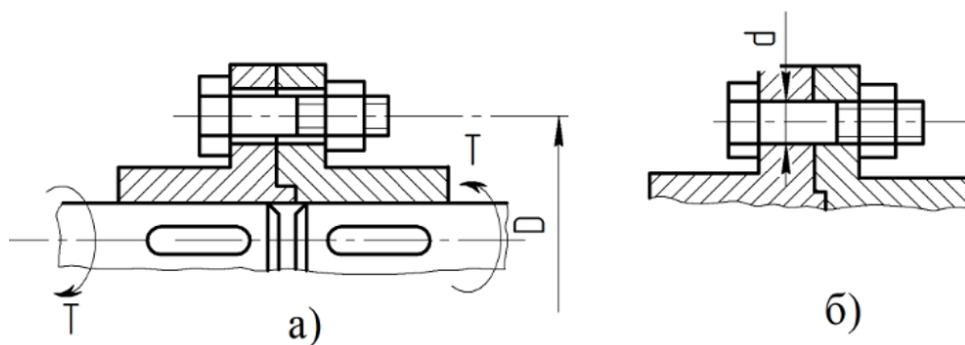


Рисунок 11.3

При з'єднанні болтами із зазором, обертовий момент передається за рахунок сил тертя, що виникають від затягування болтів.

Розрахунок за умовою відсутності зсуву для болтів із зазором

$$T_{тр} \geq T; F_{зам} \cdot f \cdot \frac{D}{2} \cdot Z = k \cdot T \Rightarrow F_{зам} = \frac{2 \cdot k \cdot T}{f \cdot D \cdot Z} \quad (11.3)$$

$$\sigma_p = \frac{\beta \cdot F_{зам}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{4 F_{зам} \cdot \beta}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (11.4)$$

При з'єднанні болтами без зазору, останні розраховуються на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{8T}{D \cdot \pi \cdot d^2 \cdot Z} \leq [\tau]_{зр} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{8T}{D \cdot \pi \cdot Z \cdot [\tau]_{зр}}} \quad (11.5)$$

11.2.2. Рухомі (компенсуючі) муфти

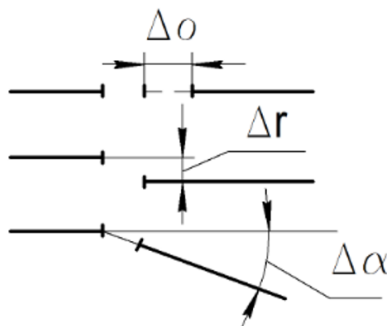


Рисунок 11.4

Ці муфти допускають деяку неспіввісність валів, викликану неточністю виготовлення та складання.

Розрізняють наступні похибки взаємного розміщення валів (рис. 11.4): Δ_0 – поздовжнє (осьове) зміщення валів; Δ_r – радіальне зміщення; Δ_α – кутове зміщення.

На практиці найчастіше зустрічається комбінація цих похибок, яку прийнято називати **відхиленням від співвісності**. Компенсація вказаних похибок здійснюється за рахунок рухомості практично жорстких елементів (**компенсуючі жорсткі муфти**), або за рахунок деформації пружних деталей (**пружні муфти**).

Пальцеві (поводкові) муфти. Відносяться до компенсуючих жорстких муфт. У півмуфті 1 закріплений палець 2, який входить в паз другої півмуфти 3

(рис. 11.5). Допускають радіальні та осьові зміщення $\Delta \leq 0,5$ мм. Якщо палець сферичний, то допускається ще й кутове зміщення Δ_α . Діаметр валів $d = 4 \dots 12$ мм, діаметр пальців $d_1 \leq 6$ мм. Працюють при невеликих крутних моментах і кутових швидкостях.

Поскілки навантаження від однієї півмуфти до іншої передаються через палець, то він розраховується на згинання.

$$\sigma = \frac{T \cdot l}{C_1 \cdot 0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma] \quad (11.6)$$

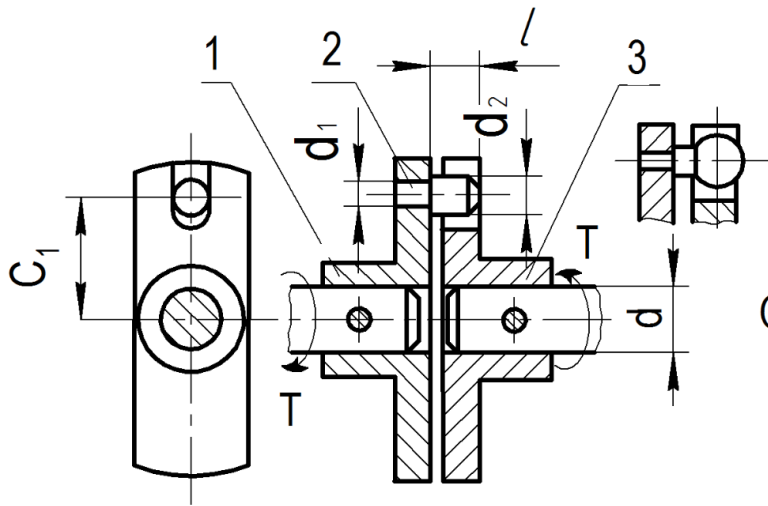


Рисунок 11.5

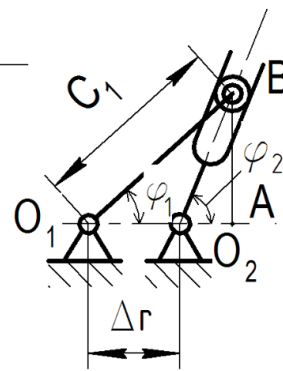


Рисунок 11.6

При неспіввісності валів залежність між кутами повороту півмуфт стає нелінійною і поводкова муфта починає створювати похибки при передачі руху. Кінематично її можна представити у вигляді кулісного механізму (рис.11.6). З прямокутних трикутників O_1AB та O_2AB :

$$\varphi_2 = \arctg \frac{C_1 \cdot \sin \varphi_1}{C_1 \cdot \cos \varphi_1 - \Delta_r}, \quad (11.7)$$

де Δ_r – радіальне зміщення валів;

C_1 – відстань від осі обертання до осі пальця;

φ_1 – кут повороту вхідної ланки;

φ_2 – кут повороту вихідної ланки.

Похибка кута повороту вихідної палки: $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

Хрестові (плаваючі) муфти. Також відносяться до компенсуючих жорстких муфт. Хрестова муфта складається з трьох деталей: двох півмуфт 1 і

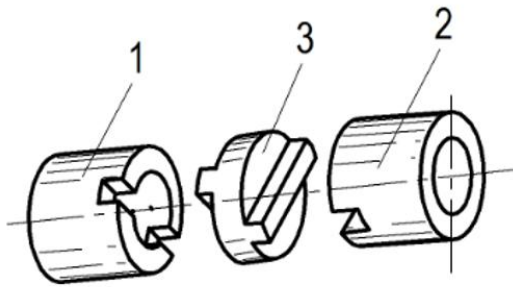


Рисунок 11.7

2 з пазами і хрестовини 3 з виступами, розміщеними взаємоперпендикулярно (рис. 11.7). Застосовуються при діаметрах валів $d = 4 \dots 18$ мм і швидкості обертання $n \leq 300$ об/хв. Завдяки рухомій хрестовині допускають значні зміщення валів: $\Delta_r \leq (0,01d + 0,25)$ мм; $\Delta_\alpha \leq 1^\circ$.

При радіальних зміщеннях осей на Δ_r проміжна хрестовина зміщується і її центр при обертанні описує коло радіусом $R = \frac{\Delta_r}{2}$. Мертвий хід хрестової муфти у кутових мінутах визначається за формулою:

$$\Delta\varphi_{м.х} = \frac{z}{b} \cdot 3440 \quad (11.8)$$

де z – зазор у з'єднанні паз-виступ;

b – ширина паза.

