

Міністерство освіти і науки України
Відокремлений структурний підрозділ
«Любешівський технічний фаховий коледж
Луцького національного технічного університету»



ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

Конспект лекцій

Частина III

для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр

спеціальності 208 «Агроінженерія»
галузь знань 20 «Аграрні науки і продовольство»
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
галузь знань 27 «Транспорт»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Любешів 2022

УДК 621.8(07)

О53

До друку

Голова методичної ради ВСП «Любешівський ТФК Луцького НТУ»

_____ Герасимик-Чернова Т.П.

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій коледжу

Бібліотекар _____ М.М. Деміх

Затверджено методичною радою ВСП «Любешівський ТФК Луцького НТУ»
протокол № _____ від « _____ » _____ 2022 р.

Рекомендовано до видання на засіданні циклової методичної комісії викладачів механізаторського профілю

протокол № _____ від « _____ » _____ 2022 р.

Голова циклової методичної комісії _____ Оласюк Я.В.

Укладач: _____ Я.В. Оласюк, викладач вищої категорії

Рецензент: _____ А.В. Хомич, к. т. н.

Відповідальний за випуск: _____ Оласюк Я.В., викладач вищої категорії, голова циклової методичної комісії викладачів механізаторського профілю.

Технічна механіка [Текст]: конспект лекцій для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр спеціальності 208 «Агроінженерія» галузь знань 20 «Аграрні науки і продовольство» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» галузь знань 27 «Транспорт» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» галузь знань 13 «Механічна інженерія» денної форми навчання/уклад. Я.В. Оласюк – Любешів: ВСП «Любешівський ТФК Луцького НТУ», 2022. – 227 с

В конспекті лекцій дається матеріал з курсу дисципліни, основні положення, загальні відомості про передавачі, фрикційні передавачі, зубчасті передавачі, передавач гвинт - гайка, черв'ячні передавачі, пасові передавачі, ланцюгові передавачі, вали і осі, вальниці, муфти, шпонкові і шліцьові з'єднання, нарізні з'єднання, нероз'ємні з'єднання.

©Оласюк Я.В. 2022

ЗМІСТ

Тема 3.1. Основні положення

1. Деталі машин, їх класифікація
2. Вимоги до машин і деталей машин
3. Основні критерії працездатності машин та їх деталей. Застосування деталей машин і механізмів у сільськогосподарській техніці

Тема 3.2. Загальні відомості про передавачі

1. Призначення передавачів у машинах. Класифікація передавачів. Принцип роботи основних типів передавачів
2. Основні кінематичні і силові співвідношення механічних передавачів

Тема 3.3. Фрикційні передавачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передавачів. Матеріали котків
2. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передавачі. Умова працездатності передавача. Основні відомості про розрахунок передавача на контактну витривалість

Тема 3.4. Зубчасті передавачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування зубчастих передавачів. Класифікація зубчастих передавачів. Підрізання та коригування зубів. Точність зубчастих передавачів. Основні вимоги до зубчастого зчеплення
2. Матеріали і конструкції зубчастих коліс
3. Види руйнування зубів
4. Прямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні
5. Розрахунок зубів на контактну і згинальну витривалість. Вибір основних параметрів, розрахункових коефіцієнтів, допустимих напружень
6. Непрямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні
7. Особливості розрахунку непрямозубих передавачів на контактну міцність та згин
8. Прямозубі конічні передавачі: основні геометричні співвідношення

Тема 3.5. Передавач гвинт-гайка

1. Призначення, будова, застосування. Матеріали і конструкція деталей передавача
2. Розрахунок передавача на зносостійкість і перевірка гвинта на міцність й стійкість. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів

Тема 3.6. Черв'ячні передавачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів
2. Матеріали і конструкції черв'яків і черв'ячних коліс
3. Стислі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематика і ККД черв'ячного передавача
4. Розрахунок черв'ячного передавача. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів. Тепловий розрахунок

Тема 3.7. Пасові передавачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування пасових передавачів. Матеріал пасів

2. Кінематичні і силові співвідношення в пасових передавачах. Сили і напруги в пасах

3. Розрахунок передавача: плоскопасового, клинопасового. Деталі пасових передавачів і натяжні пристрої

Тема 3.8. Ланцюгові передавачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування передавачів. Деталі ланцюгових передавачів

2. Основні параметри ланцюгових передавачів. Критерії роботоздатності. Добирання ланцюгів і перевірний розрахунок їх

Тема 3.9. Вали і осі

1. Вали і осі, їх призначення, конструкції, матеріали

2. Розрахунок валів і осей на міцність і жорсткість. Конструктивні і технологічні способи підвищення витривалості валів

Тема 3.10. Вальниці

1. Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика

2. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали

3. Критерії роботоздатності та умовні розрахунки

4. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів

5. Поняття про підбір вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю. Стислі відомості про конструювання вальничних вузлів

Тема 3.11. Муфти

1. Призначення та класифікація муфт. Застосування муфт

2. Конструкції муфт. Стислі відомості про вибір і розрахунок муфт

Тема 3.12. Шпонкові і шліцьові з'єднання

1. Шпонкові з'єднання. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками

2. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірний розрахунок

Тема 3.13. Нарізні з'єднання

1. Загальні відомості, застосування. Конструктивні форми нарізних з'єднань

2. Стандартні кріпильні деталі, їх матеріали. Способи стопоріння нарізних з'єднань

3. Найпростіші випадки розрахунку на міцність

Тема 3.14. Нероз'ємні з'єднання

1. Нероз'ємні з'єднання, їх класифікація, застосування

2. Зварні з'єднання. Основні види зварних з'єднань і типи швів.

Розрахунок на міцність зварних швів

3. Заклепкові з'єднання. Сфера застосування. Основи розрахунку. Матеріали заклепок

4. Клейові з'єднання. Переваги, недоліки, застосування. Розрахунок клейових з'єднань

Тема 3.1. Основні положення

План

1. Деталі машин, їх класифікація
2. Вимоги до машин і деталей машин
3. Основні критерії працездатності машин та їх деталей. Застосування деталей машин і механізмів у сільськогосподарській техніці



1. Деталі машин, їх класифікація

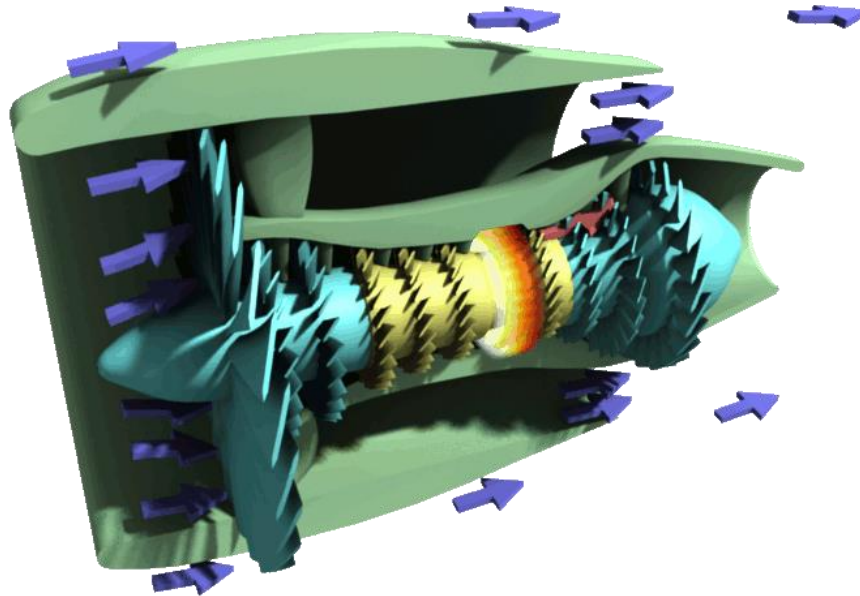
У багатьох галузях народного господарства виробничі процеси здійснюють машини. Сучасні машини багаторазово підвищують продуктивність фізичної і розумової праці людини. Машини настільки міцно увійшли в життя суспільства, що сьогодні важко знайти такий предмет або продукт споживання, який був би виготовлений або доставлений до місця споживання без допомоги машин. Без машин неможливий сучасний розвиток науки, медицини, мистецтва, які потребують сучасних інструментів і матеріалів, були б неможливі швидкі темпи будівництва, а також не могли б задовольняти потреби населення в предметах широкого споживання.

Конструкції машин постійно вдосконалюють згідно з вимогами експлуатації та виробництва, а також на основі можливостей, що виявляються з розвитком науково-технічних досліджень, з появою нових матеріалів і способів надання їм потрібних форм та властивостей.