При передачі значних крутних моментів хрестові муфти розраховують на зминання бокових поверхонь виступів та пазів

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{d_{cp} \cdot Z \cdot S} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (11.9)$$

де T – крутний момент;

d_{cp} – середній діаметр;

z – число виступів $z = 2$;

S – площа проекції виступу на діаметральну площину.

Тут приймається, що δ_{zm} розподіляються по боковій поверхні виступу рівномірно.

Мембранні муфти. Відносяться до пружних компенсуючих. Завдяки пружним деформаціям компенсують неточності виготовлення і монтажу, амортизують динамічні навантаження. Компенсують Δ_α до 3° і Δ_r до 0,3...0,7 мм. Відсутній мертвий хід.

Мембранна муфта складається з двох поводків 1 і 3 і тонкого пружного кільця-мембрани 2 (рис. 11.8). Мембрану виготовляють із сталі 65Г, фосфористої бронзи, текстоліту та ін.

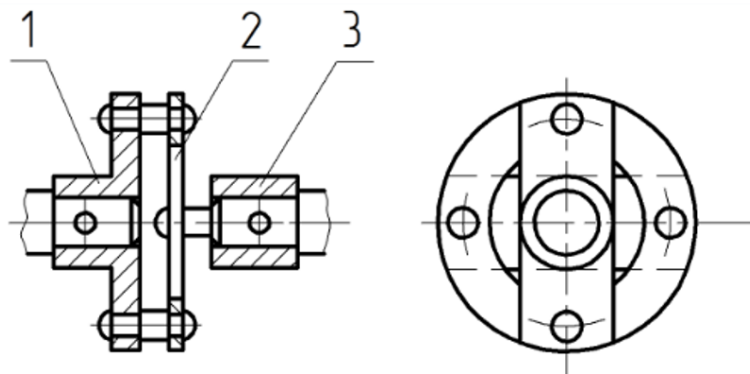


Рисунок 11.8

Застосовуються у реверсивних передачах із середніми швидкостями обертання. Недоліком цих муфт є невеликий строк служби. Для одномембранних муфт характерні, також, похибки повороту веденого вала. Цей недолік відсутній у двомембранних муфтах.

Еластичні муфти. Мають просту конструкцію і тому часто застосовується в приладах точної механіки (рис. 11.9). Між двома півмуфтами 1 і 2 розміщена пружна проміжна шайба 3 з гуми, шкіри та ін., в отвори якої входять пальці 4. Завдяки деформації шайби 3 компенсується неспіввісність

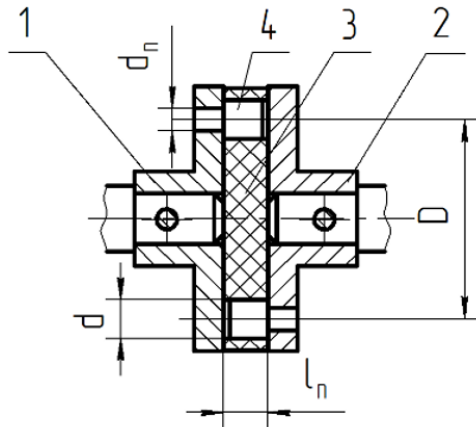


Рисунок 11.9

валів і гасяться динамічні навантаження. Розрахунок муфти полягає у перевірці пальців на згинання, а пружної шайби – на зминання.

$$\sigma = \frac{M_{3z}}{W_0} = \frac{2T \cdot l_n}{D \cdot z \cdot 0,1d_n^3} \leq [\sigma] \quad (11.10)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{l_n \cdot d} = \frac{2T}{D \cdot z \cdot l_n \cdot d} \leq [\sigma]_{3M} \quad (11.11)$$

Тут T – крутний момент;

D, d_n, l_n, d – розміри муфти;

z – число пальців;

F – сила, яка діє на один палець.

Універсальні шарніри (шарніри Гука). Можуть передавати рух між валами, розміщеними під кутами до 45° (значно більшими, ніж будь-які інші муфти).

Одинарний шарнір показаний на рис. 11.10. Він являє собою дві вилки 1 і 2, закріплені на кінцях валів і з'єднані між собою хрестовиною 3. Надійно працюють при кутах $\alpha \leq 20^\circ$, а при малих навантаженнях – $\alpha \leq 45^\circ$.

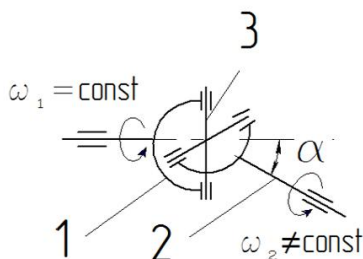


Рисунок 11.10

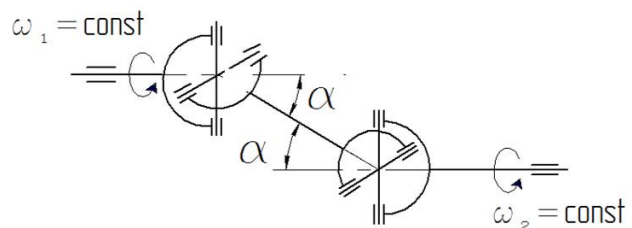


Рисунок 11.11

Недоліком такої муфти є те, що при рівномірній кутовій швидкості обертання ведучого вала ω_1 ведений вал обертається нерівномірно ($\omega_1 \neq \omega_2$). Миттєве передатне відношення

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin \alpha}{\cos \alpha}, \quad (11.12)$$

де φ_1 – кут повороту ведучої ланки;

α – кут між валами.

Щоб забезпечити постійну ω_2 і уникнути додаткових динамічних навантажень, які виникають при $\omega_2 \neq const$, застосовують здвоєні шарнірні муфти (з'єднання Гука-Кардана, рис. 11.11). При цьому обидва вали повинні бути паралельними і нахиленими до проміжного вала під однаковим кутом α , а дві вилки проміжного вала повинні лежати в одній площині.

Для кутів $\alpha = 0...18^\circ$ ККД шарнірної муфти коливається в границях 0,95...0,62.

В приладобудуванні крім описаних застосовуються і інші конструкції муфт, наприклад, сильфонні, втулково-пальцеві, зубчасті та ін.

11.3. Керовані муфти

За допомогою цих муфт з'єднують та роз'єднують вали під час роботи, або зупинки. Розрізняють **кулачкові**, **фрикційні** та **електромагнітні** керовані муфти.

11.3.1. Кулачкові муфти

Найпростіша кулачкова муфта складається з двох півмуфт, на торцях яких наявні кулачки (рис. 11.12). Одна півмуфта нерухома, а друга може рухатись вздовж вала під дією керуючого механізму. При введенні в зачеплення кулачків двох півмуфт, муфта вмикається і передає крутний момент від одного вала до іншого. Вмикання муфти здійснюється при зупинених валах, або при малій різниці швидкостей їх обертання (до 1м/с). Якщо швидкості валів суттєво відрізняються, то застосовуються спеціальні механізми – синхронізатори.

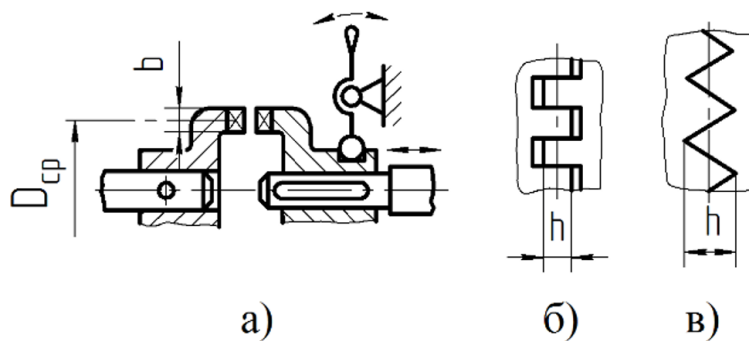


Рисунок 11.12

Перевагою цих муфт є відсутність проковзування (забезпечує жорсткий зв'язок між валами) і малі габарити. Але вони вимагають високої точності центрування.

Профіль кулачків може бути **прямокутний** (рис. 11.12, б, передають великі крутні моменти, нереверсивні, не вимагають постійного притискання півмуфт), або **трикутний** чи **трапецеїдальний** (рис. 11.12, в, передають менші моменти, але забезпечують беззасторожне з'єднання, полегшене вмикання, вимагають постійного притискання).

Кулачки розраховують на зминання бокових поверхонь.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{D_{cp} \cdot z \cdot b \cdot h \cdot v} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (11.13)$$

де T – обертовий момент;

D_{cp} – середній діаметр кулачків;

z – число кулачків;

b – ширина кулачків;

h – середня глибина заходу кулачків;

v – коефіцієнт нерівномірного розподілу навантаження між кулачками, $v = 0,5 \div 0,7$.

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання.

$[\sigma]_{зм} = 90 \dots 100$ МПа – для сталевих кулачків (HRC50...55), які вмикаються при зупинених валах.

$[\sigma]_{зм} = 35 \dots 40$ МПа – для сталевих кулачків при вмиканні під час обертання.

11.3.2. Фрикційні муфти

Дискова. Для передачі обертового моменту в дискових муфтах використовуються сили тертя між робочими поверхнями (рис. 11.13). При вмиканні обертовий момент на веденій півмуфті поступово зростає пропорційно збільшенню зусилля притискання F поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали *під навантаженням* із значною *різницею* кутових швидкостей. В процесі вмикання муфта пробуксовує і розгін веденого вала відбувається *плавно, без ударів*.

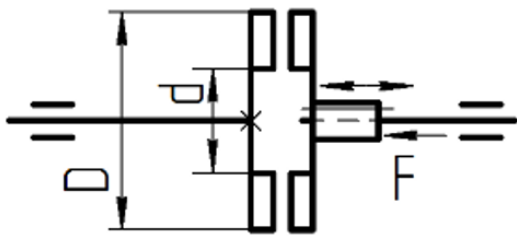


Рисунок 11.13

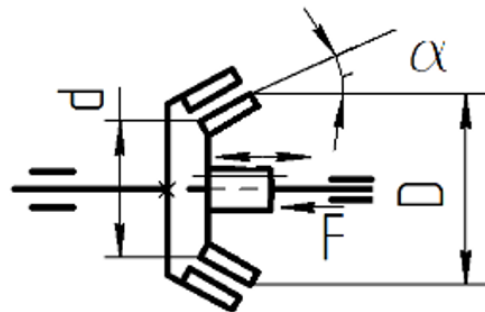


Рисунок 11.14

Дискові муфти можуть виконувати функції запобіжного пристрою.

Момент від сил тертя

$$T_{mp} = F \cdot f \cdot R_{cp} \cdot i \geq T \cdot k$$

де F – сила притискання фрикційних дисків;

f – коефіцієнт тертя між фрикційними дисками;

i – кількість поверхонь тертя (для багатодискових муфт);

R_{cp} – середній радіус робочої поверхні фрикційних дисків, $R_{cp} = \frac{D+d}{4}$, (більш

точно $R_{cp} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$);

$k = 1,15 \dots 1,25$ – коефіцієнт запасу;

T – обертовий момент.

Звідси з умови надійної роботи фрикційної муфти можна знайти необхідне зусилля притискання фрикційних дисків F та питомий тиск на поверхні тертя p :

$$F = \frac{k \cdot T}{R_{cp} \cdot f \cdot i}; \quad p = \frac{4 \cdot F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [p] \quad (11.14)$$

Конусна. При необхідності збільшити навантажувальну здатність муфти (збільшити обертовий момент T , який передає муфта) при тому ж значенні F , застосовуються **багатодискові** та **конусні** фрикційні муфти (рис. 11.14).

В конусній муфті обертовий момент T , який вона передає, значно зростає при тому ж зусиллі F . Кут α повинен бути більшим від кута тертя, щоб забезпечити надійне розмикання конусних поверхонь тертя ($\alpha \geq \arctg f$). Розраховують конічні фрикційні муфти по тих же формулах, що і дискові, але замість кута тертя f підставляють зведений кут тертя $f' = \frac{f}{\sin \alpha}$.

11.3.3. Електромагнітні муфти

Широко застосовуються в приладах точної механіки, системах автоматики, приводах ЕВМ та ін. завдяки можливості здійснювати управління дистанційно з допомогою сигналів відносно малої потужності. Це їх основна перевага. Ще одна перевага – швидкодія.

По виду зв'язку між ведучою та веденою ланкою поділяються на 3 типи:

- а) з **механічним** зв'язком;
- б) з **електромеханічним** зв'язком;
- в) із зв'язком через **електромагнітне поле**.

а) Електромагнітні фрикційні муфти

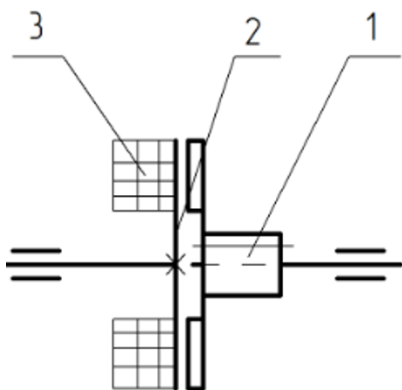


Рисунок 11.15

Передача енергії в цих муфтах здійснюється за рахунок сил фрикційного зчеплення (електромагнітні муфти з механічним зв'язком). Відрізняються від фрикційних муфт тим, що сила притискання між півмуфтами 1 і 2 здійснюється електромагнітом 3 (рис. 11.15). Недоліком такої схеми є необхідність підводу струму

до котушки електромагніту, що обертається (потрібні контактні кільця та щітки). Існують конструкції з нерухомою котушкою електромагніту.

б) Електромагнітні порошкові муфти

Це муфти з електромеханічним зв'язком. Простір між півмуфтою 1 з електромагнітом 2 і півмуфтою 3 (рис. 11.16) заповнений феромагнітним

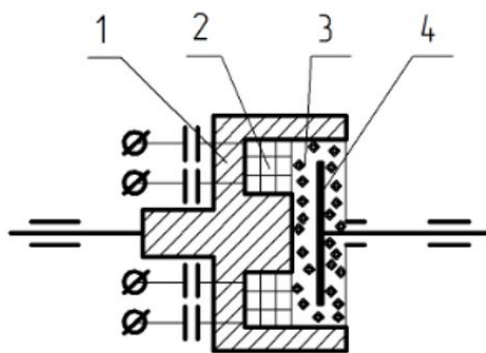


Рисунок 11.16

наповнювачем 4 у вигляді порошку або рідини (наприклад, порошок кремнієвого або карбонільного заліза). При нульовій напруженості магнітного поля в'язкість наповнювача невелика і півмуфти механічно не зв'язані. При подачі напруги на електромагніт 2 частинки наповнювача 4 утворюють

масу великої в'язкості і механічно зв'язують півмуфти 1 і 3. При збільшенні напруженості магнітного поля в'язкість наповнювача росте і збільшується крутний момент, який передається муфтою.

Існують конструкції з нерухожим електромагнітом, в яких спрощений підвід струму і менший момент інерції муфти. Такі муфти можна застосовувати

при любых потужностях, вони легко регулюються, працюють без вібрацій. В приладобудуванні застосовуються муфти, для живлення яких досить струму в декілька міліампер. Порошкові муфти довговічніші порівняно з фрикційними.

Недоліком цих муфт є необхідність в ущільненні зазорів між рухомими та нерухомими частинами. Слід, також, пам'ятати, що навіть у відключеному стані порошкові муфти створюють залишковий момент тертя через залишкову намагніченість і механічне тертя феромагнітного наповнювача.