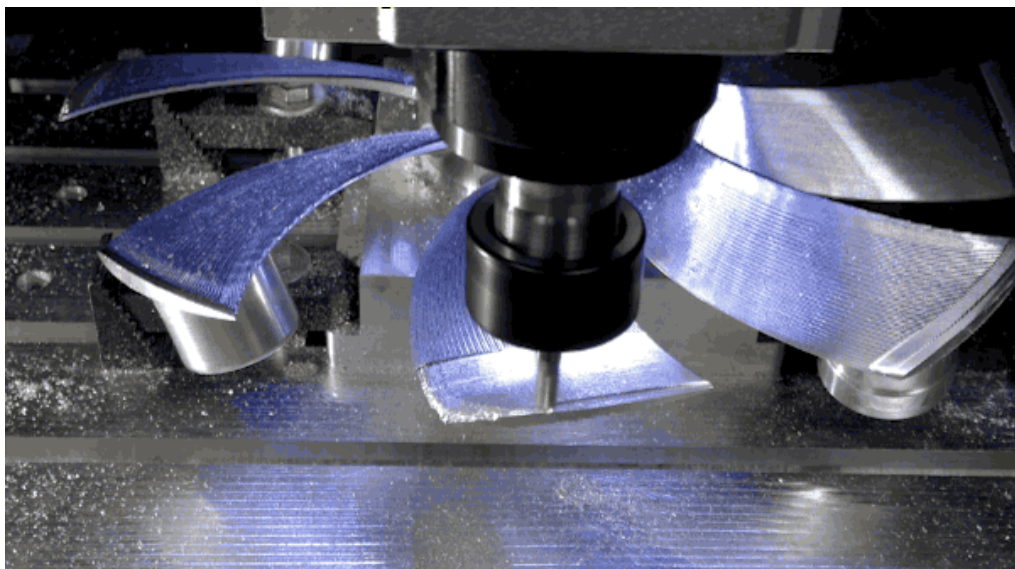
Машиною називають механічний пристрій, який виконує рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою заміни або полегшення фізичної і розумової праці людини.

Залежно від функціонального призначення машини ділять на класи:

машини-двигуни – енергетичні машини, призначені для перетворення будь-якого виду енергії в механічну ([ДВЗ](#), [електродвигуни](#) і т. інше);



технологічні машини, призначені для змінювання розмірів, форми, властивостей або стану предмета ([металорізальні верстати](#), [преси](#), машини харчової та хімічної промисловості);



транспортні машини, призначені для переміщення людей, вантажів ([ескалатори](#), транспортери, [підіймальні крани](#) і т. інше);



обчислювальні машини: ЕОМ, комп'ютери і т. інше.



Метою курсу «Деталі машин» є вивчення будови машини, принцип роботи, розрахунки і проектування деталей машин і механізмів загального призначення. Вивчають кінематичні розрахунки, основи розрахунків на міцність і жорсткість, методи конструювання, раціональний вибір матеріалів і способи з'єднання деталей.

Завдання курсу «Деталі машин» полягає в тому, що, виходячи із заданих умов роботи деталей і складаних одиниць загального призначення, отримати навички їх розрахунку і конструювання; вивчити методи, правила і норми проектування, забезпечуючи виготовлення надійних і економічних конструкцій.

***Деталь** – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання операцій.*



Складання одиниця – виріб, який складається з двох і більше деталей з'єднаних між собою за допомогою операцій для спільної роботи.



2. Вимоги до машин і деталей машин

Загальні вимоги до деталей машин – *роботоздатність, надійність, технологічність, економічність, безпечність, екологічність і естетичність*.

Роботоздатність – вимога, що визначає такий стан деталі чи складанної одиниці, за якої вона здатна виконувати задані функції з параметрами заданими технічною документацією.

Надійність – вимога, що визначає такий стан деталі чи складанної одиниці, за якої вона здатна виконувати задані функції з параметрами заданими технічною документацією протягом наперед заданого проміжку часу.

Технологічність – вимога до деталей чи складаних одиниць в їх найбільшій простоті і мінімальних витратах матеріалів, часу та праці під час виробництва, експлуатації та ремонту.

Економічність – вимога до деталей чи складаних одиниць у мінімальній вартості проектування, виробництва, експлуатації та ремонту.

Безпечність – вимога до деталей чи складаних одиниць у їх придатності до нормальної експлуатації протягом визначеного технічною документацією строку служби без аварійних руйнувань, небезпечних для обслуговочного персоналу і суміжного виробничого обладнання.

Екологічність – вимога до деталей чи складаних одиниць у їх здатності виконувати функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Естетичність – вимога до деталей чи складаних одиниць в удосконаленні їх зовнішніх форм, їх красивий зовнішній вигляд.

3. Основні критерії працездатності машин та їх деталей. Застосування деталей машин і механізмів у сільськогосподарській техніці

Критерії роботоздатності деталей машин: *міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість, корозійна стійкість.*

Міцність – здатність деталей чинити опір руйнуванню. Оцінюють міцність допустимими напруженнями, запасами міцності та іншими способами. У загальному вигляді умови міцності записують такими співвідношеннями:

$$\sigma \leq [\sigma]; \quad \tau \leq [\tau]; \quad s \geq [s], \quad (1.1)$$

де σ , $[\sigma]$ – нормальні напруження, відповідно розрахункове і допустиме;

τ , $[\tau]$ – дотичні напруження, відповідно розрахункове і допустиме;

s , $[s]$ – коефіцієнти запасу міцності, відповідно розрахунковий і допустимий.

Жорсткість – здатність деталей чинити опір зміні форми під час дії експлуатаційних навантажень. Оцінюють жорсткість зіставленням робочих деформацій деталей (прогинів, кутів повороту перерізів Θ , кутів закручування φ та інші) під час дії експлуатаційних навантажень з допустимими деформаціями:

$$f \leq [f]; \quad \Theta \leq [\Theta]; \quad \varphi \leq [\varphi], \quad (1.2)$$

де: f , $[f]$ – прогини, відповідно розрахунковий і допустимий;

Θ , $[\Theta]$ – кути повороту перерізів, відповідно розрахунковий і допустимий;

φ , $[\varphi]$ – кути закручування, відповідно розрахунковий і допустимий.

Зносостійкість – здатність деталей чинити опір спрацюванню внаслідок тертя рухомих поверхонь, що контактують. Наука про тертя і

спрацювання має назву «**Триботехніка**». Зносостійкість часто оцінюється за умовою обмеження тиску в контакті деталей

$$q \leq [q], \quad (1.3)$$

де q , $[q]$ – питомий тиск у контакті, відповідно розрахунковий і допустимий. Наведений розрахунок умовний і не дає повного уявлення про ступінь надійності деталей в умовах тертя.

Теплостійкість – здатність деталей не втрачати своїх експлуатаційних показників за зміни температури. З метою виявлення впливу нагріву деталей на їх роботу виконують теплові розрахунки – визначення температур або кількості теплоти:

$$t \leq [t], \quad Q \leq [Q], \quad q \cdot v \leq [q \cdot v]. \quad (1.4)$$

У записаних умовах взяті такі позначення: t , $[t]$ – температура, відповідно розрахункова і допустима; Q , $[Q]$ – кількість тепла, відповідно розрахункова і допустима; $q \cdot v$, $[q \cdot v]$ – умова обмеження теплової напруженості пари тертя, відповідно розрахункова і допустима, де q – питомий тиск і v – відносна швидкість деталей у парі тертя.

Вібростійкість – здатність деталей працювати в заданому діапазоні експлуатаційних режимів без недопустимих коливань. **Коливання** та **вібрації** найчастіше проявляються через недостатню жорсткість деталей, їх невірноваженість. Розрахунки на стійкість проти вібрації виконують для окремих деталей. Наприклад, розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням полягає в перевірці умови відсутності резонансу під час усталеного режиму роботи. Відповідно до цієї умови фактична кутова швидкість (ω):

$$\omega < 0,7\omega_{\Psi}, \quad \omega > 1,3\omega_{\Psi}. \quad (1.5)$$

Тут ω_{Ψ} – критична кутова швидкість, що відповідає резонансним коливанням.

Корозійна стійкість – здатність деталей протистояти дії зовнішніх хіміко-термічних впливів. Для захисту від корозії застосовують **антикорозійні покриття** або виготовляють деталі із спеціальних корозійно-стійких матеріалів.

Всі процеси у матеріальному виробництві, будівництві, транспорті, енергетиці та сільському господарстві пов'язані з використанням машин. Тому машинобудування є технічною основою розвитку виробництва. Тільки через наповнення всіх галузей господарства високопродуктивними машинами, впровадження комплексної механізації та автоматизації виробництва можна досягти такого підвищення продуктивності праці та розширення випуску різної продукції, щоб були задоволені всі матеріальні і духовні потреби

суспільства. Цим пояснюється провідна роль вітчизняного машинобудування в соціально-економічному розвитку країни.



Запитання для самоконтролю

1. Що вивчають у розділі «Деталі машин»?
2. Що називають деталлю і складанною одиницею?
3. Назвіть загальні вимоги до деталей машин.
4. Що називають роботоздатністю, надійністю, технологічністю?
5. Що називають економічністю, безпечністю, екологічністю і естетичністю?
6. Назвіть основні критерії роботоздатності деталей машин.
7. Що називають міцністю, жорсткістю, зносостійкістю?
8. Що називають теплостійкістю, вібростійкістю, корозійною стійкістю?

Тема 3.2. Загальні відомості про передавачі

План

1. Призначення передавачів у машинах. Класифікація передавачів.
Принцип роботи основних типів передавачів
2. Основні кінематичні і силові співвідношення механічних передавачів



1. Призначення передавачів у машинах. Класифікація передавачів. Принцип роботи основних типів передавачів

Для приведення в рух робочих машин потрібна механічна енергія. Цю енергію від двигуна зазвичай передає робочій машині обертовий вал. Слід зазначити, що обертальний рух дуже поширений у техніці. Механізми, які перетворюють обертальний рух у поступальний і в різні види складного руху, порівняно прості за конструкцією і мають відносно високий ККД. Проте безпосереднє з'єднання вала двигуна з валом робочої машини не завжди можливе і доцільне, тому між ними встановлюють проміжні пристрої, які називають передавачами.

Призначення передавачів. Передавачі встановлюють у таких випадках:

- 1) якщо швидкості валів робочої машини і двигуна не збігаються;
- 2) якщо треба періодично змінювати швидкість робочої машини за сталої швидкості двигуна;
- 3) якщо треба перетворити обертальний рух вала двигуна в зворотно-поступальний або інший рух робочого органу машини;
- 4) якщо безпосереднє з'єднання валів двигуна і робочої машини неможливе з міркувань безпеки, зручності обслуговування або з якихось інших причин.

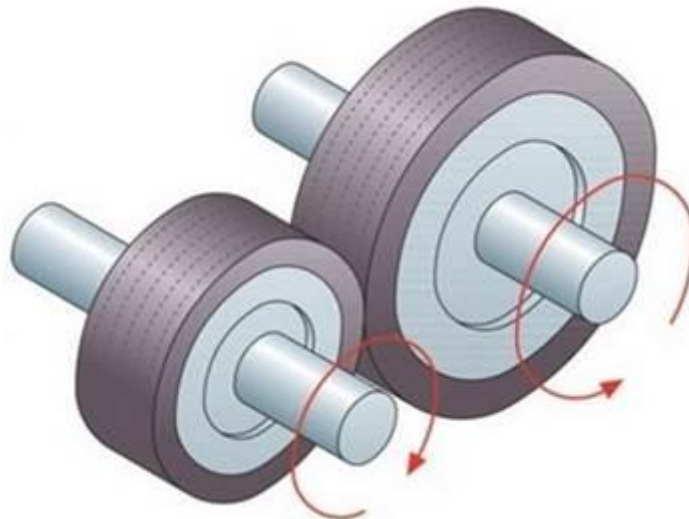
Отже, під передавачами розуміють пристрої, які дають змогу передавати енергію від двигуна до робочих органів машини, як правило, перетворенням обертальних моментів, швидкостей, а іноді і характеру руху.

За способом передавання енергії механічні передавачі поділяють на два класи:

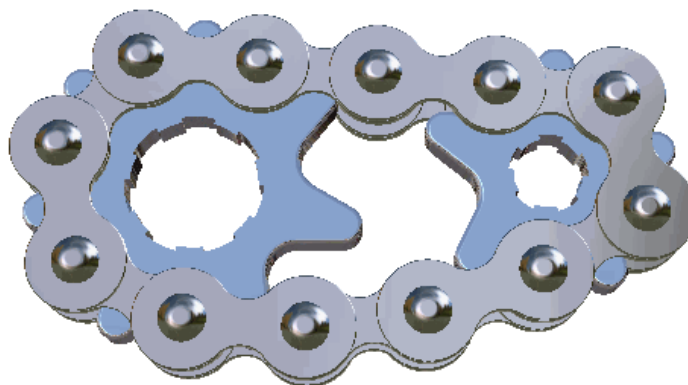
- передавачі енергії тертям:
пасові (рис. 2.1а),



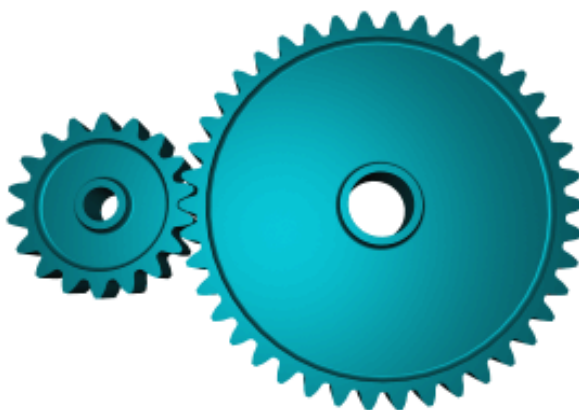
фрикційні (рис. 2.1б,в);



- передавачі енергії зачепленням:
ланцюгові (рис. 2.2а),



зубчасті (рис. 2.2б,в),



черв'ячні (рис. 2.2г).

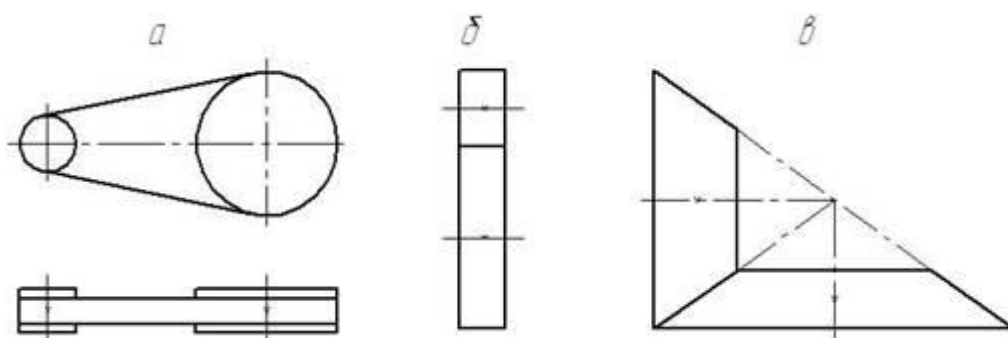


Рис. 2.1. Схеми передавачів енергії тертям

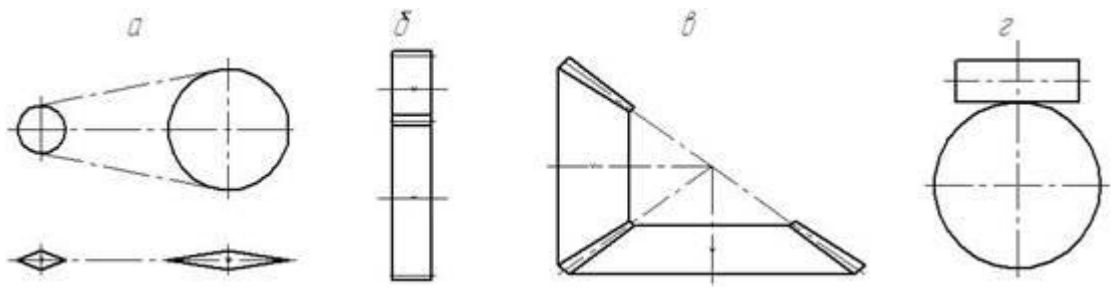


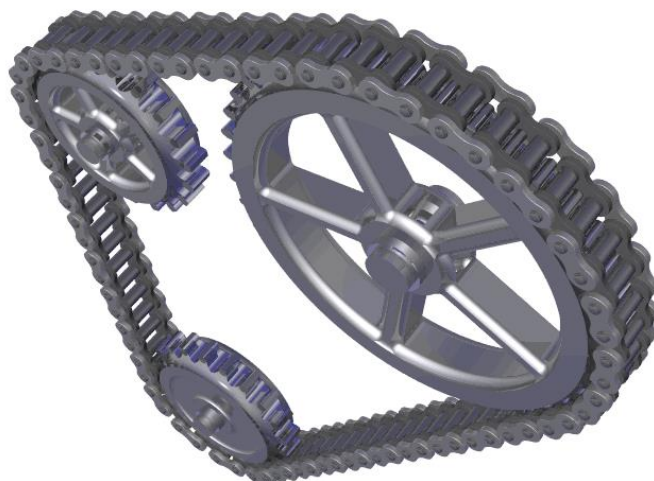
Рис. 2.2. Схеми передавачів енергії зачепленням

За конструктивними особливостями механічні передавачі поділяють на два класи:

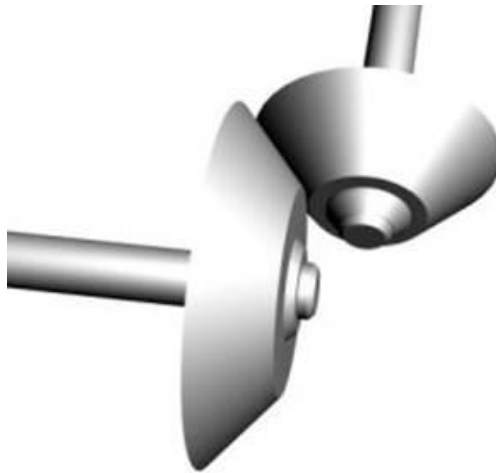
- передавачі гнучким зв'язком:
пасові (рис. 2.3а),



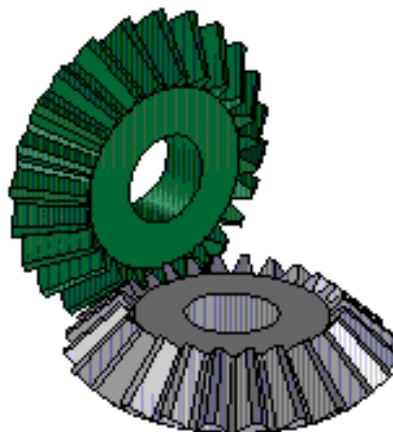
ланцюгові (рис. 2.3б);



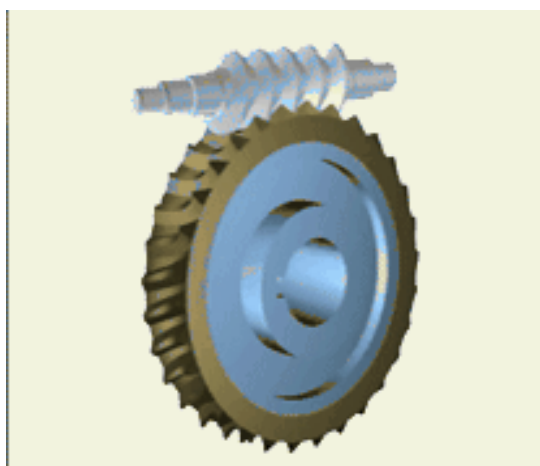
- передавачі з безпосереднім дотиканням:
фрикційні (рис. 2.4а,б),



зубчасті (рис. 2.4в,г),



черв'ячні (рис. 2.4д).