в) Електромагнітні муфти із зв'язком через електромагнітне поле

Розрізняють *асинхронні, синхронні магнітні і гістерезисні* електромагнітні муфти.

Індукційні (асинхронні) муфти. В цих муфтах силовий зв'язок між ведучою та веденою півмуфтами утворюється завдяки взаємодії електромагнітного поля однієї півмуфти із струмом, наведеним цим полем в іншій півмуфті.

По принципу дії аналогічні асинхронним двигунам з тією тільки різницею, що коли в асинхронному електродвигуні обертове магнітне поле утворюється змінним трифазним струмом, то в муфті – електромагнітом, який обертається разом з ведучою півмуфтою.

Розроблені конструкції з нерухомим електромагнітом (рис. 11.17).

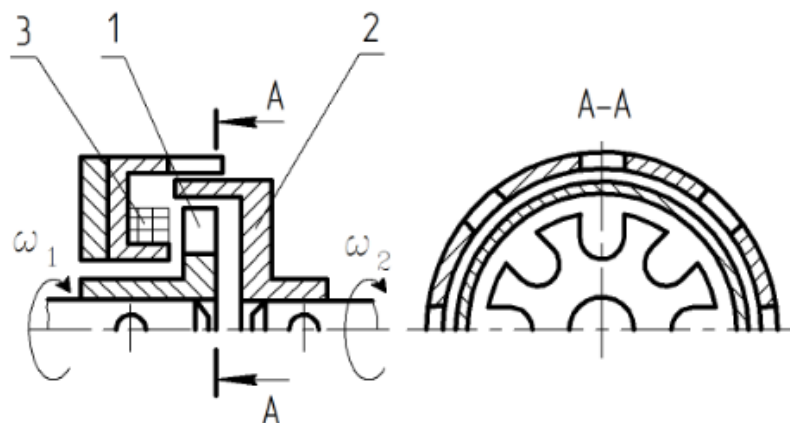


Рисунок 11.17

Ведуча півмуфта 1 у них виконана у вигляді зірочки для підсилення магнітного зв'язку з якорем на веденій півмуфті 2.

Синхронні магнітні муфти. Принцип дії таких муфт оснований на взаємодії магнітних потоків одного чи декількох магнітів.

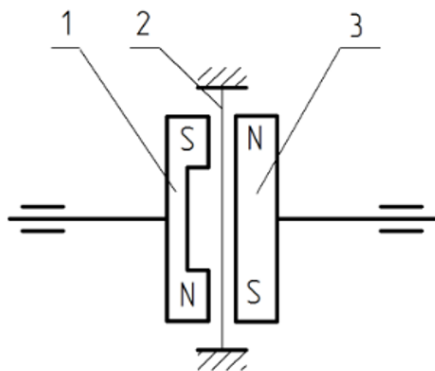


Рисунок 11.18

Якщо на ведучій 1 та веденій 2 півмуфтах розмістити магніти, то отримаємо активну синхронну магнітну муфту (рис.11.18). При повороті ведучої півмуфти 1 ведена 2 буде старатись зайняти положення, що відповідатиме мінімальній внутрішній енергії системи (вздовж

силових ліній магнітного поля), а отже буде повертатись вслід за ведучою півмуфтою. Оскільки зв'язок здійснюється через поле, то ведуча та ведена півмуфти не мають поверхонь тертя (не труться). Вони розділені повітряним зазором. Якщо в цей зазор ввести немагнітний екран 3, то можна передати рух в ізолюваний простір без застосування ущільнень.

Гістерезисні муфти. По принципу роботи подібні синхронним гістерезисним електродвигунам, тільки обертове магнітне поле в електродвигунах створюється 3-х фазним струмом, а в муфті – електричними або постійними магнітами, що обертаються разом з ведучою півмуфтою (закріплені на ній).

Робоча поверхня веденої півмуфти покрита шаром гістерезисного матеріалу. При перемагнічуванні такого матеріалу хвилі магнітної індукції на поверхні веденої та ведучої півмуфт зміщуються одна відносно другої на кут гістерезису. В результаті виникає електромагнітне зусилля між півмуфтами, за рахунок якого передається обертовий момент T .

Характеристики гістерезисних муфт подібні до порошкових, але вони довговічніші (немає тертя), хоча мають більші габарити. Порівняно з порошковими і синхронними магнітними при тій же потужності передають менші обертові моменти T .

11.4. Самокеровані муфти

Самокеровані муфти автоматично спрацьовують (вмикаються або вимикаються) при конкретних умовах роботи і поділяються на:

- **запобіжні**, або муфти **граничного моменту** – ці муфти вимикаються або проковзують при перевантаженні;
- **відцентрові**, або **граничної швидкості обертання** – спрацьовують при якійсь конкретній швидкості;
- **вільного ходу**, або **обгінні** – передають крутний момент T в якомусь одному напрямку.

11.4.1. Запобіжні муфти

Запобіжні фрикційні муфти. По конструкції аналогічні фрикційним керованим, тільки механізм керування в них замінений механізмом створення фіксованого зусилля притискання фрикційних дисків (як правило, пружинний). Зусилля притискання F розраховане для передачі строго визначеного моменту T , при перевищенні якого муфта починає проковзувати.

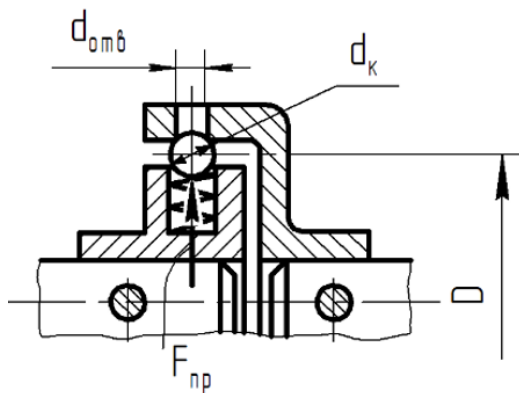


Рисунок 11.19

Розраховують по тих самих формулах, що і фрикційні керовані муфти.

Запобіжні кулькові муфти. Такі муфти мають більш стабільний граничний момент T , ніж фрикційні (рис. 11.19). Сила притискання кожної кульки визначається за приблизною формулою:

$$F_{np} = \frac{2 \cdot T_{\max}}{D \cdot z} \sqrt{\left(\frac{d_k}{d_{омб}}\right)^2 - 1}, \quad (11.15)$$

де $T_{\max}$ – граничний крутний момент, який передає муфта;

z – число кульок;

F_{np} – зусилля пружини;

$D, d_{отв}, d_k$ – геометричні параметри муфти.

При невеликих швидкостях обертання відцентровані сили, що діють на кульки і пружини, не враховуються.

11.4.2. Відцентрові муфти

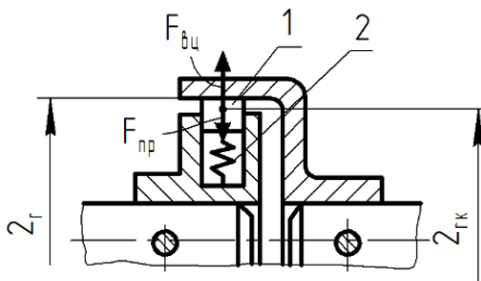


Рисунок 11.20

Ці муфти спрацьовують (вмикаються або вимикаються) при досягненні ведучою півмуфтою заданої швидкості обертання (рис. 11.20). На колодку 1 діють відцентрова сила $F_{вц} = m_k \cdot r_k \cdot \omega^2$ і зусилля F_{np} пружини розтягу 2. Муфта передає обертовий момент

$$T = (F_{вц} - F_{np}) \cdot f \cdot z \cdot r = (m_k \cdot r_k \cdot \omega^2 - F_{np}) \cdot f \cdot z \cdot r \Rightarrow F_{np} \quad (11.16)$$

Тут m_k і z – маса і кількість колодок; r_k – відстань до центра ваги колодок; f – коефіцієнт тертя; r – радіус поверхні тертя.