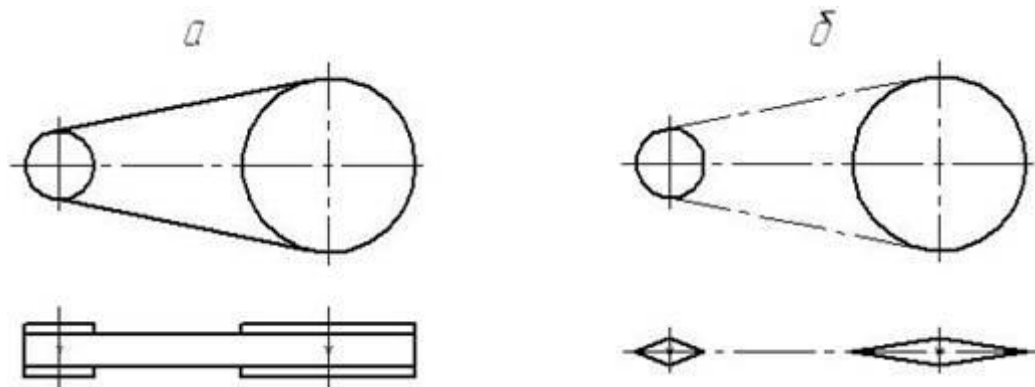


Рис. 2.3. Схеми передавачів гнучким зв'язком

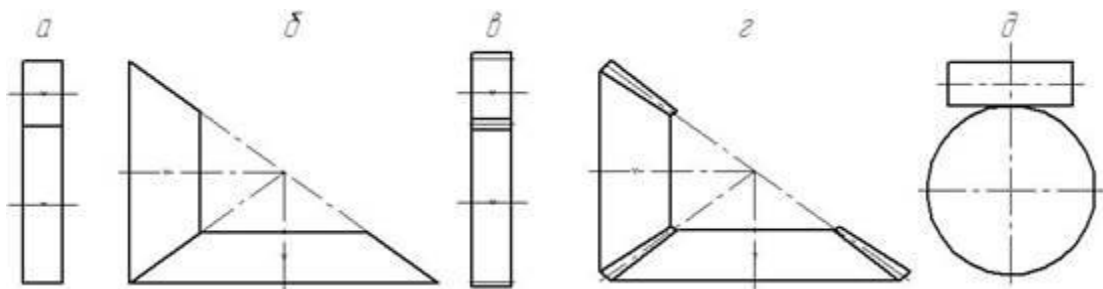


Рис.2.4. Схеми передавачів з безпосереднім дотиканням

За взаємним розміщенням осей валів:

- із паралельними осями валів (прямий і перехресний пасові, ланцюгові, циліндричні і клинчасті фрикційні, зубчасті циліндричні);
- із валами, осі яких перетинаються (конічні фрикційні, зубчасті конічні);
- із валами, осі яких перехрещуються (напівперехресні пасові, гвинтові, черв'ячні).

2. Основні кінематичні і силові співвідношення механічних передавачів



Усі параметри механічного передавача, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

Основний кінематичний параметр механічного передавача – передатне число, яке є відношенням кутової швидкості ω_1 ведучої ланки до кутової швидкості ω_2 веденої ланки передавача.

$$U = \omega_1 / \omega_2 \quad (2.1)$$

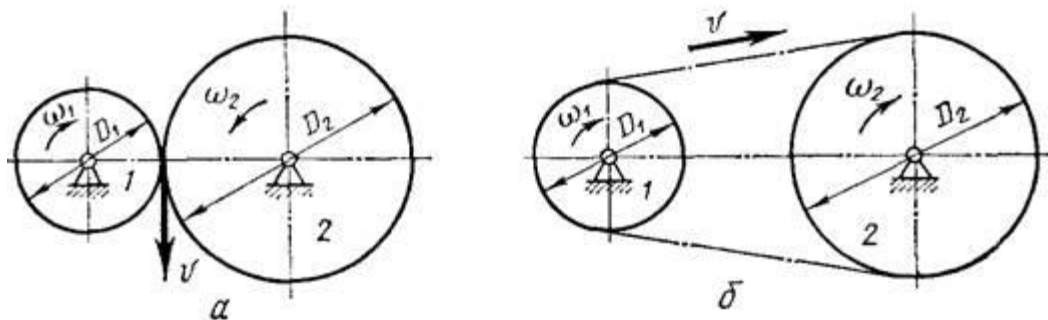


Рис. 2.5

Енергетичними параметрами механічного передавача є передавані потужності на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також коефіцієнт корисної дії (ККД), що визначається за співвідношенням:

$$\eta = P_2 / P_1. \quad (2.2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічного передавача і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передавачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta). \quad (2.3)$$

Параметри ω_1 і ω_2 , а також P_1 і P_2 є мінімально потрібними для розрахунку будь-якого механічного передавача.

Передавані потужності, $Вт$, та кутові швидкості, $рад/с$, визначають обертові моменти, $Нм$, на валах передавача:

- на ведучому валу

$$T_1 = P_1 / \omega_1 \quad (2.4)$$

- на веденому валу

$$T_2 = P_2 / \omega_2 \quad (2.5)$$

Співвідношення між обертовими моментами на валах механічного передавача можна встановити за виразами (2.4) та (2.5) і записати у такому вигляді:

$$T_2 / T_1 = U \cdot \eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta \quad (2.6)$$

Інколи швидкості обертання ланок механічного передавача задаються у вигляді частоти обертання $n, \text{хв}^{-1}$. Зв'язок між кутовою швидкістю $\omega, \text{рад/с}$, та частотою обертання $n, \text{хв}^{-1}$, виражається співвідношенням $\omega = \pi \cdot n / 30$.

У розрахунках механічних передавачів зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок оберткової ланки передавача, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання (рис. 2.5):

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = \omega_2 \cdot d_2 / 2. \quad (2.7)$$

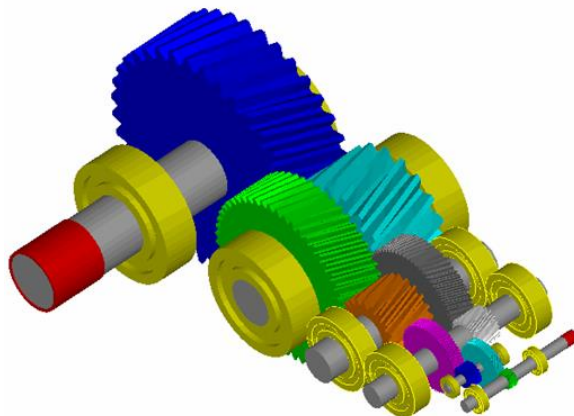
Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передавача, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і спрямована вздовж дотичної до траєкторії (кола) руху точки її прикладання:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2 \quad (2.8)$$

Потужність, кВт , що затрачається на рух ланки передавача із швидкістю $v, \text{м/с}$, у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили $F, \text{Н}$, визначають за формулою:

$$P = F \cdot v / 10^3 \quad (2.9)$$

В урухомниках машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передавачів.



У цьому разі загальне передатне число u урухомника та його ККД визначають за наведеними нижче формулами:

- загальне передатне число урухомника:

$$U_{\text{заг}} = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n. \quad (2.10)$$

Отже, загальне передатне число урухомника, що складається з кількох механічних передавачів, дорівнює добутку передатних чисел його складників передавачів.

- ККД всього урухомлювального механізму

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (2.11)$$

Тобто, ККД урухомника, що складається з кількох механічних передавачів, дорівнює добутку ККД всіх його складників передавачів.



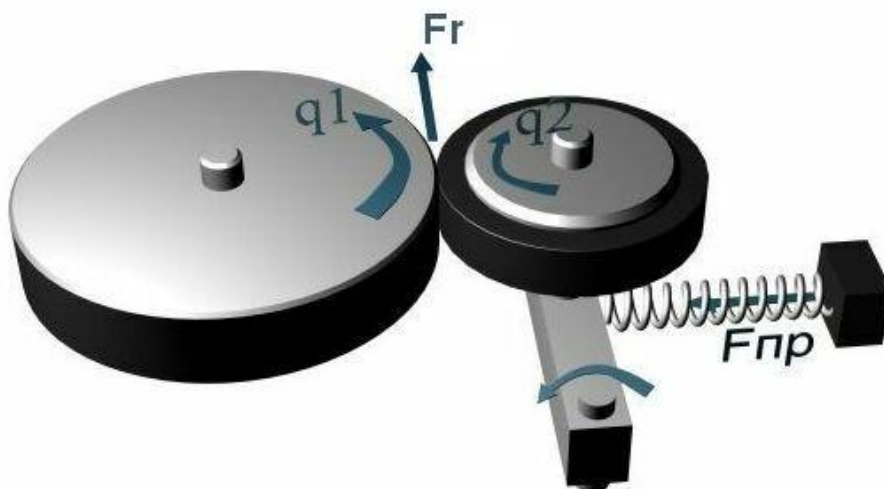
Запитання для самоконтролю

1. На які класи поділяють механічні передавачі за конструктивними особливостями?
2. На які класи поділяють механічні передавачі за взаємним розміщенням осей валів?
3. Назвіть основний кінематичний параметр механічного передавача.
4. Яку силу називають коловою?
5. За якими виразами визначають обертальні моменти?
6. Як визначити потужність?
7. Що називають ККД і як його визначають?

Тема 3.3. Фрикційні передавачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передавачів. Матеріали котків
2. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передавачі. Умова працездатності передавача. Основні відомості про розрахунок передавача на контактну витривалість



1. Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передавачів. Матеріали котків

Фрикційний передавач (рис. 3.1) складається з двох котків (роликів) 1 і 2, які притиснуті один до одного силою F_r . Обертання від одного котка до другого передається за рахунок сили тертя F_f .

Фрикційні передавачі застосовують для передавання потужністю до 20 кВт. Значення коефіцієнта корисної дії лежить у межах 0,90...0,95. Через обмеження габаритних розмірів передаточне число рекомендують брати $u \leq 10$.

Принцип фрикційного передавача широко застосовують для перетворення обертального руху в поступальний, наприклад, у транспортних машинах – колесо і рейка або дорога, у металургійній промисловості – прокатні стани тощо.

Матеріалами фрикційних котків найчастіше використовують сталі ШХ15 з термообробкою до твердості 50...55 HRC, леговані сталі 40Х, 40ХН із гартуванням, чавун, неметалеві матеріали – текстоліт, фібру, деревину, шкіру та гуму.

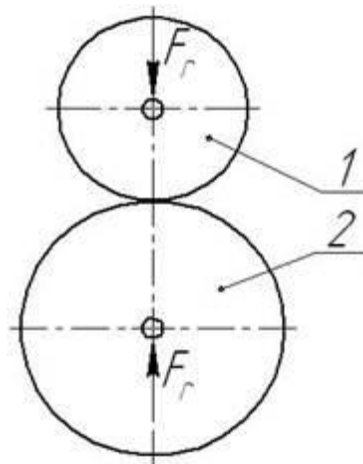


Рис. 3.1. Схема фрикційного передавача

Будова котків здебільшого визначається матеріалами. Металеві котки виготовляють дискової форми (рис. 3.2а), металеві котки малих діаметрів роблять суцільними разом з валом (рис. 3.2б), неметалеві котки виготовляють збірної насадної конструкції, наприклад, рис. 3.2в.

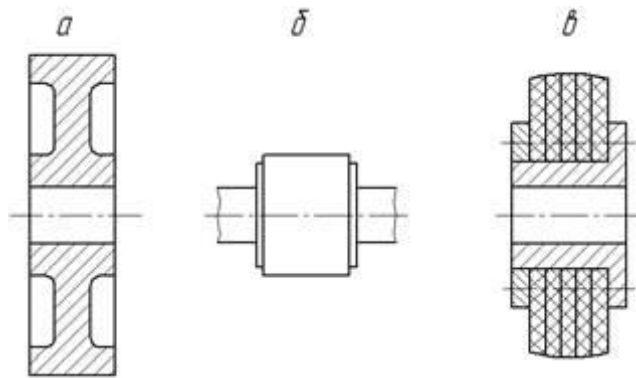


Рис. 3.2. Схеми будови котків фрикційного передавача

Для створення потрібної сили притискання котків використовують натискні пристрої. На рис. 3.3 показані схеми натискних пристроїв, що забезпечують постійну силу притискання котків за допомогою стиснутої пружини (рис. 3.3а) і за допомогою ваги тягарця на важелі (рис. 3.3б).

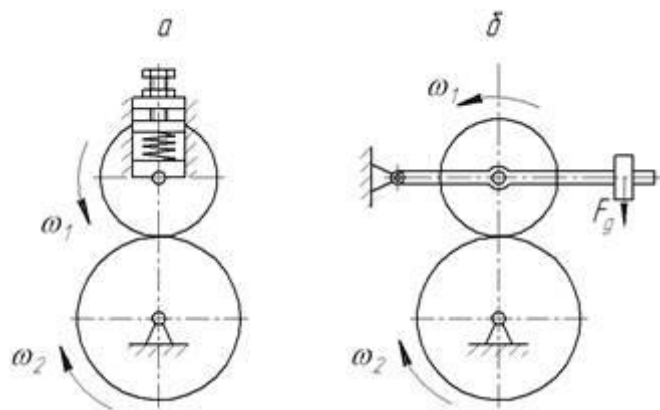


Рис. 3.3. Схеми натискних пристроїв фрикційного передавача

Фрикційні передавачі поділяють на два класи:

- передавачі з умовно постійним передатним числом;
- передавачі з змінним передатним числом – фрикційні варіатори.

Передавачі постійного передатного числа

До передавачів постійного передатного числа відносять такі передавачі, які забезпечують передатне число:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = \text{const}, \quad (3.1)$$

де ω_1 і ω_2 – кутові швидкості, відповідно ведучого і веденого котків.

Передавачі **постійного передатного числа** в свою чергу класифікують за такими ознаками:

- передавачі з паралельними осями, з гладким ободом, зовнішнього дотикання (рис. 3.4а)

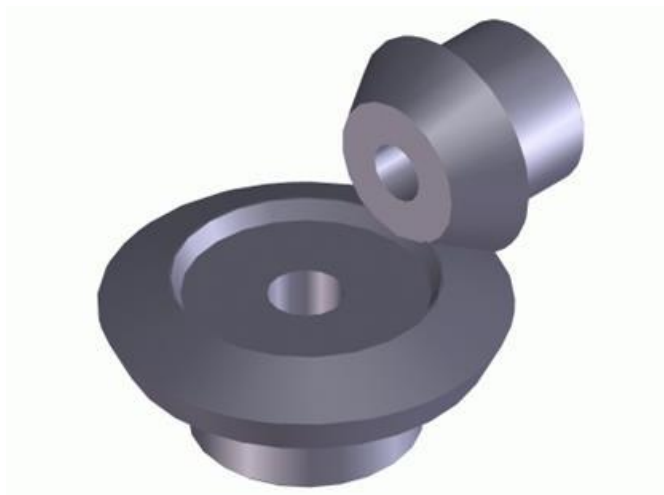


і внутрішнього дотикання (рис. 3.4б);



- передавачі з паралельними осями, з клинчастим ободом, зовнішнього дотикання (рис. 3.4в) і внутрішнього дотикання (рис. 3.4г);

- передавачі з осями, що перетинаються, з гладким (рис. 3.4д) і клинчастим (рис. 3.4е) ободом.



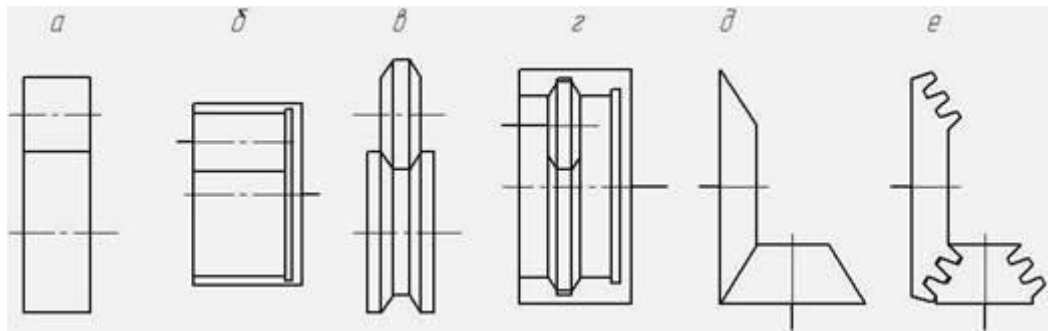


Рис. 3.4. Схеми фрикційних передавачів постійного передатного числа

Передавачі змінного передатного числа – фрикційні *варіатори*

До передавачів змінного передатного числа відносять такі передавачі, які забезпечують передатне число – це фрикційні варіатори.