По заданих T , ω і m_k знаходиться необхідне зусилля пружин F_{np} .

11.4.3. Муфти вільного ходу (обгінні)

Муфти вільного ходу передають обертовий момент T тільки в одному напрямку. Якщо швидкість веденої півмуфти більша, ніж ведучої, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга. Конструктивна схема муфти показана на рисунку 11.21.

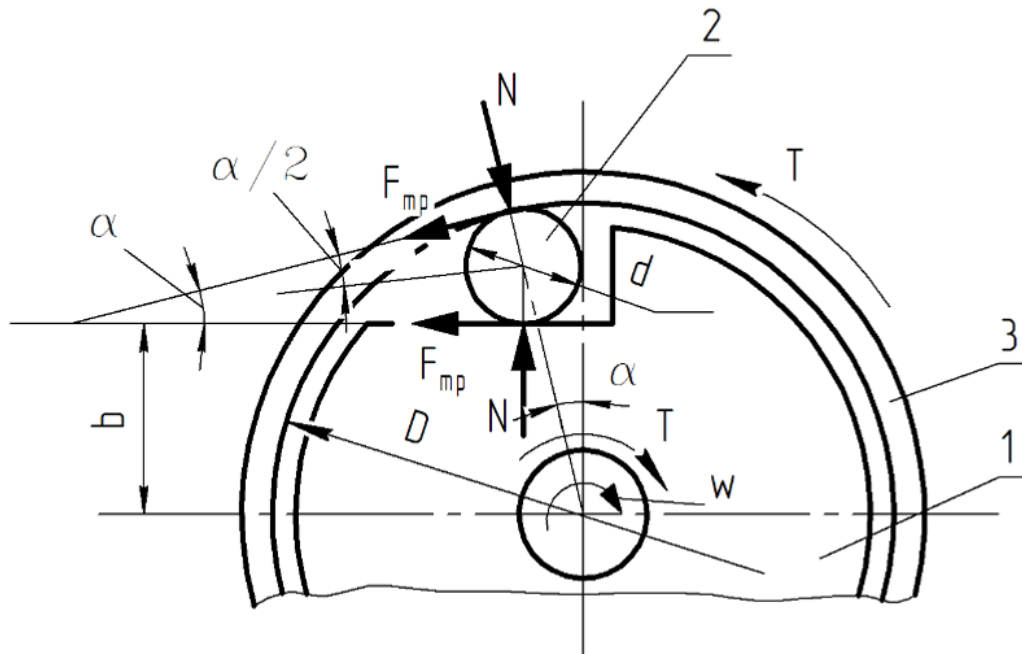


Рисунок 11.21

При обертанні ведучої зірочки 1 за годинниковою стрілкою ролики 2 силами тертя зтягуються в клиновий зазор між зірочкою 1 та веденою обоймою 3 і заклинюються. Муфта вмикається і передає момент T . Як тільки ведена обойма 3 починає обганяти ведучу зірочку 1 (починає обертатись із більшою швидкістю ω), ролики викочуються із зазору, муфта вимикається і роз'єднує вали.

При передачі T на ролики діють нормальні сили N і сили тертя F_{mp} . Сили N виштовхують ролик, а F_{mp} – утримують. Щоб ролик не висковзнув із зазору, потрібно:

$$2F_{mp} \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2N \cdot \sin \frac{\alpha}{2}; \quad 2N \cdot f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2N \cdot \sin \frac{\alpha}{2};$$

$$f \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \text{ або } \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{arctg} f - \text{умова заклинювання} \quad (11.17)$$

Тут f – коефіцієнт тертя між роликами і обоймою та роликами і зірочкою; α – визначається геометрією муфти, приймають $5 \dots 7^\circ$.

3 конструкції муфти

$$\cos \alpha = \frac{b + \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}$$

Задавшись параметрами муфти α, b і D можна визначити діаметр роликів d .

При заклинюванні роликів муфта може передавати як завгодно великі моменти T . Критерієм її працездатності в цьому випадку будуть контактні напруження між роликом і зірочкою (тут вони більші, ніж в зоні контакту ролик-обойма, де кривина контактуючих поверхонь більша).

Нормальну силу N і контактні напруження знайдемо з умови рівноваги обойми $T = N \cdot f \cdot z \cdot \frac{D}{2}$. Звідси $N = \frac{2T}{f \cdot z \cdot D}$.

Умова контактної міцності за формулою Герца-Беляєва:

$$\sigma_n = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2p_{36}}} = Z_M \sqrt{\frac{2T}{f \cdot z \cdot D \cdot \ell_p \cdot d}} \leq [\sigma]_n \Rightarrow l_p \quad (11.18)$$

Звідси можна визначити необхідну довжину роликів l_p .

12. ТЕРТЯ В ПРИЛАДАХ. СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ТЕРТЯ РУХУ В ПРЕЦИЗІЙНИХ ПРИЛАДАХ ТА МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМАХ

12.1. Загальні поняття

Під тертям розуміють опір, що виникає при відносному русові двох тіл у площині їхнього дотику. Тертя суттєво впливає на точність приладів та мехатронних систем – одну з основних характеристик їх працездатності. При зміні напрямку руху змінюється знак деформації, а це веде до пружного мертвого ходу та варіації показів приладу. Зміна величини сил тертя при переході від спокою до руху та в процесі руху (при недостатній жорсткості) приводить до скачкоподібного руху. Тому при проектуванні точних приладних систем потрібно намагатися зменшувати сили тертя, а також коливання сили тертя.

Розрізняють тертя *ковзання* (виникає при відносному русові двох тіл, швидкості яких у точці дотику неоднакові) та тертя *кочення* (виникає у вищих кінематичних парах, в яких швидкості руху двох тіл в точці контакту однакові за модулем і напрямком).

Коефіцієнт тертя. Сили тертя. В інженерній практиці наближено можна вважати, що зусилля тертя (крім рідинного) підпорядковуються наступним закономірностям:

а) сила тертя ковзання $F_{тр}$ пропорційна нормальному зусиллю на поверхні ковзання N і направлена в сторону, протилежну відносному руху (закон Кулона)

$$F_{тр} = f \cdot N \quad (12.1)$$

б) опір руху при коченні визначається за формулою:

$$T_{тр} = k \cdot N \quad (12.2)$$

В цих формулах f – безрозмірний коефіцієнт тертя, ковзання, визначається експериментально; k – коефіцієнт тертя кочення в одиницях довжини, визначається також експериментально; N – нормальна сила в зоні контакту.

Розрізняють *коефіцієнти тертя руху* f і k та *коефіцієнти тертя спокою* t_{cn} і k_{cn} . Як правило, останні завжди більші, ніж перші. Тому, щоб вивести тіло із стану спокою, потрібно прикласти більшу силу або момент, ніж для того, щоб підтримувати рівномірний рух.

Значення коефіцієнту тертя залежить від матеріалу деталей, стану їх поверхонь, зусиль, швидкості руху, умов змащування, форми контактної поверхні та ін. Коефіцієнти тертя отримують в результаті експериментів, проведених в умовах, ідентичних умовам роботи деталей. Нижче приведені значення деяких коефіцієнтів тертя ковзання f при слабому змащенні.

Сталь – сталь0.15;

Сталь – капрон0.05 ÷ 0.1;

Сталь – фторопласт0.04 (без мастила).

Приклади коефіцієнтів тертя кочення k в мм:

Загартована сталь – загартована сталь0.001 ÷ 0.002;

Дерево ÷ сталь0.04.

Як видно, при коченні коефіцієнти тертя на порядок менші. Тому в приладних системах, де сили тертя часто є основним опором в конструкції, намагаються тертя ковзання замінити тертям кочення.

12.2. Вплив тертя на плавність переміщення

На практиці помічено, що при малих швидкостях переміщення та недостатній жорсткості передатного механізму між ведучою і веденою ланкою, рух останньої стає *скачкоподібним*. При такому рухові дуже важко забезпечити точну установку веденої ланки, що в приладобудуванні має важливе значення.