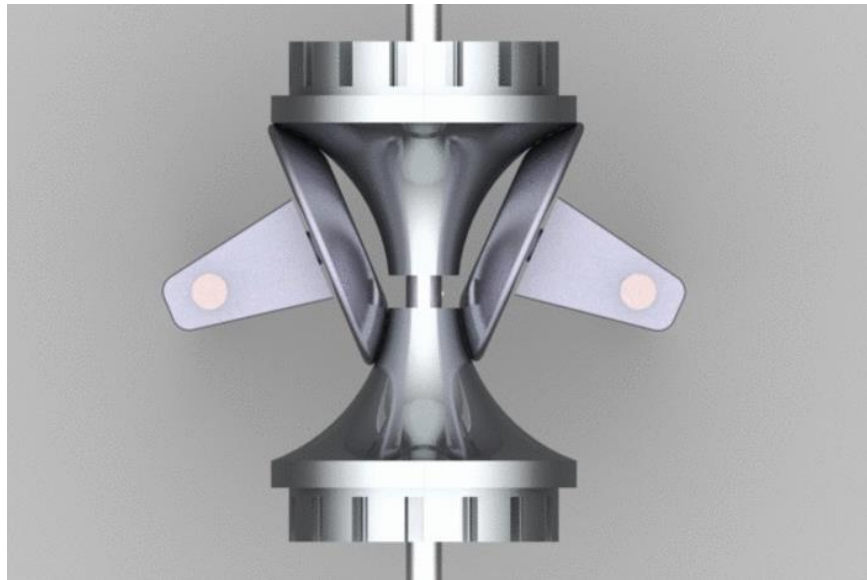
$$u = \omega_1 / \omega_2 = \text{var} , \quad (3.2)$$

Передавачі із **змінним** **передатним** **числом** – фрикційні **варіатори** розрізняють за конструктивними ознаками та принципом роботи. Умовно всі фрикційні варіатори можна поділити на два класи:

- *варіатори з безпосереднім контактом котків: лобовий (рис. 3.5а), конусний (рис. 3.5б), дисковий (рис. 3.5в);*
- *варіатори з проміжними котками:*
- *конусний (рис. 3.6а);*



- *торовий (рис. 3.6б);*



- кульовий (рис. 3.6в).

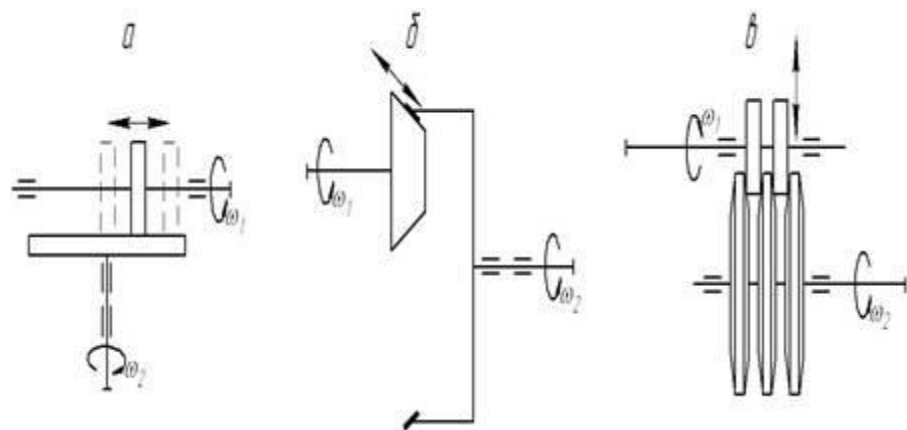


Рис. 3.5. Схеми фрикційних варіаторів з безпосереднім контактом котків

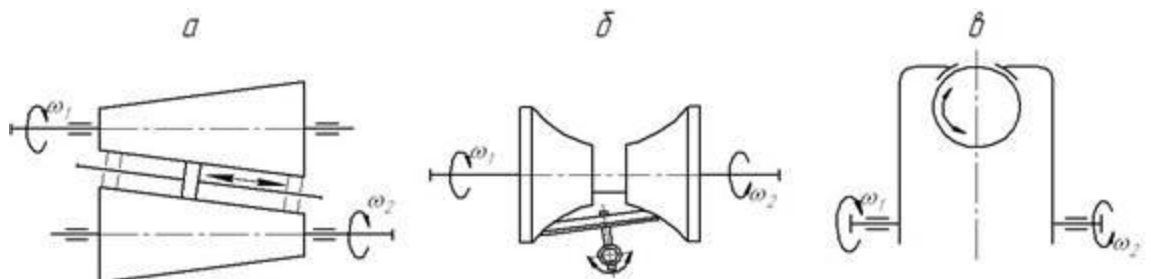


Рис. 3.6. Схеми фрикційних варіаторів з проміжними котками

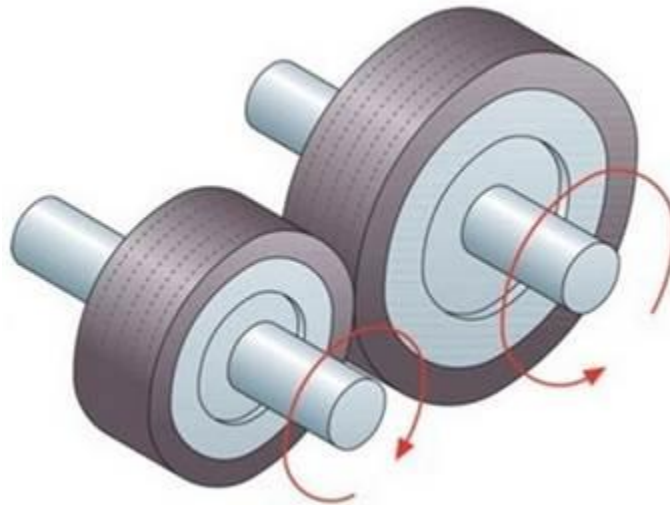
Основною характеристикою фрикційного варіатора є *діапазон регулювання* D – це відношення кутових швидкостей, відповідно максимальної $\omega_{2\max}$ і мінімальної $\omega_{2\min}$ веденого котка за постійної кутової швидкості ω_1 ведучого котка:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} \quad (3.3)$$

Враховуючи те, що $\omega_{2\max} = \omega_1 / u_{\min}$ і $\omega_{2\min} = \omega_1 / u_{\max}$, діапазон регулювання варіатора можна визначити через максимальне ($u_{\max}$) і мінімальне ($u_{\min}$) **передатні числа**

$$D = u_{\max} / u_{\min} \quad (3.4)$$

2. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передавачі. Умова працездатності передавача. Основні відомості про розрахунок передавача на контактну витривалість



Суть розрахунків фрикційних передавачів на контактну міцність показана на прикладі передавача з паралельними осями, з гладким ободом, зовнішнього дотикання – циліндричного фрикційного передавача (рис. 3.7).

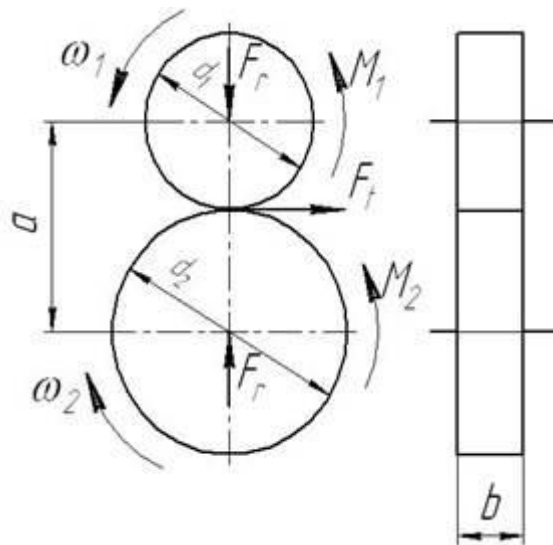


Рис. 3.7. Розміри і навантаження циліндричного фрикційного передавача

Основними розмірами циліндричного фрикційного передавача є діаметри котків d_1 і d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між розмірами такий:

$$a = 0,5(d_1 + d_2); \quad d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon); \quad b = \psi_a \cdot a. \quad (3.5)$$

Тут: ε – коефіцієнт пружного ковзання ($\varepsilon \leq 0,03$); ψ_a – коефіцієнт ширини котків ($\psi_a = 0,2 \dots 0,4$).

Для передавання зовнішнього навантаження слід забезпечити умову $F_f \geq F_t$, де F_f – сила тертя в контакті котків; F_t – колова сила на котках. Враховуючи те, що $F_f = f \cdot F_r$ і $F_t = 2M_1 / d_1$ та беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K_s , можна визначити потрібну силу притиску котків F_r , яка забезпечить відсутність їхнього проковзування:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_1 \cdot K_s}{f \cdot d_1}. \quad (3.6)$$

Розрахунок фрикційних передавачів з металевими котками виконують на **контактну міцність**. Для лінійного дотикання, згідно з формулою Герца, маємо:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \cdot E_{\Sigma} / \rho_{\Sigma}} \leq [\sigma_H], \quad (3.7)$$

де $q = F_r / b$ – розподілене навантаження в контакті котків.

$E_{\Sigma} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – зведений модуль пружності першого роду, де E_1, E_2 – модулі пружності першого роду матеріалів котків 1 і 2; ρ_{Σ} – зведений радіус кривини контакту котків.

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (3.8)$$

де $\rho_1 = 0,5d_1$ і $\rho_2 = 0,5d_2$ – радіус кривини, відповідно котків 1 і 2.