Фізична модель такої механічної системи зображена на рисунку 12.1.

Ведуча ланка 1 зв'язана пружним зв'язком (його імітує пружина жорсткістю c) із веденою ланкою 2 масою m , що притиснена до шорсткої основи. Ведуча ланка 1 рухається з постійною швидкістю $V_0 = \text{const}$.

В початковий момент ланка 2 не рухається, пружина буде стискатись, поки її зусилля P не досягне сили тертя спокою F_0 . При $P = F_0$ ланка 2 зривається і починає рухатись, сила тертя спокою F_0 миттєво зменшується до сили тертя руху F (рис. 12.2).

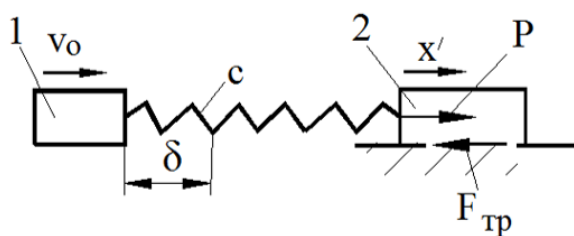


Рисунок 12.1

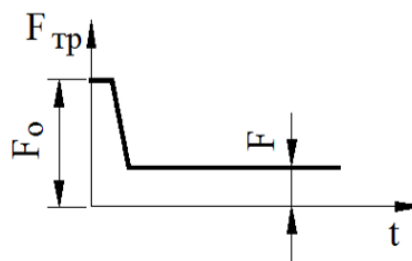


Рисунок 12.2

Ланка 2 почне рухатись із прискоренням

$$x'' = \frac{P - F}{m} \quad (12.3)$$

Оскільки швидкість $V_0 \neq X'$, то віддаль між ланками 1 і 2, а отже і зусилля пружини P , будуть змінюватись. Сила тертя F також змінна, якщо бути точними. Тому рух ланки 2 буде якимсь **періодичним автоколивальним процесом**. А якщо швидкість V_0 невелика – то ще й з періодичними вистоями. Складність рішення диференційного рівняння (12.3) руху ланки 2 полягає в тому, що немає точних відомостей про залежність величини сили тертя F_{TR} від швидкості руху x' . Як правило, дані отримують по результатах експерименту при фіксованих значеннях x' . При змінних процесах ці дані недостовірні.

Рішення диференційного рівняння при $F_{TR} = \text{const}$ хоча і суттєво відрізняється від реальних процесів, але дає можливість виявити **якісні закономірності автоколивального процесу**.

а) Період автоколивного процесу

$$T=t_1+t_2,$$

де t_1 – час руху ланки 2;

t_2 – час вистою.

При зменшенні V_0 час вистою t_2 більшується. Деякі автори доказують, що існує деяка критична швидкість V_0 , після перевищення якої вистоїв ланки 2 не буде.

б) Скачкоподібний характер руху ланки 2 ускладнює її точну установку. Величина «скачка» в період t_1 дорівнює:

$$x(t_1) = \frac{F_0 - F}{c}, \quad (12.4)$$

де F_0 – сила тертя спокою;

F – сила тертя руху;

c – жорсткість передатного механізму.

Величина $x(t_1)$ визначає похибку установки ланки 2.

в) При проектуванні механізмів, до яких висуваються вимоги плавності переміщень, потрібно керуватись наступним:

- матеріали і мастила слід підбирати так, щоб різниця між силою тертя спокою і силою тертя руху була мінімальною;

- жорсткість c системи і допустима величина скачка $x(t_1)$ рухомої ланки повинні задовільняти рівняння: $x(t_1) = \frac{F_0 - F}{c}$;

- при складанні механізму приладу необхідно забезпечити, щоб коливання рушійної сили не перевищували значень, котрі знаходяться дослідним шляхом.

Пояснення до останнього пункту. Непостійність сили тертя призводить до неплавного переміщення та коливання рушійної сили, прикладеної до

механізму. Неплавність переміщення робочих ланок механізму викликається, також, дефектами при складанні, що призводять до появи додаткових сил тертя при певних переміщеннях. Ця властивість механізму використовується при оцінці якості складання механічних систем. Визначають величину зусилля зрушення механізму на всьому діаназоні переміщень вихідної ланки. Величина коливання цього зусилля повинна бути обмежена для досягнення необхідної плавності роботи. По величині коливання цього зусилля можна судити про якість складання механізму.

12.3. Деякі способи зменшення тертя руху

Зменшення втрат від тертя в механізмах, особливо в точних приладах і мехатронних системах, має дуже важливе значення (впливає на точність, чутливість, надійність, забезпечення рівномірності руху). Крім загальновідомих способів, є деякі специфічні, які застосовуються, в основному, в прецизійних вузлах точної механіки.

Два способи зменшення тертя руху запропоновані проф. Н. Е. Жуковським.

Перший – в опорах рухомого тіла створюють сили тертя, рівні по величині, але протилежні за напрямком (рис. 12.3).

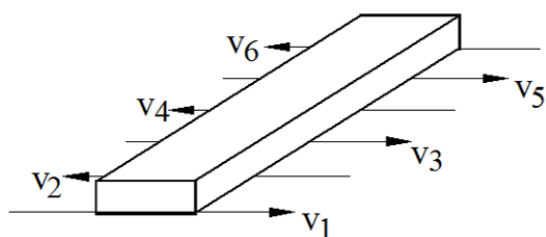


Рисунок 12.3

Кількість струн n – парне число.

Струни рухаються з однаковими швидкостями $V_1, V_2, \dots, V_n$, але направлені через одну в протилежні сторони. Оскільки тіло тисне на кожну струну з однаковим зусиллям N_i , то і сили тертя $F_i = N_i f$ будуть однакові, але направлені в різні

сторони. Тіло буде в стані спокою. Але, щоб змусити його рухатись в напрямку V , досить якої завгодно сторони. Тіло буде в стані спокою. Але, щоб змусити його рухатись в напрямку V , досить якої завгодно малої сили. Скачка зусилля, щоб вивести тіло із стану спокою, також не буде.

Другий спосіб оснований на зменшенні сили тертя при русі тіла у напрямку, перпендикулярному основному руху.

Тіло притиснене до площини α силою F (рис. 12.4).

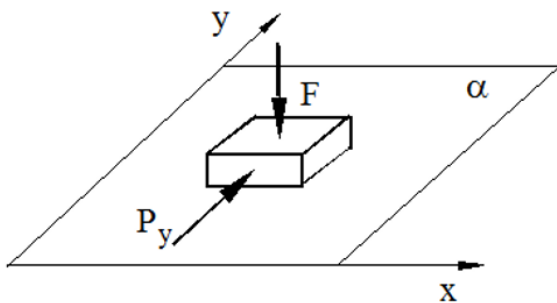


Рисунок 12.4

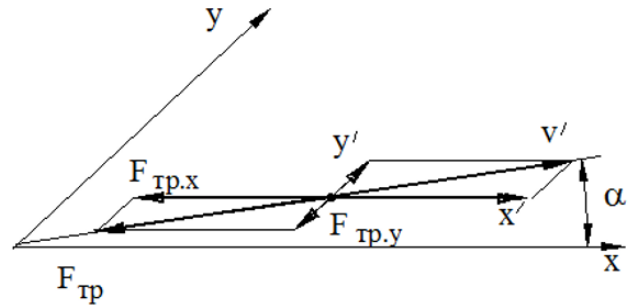


Рисунок 12.5

Розглянемо, при яких умовах тіло буде рухатись в напрямку осі y із швидкістю y' під дією мінімального зусилля P_y . Прийнемо, що $y'' = 0$ і $x'' = 0$ рух рівномірний. Можна прикласти силу $P_y = -F_{\text{тр}y} = f \cdot F$. Але вона буде мати конкретне фіксоване значення і не буде залежати від y' .