Якщо $d_2 = u \cdot d_1$, після підставлення отримаємо

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}. \quad (3.9)$$

Підставимо значення q і ρ_{Σ} в умову контактної міцності, після перетворень отримаємо:

$$\sigma_H = 0,836 \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot E_{\Sigma} \cdot K_s \cdot K_{\beta} \cdot (u+1)}{f \cdot b \cdot d_1^2 \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.10)$$

де K_{β} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на ширині котків.

Формулу для проектного розрахунку дістанемо, якщо підставимо в умову контактної міцності b і d_1 через міжосьову відстань a . Як результат отримаємо:

$$a = 0,560 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot E_{\Sigma} \cdot K_{\Sigma} \cdot K_{\beta} \cdot (u + 1)^3}{\psi_a \cdot f \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}} \quad (3.11)$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ беруть із довідкової літератури залежно від матеріалів котків і умов їх роботи. За визначеним значенням a підраховують діаметри d_1 і d_2 та ширину котків b . Інші фрикційні передавачі розраховують та проектують за рекомендаціями, наведеними у літературі з деталей машин.



Запитання для самоконтролю

1. Назвіть призначення та будову фрикційного передавача.
2. Сформулюйте умову працездатності фрикційного передавача.
3. На які два класи поділяють фрикційні передавачі?
4. Які матеріали використовують для виготовлення деталей фрикційних передавачів?
5. За якими ознаками класифікують передавачі постійного передатного числа?
6. За якими ознаками класифікують передавачі із змінним передатним числом?
7. Назвіть основні геометричні параметри фрикційного передавача.
8. За якою формулою визначають міжосьову відстань?
9. За якою формулою визначають необхідну силу притискання котків?
10. Назвіть умову контактної міцності для фрикційних передавачів.

Тема 3.4. Зубчасті передавачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування зубчастих передавачів. Класифікація зубчастих передавачів. Підрізання та коригування зубів. Точність зубчастих передавачів. Основні вимоги до зубчастого зчеплення
2. Матеріали і конструкції зубчастих коліс
3. Види руйнування зубів
4. Прямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні
5. Розрахунок зубів на контактну і згинальну витривалість. Вибір основних параметрів, розрахункових коефіцієнтів, допустимих напружень
6. Непрямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні
7. Особливості розрахунку непрямозубих передавачів на контактну міцність та згин
8. Прямозубі конічні передавачі: основні геометричні співвідношення
9. Сили в зачепленні
10. Особливості розрахунку, конструкція зубчастих коліс



- 1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування зубчастих передавачів. Класифікація зубчастих передавачів. Підрізання та коригування зубів. Точність зубчастих передавачів. Основні вимоги до зубчастого зчеплення**

Зубчастий циліндричний передавач – це триланковий механізм, у якого дві рухомі ланки є циліндричними зубчастими колесами (рис. 4.1). Менше з двох зубчастих коліс 1 називають шестірнею, а більше 2 – колесом.

Термін «зубчасте колесо» належить до обох коліс передавача. Розміри зубчастих коліс можуть вимірюватися кількома міліметрами (у приладах), а в найпотужніших машинах до 10 м. Зубчасті циліндричні передавачі здатні передавати потужність до десятків тисяч kW за швидкості до 150 м/с і більше з коефіцієнтом корисної дії рівним 0,94...0,99. Оптимальне передатне число $u=4...5$.

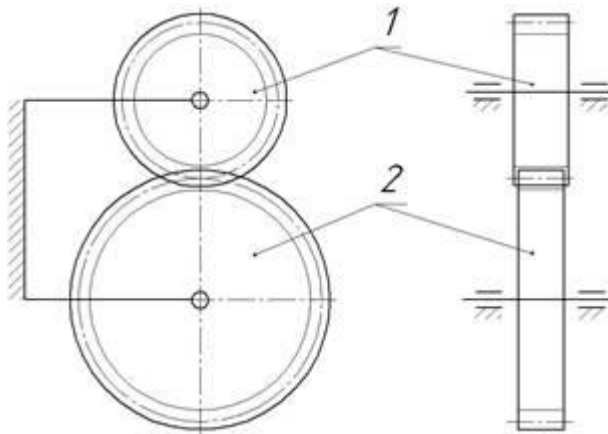
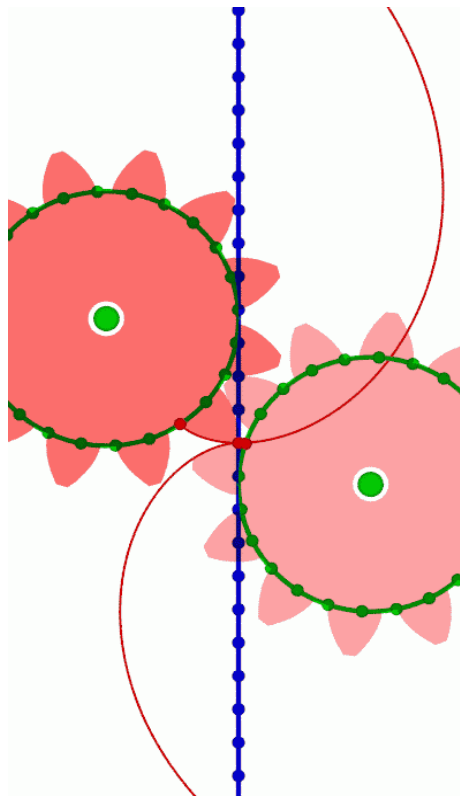


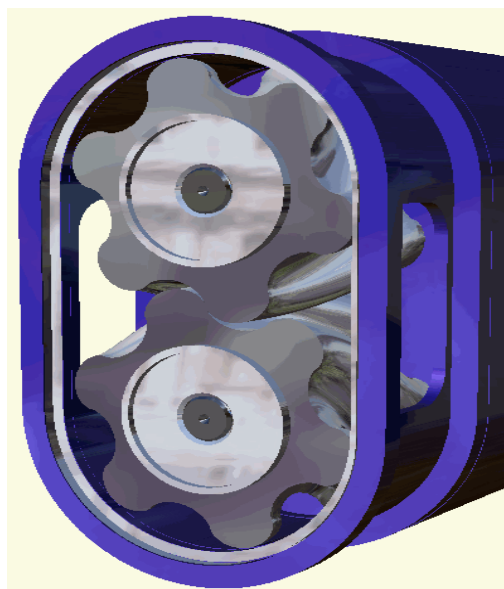
Рис. 4.1. Схема зубчастого циліндричного передавача

Зубчасті циліндричні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину зубців: євольвентні (рис. 4.2а);



циклоїдні (рис. 4.2б);



кругові (зачеплення Новікова) (рис. 4.2в);

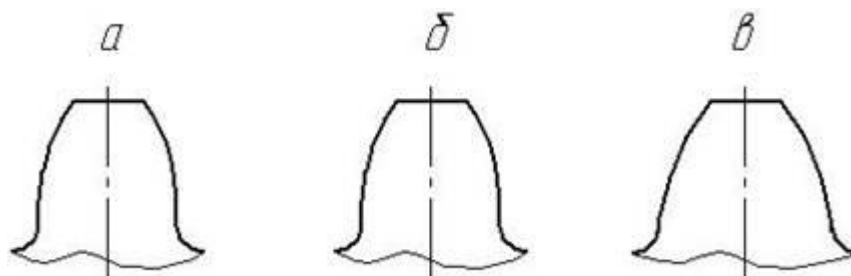


Рис. 4.2. Схеми форм поперечного перетину зуба
- за розміщенням на зубчастому вінці зубців:
прямоzubі (рис. 4.3а);



косозубі (рис. 4.3б);



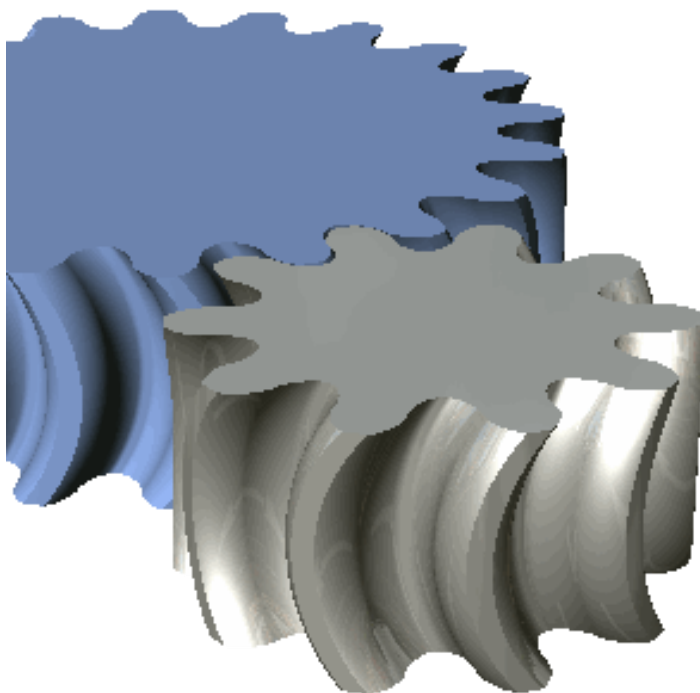
шевронні (рис. 4.3в);