Надамо тілу крім y' , ще й переміщення по осі x із швидкістю $x' \gg y'$ (рис. 12.5). Повна сила тертя $F_{\text{тр}} = f \cdot F$ буде направлена в сторону, протилежну абсолютній швидкості тіла V . В напрямку y тіло буде рухатись із швидкістю y' під дією сили $P_y = -F_{\text{тр}y} = f \cdot F \cdot \sin \alpha$. Величина сили P_y буде залежати від співвідношення швидкостей x' і y' , в принципі, її можна зробити як завгодно малою. Крім того, на початку руху в напрямку осі y не потрібно долати силу тертя спокою.

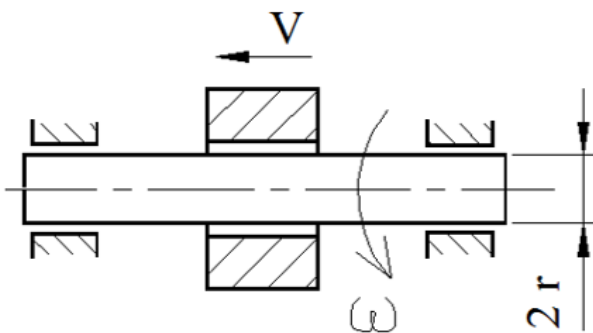


Рисунок 12.6

Цей спосіб зменшення тертя ковзання використовується, наприклад, в конструкції акселерометра (рис. 12.6). Для зменшення тертя ковзання втулки по валу останньому надають обертання із швидкістю ω , виходячи з умови: $\omega \cdot r \gg V$.

Ще один спосіб використання цього принципу – **надання вібрацій корпусу підшипникового вузла в напрямку осі обертання** – використовується в гіроскопах.

Більш ефективний спосіб – **застосування опор, що обертаються**.

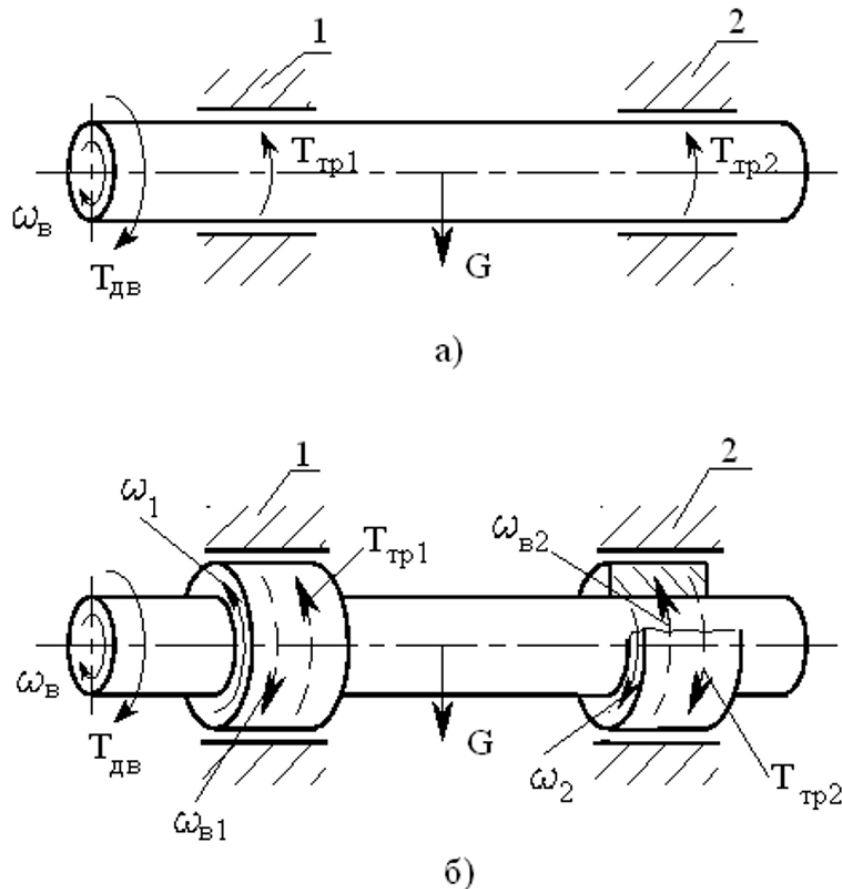


Рисунок 12.7

При обертанні вала в нерухомих опорах будуть виникати моменти сил тертя $T_{\text{тр}}$, направлені в сторону, протилежну $\omega_{\text{в}}$ (рис. 12.7, а). При постійній швидкості обертання $\omega_{\text{в}} = \text{const}$ для подолання моменту тертя до вала потрібно прикласти зовнішній обертовий момент

$$T_{\text{дв}} = -(T_{\text{тр1}} + T_{\text{тр2}}) = -2 \left(f'_{\text{нр}} \frac{G}{2} \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (12.5)$$

Тепер розглянемо вал на опорах, що обертаються (рис. 12.7, б).

Вал обертається із швидкістю ω_{ϵ} . Втулки 1 і 2 обертаються з протилежно напрямленими однаковими по величині швидкостями ω_1 і ω_2 , набагато більшими від ω_{ϵ} ($\omega_2 = -\omega_1 \gg \omega_{\epsilon}$). Відносні швидкості вала відносно втулок $\omega_{\epsilon 1}$ і $\omega_{\epsilon 2}$ будуть також рівні і протилежно направлені

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\epsilon 1} &= -(\omega_1 - \omega_{\epsilon}) \approx -\omega_1; \\ \omega_{\epsilon 2} &= -(\omega_2 + \omega_{\epsilon}) \approx -\omega_2 \end{aligned} \right\} \quad (12.6)$$

Тоді моменти тертя в опорах 1 і 2 будуть також рівні і протилежно направлені (в сторону, протилежну $\omega_{\epsilon 1}$ і $\omega_{\epsilon 2}$), а сумарний момент тертя, прикладений до вала, дорівнює нулю

$$T_{\partial \epsilon} = -T_{TP1} + T_{TP2} \rightarrow 0 \quad (12.7)$$

Це означає, що вал може бути приведений в рух яким завгодно малим зовнішнім моментом.

На практиці приведені коефіцієнти тертя f'_{np} в опорах 1 і 2 можуть бути нерівними. Нормальний тиск в опорах також може бути не однаковим. Це призведе до того, що $T_{TP1} \neq T_{TP2}$. Але можна зробити так, що робота, яка здійснюється силами тертя за якийсь проміжок часу t_1 буде рівна нулю. Для цього через проміжок часу $0,5 t_1$ напрям обертання втулок 1 і 2 реверсується (така схема реалізована, наприклад, в деяких конструкціях гіроскопів).

На перший погляд в таких конструкціях ми приходимо до парадоксальних висновків — не дивлячись на наявність тертя в опорах, обертання вала може здійснюватись яким завгодно малим зовнішнім моментом. Але протиріччя тут немає і закон збереження енергії виконується. В даному випадку досить значний зовнішній момент потрібний для приведення в рух втулок 1 і 2. Але цей момент може забезпечити якесь зовнішнє джерело енергії. В той час як подолання T_{TP} на валу при нерухомих опорах здійснюється за рахунок гіроскопа і є причиною похибок останнього.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Орловський Б. В. Мехатроніка в галузевому машинобудуванні: навчальний посібник. К. : КНУТД, 2018. 416 с. [Електронний ресурс].
2. Ткачук В. І. Електромеханотроніка : підручник. Львів : Вид-во НУ Львівська політехніка, 2006. 440 с.
3. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
4. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник. Київ : Алерта, 2005. 368 с.
5. Деталі машин і основи конструювання: конспект лекцій / укладач В. В. Стрелец. Суми : Сумський державний університет, 2012. 120 с.
6. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Човнюк Ю. В. Мехатроніка : навчальний посібник. К., 2012. 357 с. URL: https://drive.google.com/file/d/1vekZMVK12-SuIKSPeBW9o87DNZ_0NF1R/view?usp=share_link.
7. Marek Stania, Ralf Stetter. Metodologia projektowania złożonych systemów mechatronicznych na przykładzie innowacyjnego pojazdu przemysłowego. (Електронний ресурс). 10 с. URL: https://drive.google.com/file/d/18RgCUmqITVDbUAmvm7qDLYZ_Umw75-r0/view?usp=share_link.
8. Marek Gawrysiak. Mechatronika I projektowanie mechatroniczne. Białystok: Poligrafii Politechniki Białostockiej, 1997. 129 p.
9. Clarence W. de Silva. MECHATRONICS. A Foundation Course. CRC Press. Taylor & Francis Group: London, New York, 2010. 899 p. URL: https://drive.google.com/file/d/1JsaaYZAY2f1FEK7gMUFqNytwJHHbsuqk/view?usp=share_link.
10. Паламар М. І., Пастернак Ю. В. Керування антенною системою з механізмом наведення паралельної структури типу «Нехарод». Автоматика, вимірювання та керування. Вісник НУ «Львівська політехніка». 2011. № 695. С. 104–110.
11. Паламар М. І., Пастернак Ю. В., Стрембіцький М. О. Керування наведенням антени з опорно-поворотним пристроєм на основі платформи Стюрта: матеріали XV наук. конфю ТНТУ ім. І. Пулюя (14–15 грудня 2011 р.). Тернопіль : ТНТУ, 2011. С. 85.

12. Паламар М. І., Пастернак Ю. В. Моделювання антенної системи з опорно-поворотним пристроєм на основі платформи Стюрта. Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. 2012. № 1 (65). С. 116–126.
13. Palamar M. Smart Station for Data Reception of the Earth Remote Sensing. Remote Sensing. Advanced Techniques and Platforms. Rijeka : InTechBook, 2012. Ch. 15. P. 341–371. ISBN 978-953-51-0652-4.
14. Паламар М. Розробки нових антенних станцій дистанційного зондування Землі : Збірник праць інженерно-технічної комісії Тернопільського осередку наукового товариства ім. Шевченка. Том 7. Тернопіль : 2012 р. С. 191–197.
15. Паламар М. І., Пастернак Ю. В., Паламар А. М. Дослідження динамічних похибок системи прецизійного керування антеною з асинхронним електроприводом. Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. 2014. № 4 (76). С. 165–174.
16. Паламар М. І., Мальований П. І., Паламар Я. М. Підвищення точності вимірювання нахилу опорно-поворотної платформи антенної системи за допомогою MEMS акселерометра. Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. 2015. № 2 (78). С. 164–170.
17. Palamar M., Chaikovskiy A., Pasternak Yu., Palamar Ya. Improvement Metrological Characteristics of the Antenna System Using Smart Angle Sensor. Proceedings of the 2015 IEEE 8th International Conference on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications (IDAACS): 24–26 September 2015, Warsaw, Poland. IEEE. P.: 131–135. ISBN: 978-1-4673-8359-2, IEEE Catalog Number: CFP15803-PRT
18. Паламар М. І., Зелінський І. М., Яворська М. І. Пристрій для дистанційного вимірювання параметрів поверхонь рефлекторів антен. Вимірювальна техніка та метрологія. 2015. № 76. С. 122–126.
19. Паламар М. І., Чайковський А. В., Лупенко А. М. Інтелектуальний кутовий сенсор для антенних систем та його метрологічний аналіз. Вимірювальна техніка та метрологія. 2015. № 76. С. 126–131.

20. Паламар М. І., Наконечний Ю. І., Ярема І. Т., Чайківський А. В., Апостол Ю. О. Розрахунок пружного мертвого ходу приводу давача кута переміщення по азимутальній осі супутникової антени: матеріали 7-ї міжнародної наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СУТТОО-2016), Херсонська державна морська академія, 22–23 вересня 2016, С.108–109.
21. Palamar M., Poikhalo A., Strembicky M., Strembicky V. Method of constructing the navigation system of autonomous mobile robots using fuzzy logic elements. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2016. No. 4 (84). P. 93–98. ISSN 1727-7108.
22. Паламар М., Наконечний Ю., Апостол Ю. Аналіз похибок кутового вимірювального пристрою супутникової антенної системи. Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки і приладобудування: матеріали III Всеукр. наук.-техніч. конф., 8–9 червня 2017 року: збірник тез доповідей. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2017. С. 80–82.
23. Palamar M., Zelinsky I., Yavorska M. The Device for Remote Measurements of Geometric Dimensions and Positions. Proceedings of the 2017 IEEE 9th International Conference on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications (IDAACS): 21–23 September 2017, Bucharest, Romania. IEEE, vol. 1, pp. 524–527. ISBN 978-1-5386-0696-4, IEEE Catalog Number: CFP17803-USB.
24. Паламар М., Наконечний Ю., Апостол Ю., Стрембіцький М., Машталяр С. Аналіз джерел похибок деяких конструкцій кутових вимірювальних пристроїв супутникових антенних систем. Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. 2018. № 4 (92). С. 98–103. ISSN 2522-4433
25. Зелінський І., Паламар М., Яворська М. Оптична система для контролю форми дзеркала антени. Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. 2019. № 1 (93). С. 92–101. ISSN 2522-4433.

26. Palamar M., Pasternak Yu., Pasternak V., Mashtalyar S., Shevchuk S. Analysis of accuracy control improvement methods of antenna system mechanisms based on stewart platform. *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*, Ternopil, Ukraine. 2020. Vol. 100. No. 4. P. 55–61.
27. Vlasenko V. P., Mamarev V. M., Ozhinskyi V. V., Ulyanov O. M., Zakharenko V. V., Palamar M. I. Chaikovskiy A. V. Method of constructing the primary error matrix of the RT-32 radio telescope in an automated mode. *Space Science & Technology*. ISSN 1561-8889. 2021/6. Vol. 27. No. 3 (130). P. 66–75
28. Vlasenko V. P., Mamarev V. M., Ozhinsky V. V., Ulyanov O. M., Zakharenko V. V., Palamar M. I., Chaikovskiy A. V., Fryz S. P. The method for RT-32 radio telescope error matrix construction in automatic mode. Automatic assesment of tracking errors. *Space Science & Technology*, ISSN 1561-8889; 2021/12. Vol. 27. № 6 (133). P. 53–64
29. Modeling and Research of Satellite Antenna Adjustment Process for Earth Remote Sensing Mykhailo Palamar; Myroslava Yavorska; Andriy Palamar; Mykhailo Strembitskyi 2022 IEEE 2nd Ukrainian Microwave Week (UkrMW) Year: 2022 | Conference Paper | Publisher: IEEE
30. Natarov M., Ulyanov O., Prisiazhnii V., Glamazdin V., Zakharenko V., Poikhalo A., Shubnyi O., Alekseev E., Voytyuk V., Chmil V., Reznichenko O., Ozhinskyi V., Palamar M., Vlasenko V. Modernization Possibility of the MARK-4B Antenna System of the RT-32 Radio Telescope for Dual-Band Operation in the S/X Frequency Range. 2022 IEEE 2nd Ukrainian Microwave Week (UkrMW). DOI: 10.1109/UkrMW58013.2022.10037156 Date Added to IEEE *Xplore*: 13 February 2023 ISBN Information.

ДЛЯ НОТАТОК

[illegible]

ДЛЯ НОТАТОК

[illegible]

**Михайло ПАЛАМАР, Юрій НАКОНЕЧНИЙ,
Михайло СТРЕМБИЦЬКИЙ, Юрій АПОСТОЛ**

**ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУЮВАННЯ
ЕЛЕМЕНТІВ ПРИЛАДІВ ТА
МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ**

Навчальний посібник

Верстка: Коваль Н.Б.

Формат 60х90, 12,02. Обл. вид. арк. Наклад. 10 прим. Зам. № 3787

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4226 від 08.12.11.