кругові (рис. 4.3г);



аркові (рис. 4.3д);



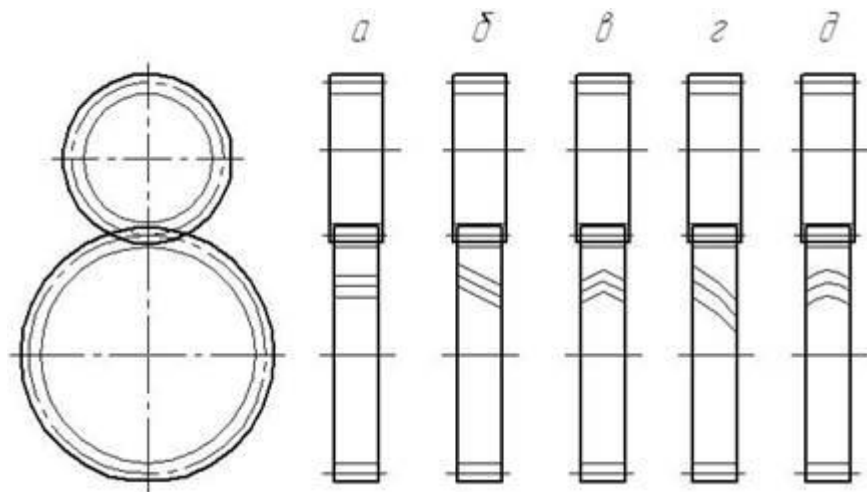
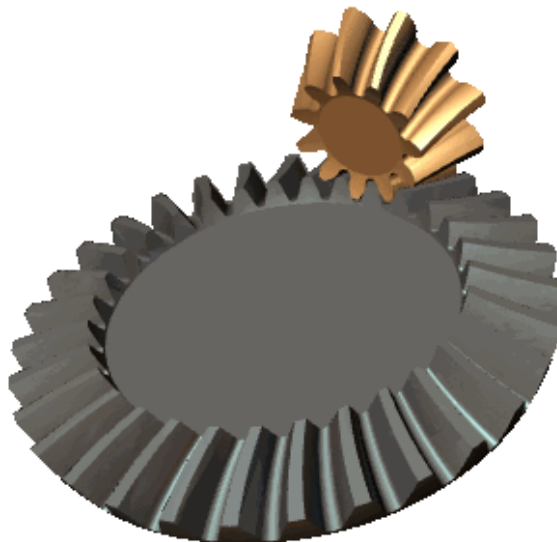
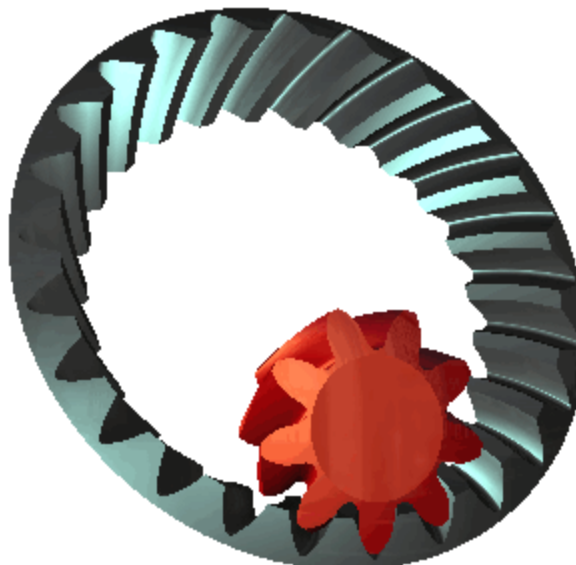


Рис. 4.3. Схеми розміщення на зубчастому вінці зубців
- за відносним розміщенням зубчастих коліс:
зовнішнього зачеплення (рис. 4.4а);



внутрішнього зачеплення (рис. 4.4б);



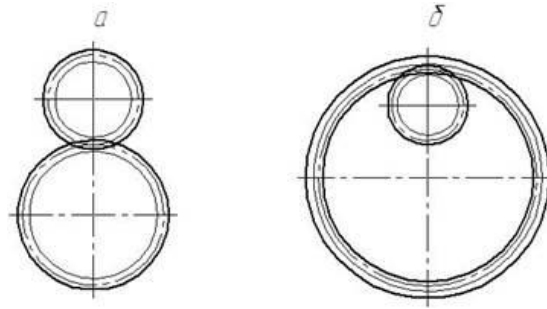


Рис. 4.4. Схеми відносного розміщення зубчастих коліс
- за конструкцією корпусу:
відкриті (рис. 4.5а);



закриті (рис. 4.5б).



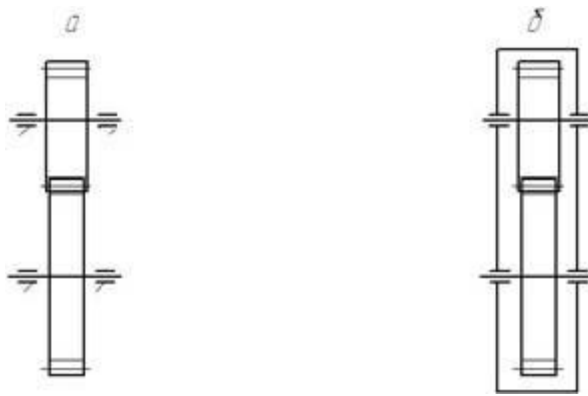


Рис. 4.5. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

Виготовлення зубчастих коліс. Заготовки зубчастих коліс отримують литтям, ковкою або різанням. Зуби коліс виготовляють накатуванням, нарізанням, рідше литтям.

Накатування зубів. Застосовують в масовому виробництві. Попереднє формоутворення зубів циліндричних і конічних коліс проводиться гарячим накатуванням. Вінець сталеної заготовки нагрівають токами високої частоти до температури $\sim 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім обкатують між колесами-обкатниками. При цьому на вінці видавлюються зуби. Для отримання коліс більш високої точності проводять наступну механічну обробку зубів або холодне накатування – калібрування.

Холодне накатування зубів застосовують за модуля до 1 мм.

Нарізання зубів. Існує два методи нарізання зубів: копіювання і обкатка. **Метод копіювання** полягає у прорізанні впадин між зубами модульними фрезами: дисковими або пальцевими. Після прорізання впадини заготовку повертають на крок зачеплення. Профіль впадини представляє собою копію профілю різальної кромки фрези. Метод копіювання – неточний, використовують переважно в ремонтному ділі.

Нарізання зубів **методом обкатки** оснований на відтворенні зачеплення зубчастої пари, одним з елементів якої є різальний інструмент – черв'ячна фреза, довбляк або рейковий довбляк – гребінка. Черв'ячна фреза має в осьовому січенні форму інструментальної рейки. Під час нарізання зубів заготовка і фреза обертаються навколо своїх осей, забезпечуючи безперервність процесу.

Нарізання зубів черв'ячними фрезами широко використовують для виготовлення циліндричних коліс із зовнішнім розміщенням зубів. Для нарізання коліс з внутрішнім розміщенням зубів застосовують довбляки. Гребінками нарізають прямозубі і косозубі колеса з великим модулем зачеплення.

Нарізання зубів конічних коліс методом обкатки проводять струганням, фрезеруванням, інструментом з прямобічним профілем або різцевими головками.

Зуби точних коліс після нарізання підлягають обробці шевінгуванням, шліфуванням, притиркою або обкаткою.

Шевінгування застосовують для тонкої обробки незагартованих коліс. Виконують інструментом – шевером, який має вид зубчастого колеса з вузькими канавками на поверхні зубів. Обертаючись у зачепленні колесом, шевер знімає різальними кромками канавок волосоподібні стружки з зубів колеса.

Шліфування використовують для обробки загартованих зубів. Виконують шліфувальними кругами способом копіювання або обкатки.

Притирку виконують для обробки загартованих зубів. Виконують притиром – чавунним, точно виготовленим колесом з використанням притиральних абразивних паст.

Обкатку застосовують для загладжування шорсткості на поверхні незагартованих коліс. Впродовж 1–2 хв. зубчасте колесо обкатують під навантаженням з еталонним колесом великої твердості.

Поняття про зубчасте зачеплення зі зміщенням

Корегуванням називається поліпшення профілю зуба шляхом його окреслення другою ділянкою тієї самої евольвенти порівняно з нормальним зачепленням.

Корегування застосовують:

- а) для усунення підрізання зубів шестірні якщо $z < z_{\min}$;
- б) для підвищення згінної міцності зубів, що досягається збільшенням їх товщини;
- в) для підвищення контактної міцності, що досягається збільшенням радіуса кривизни в полюсі зачеплення;
- г) для одержання заданої міжосьової відстані.

Корегування здійснюється зміщенням інструментальної рейки на величину x_m . Додатним називається зміщення рейки від центра колеса, від'ємним – до центра.

Точність зубчастих передавачів

Під час виготовлення зубчастих передавачів виникають похибки, які полягають у відхиленнях кроку, співосності коліс, теоретичного профілю зубів, міжосьової відстані тощо. Всі ці похибки призводять до збільшеного шуму під час роботи та передчасного зносу передавача.

Точність зубчастих передавачів регламентується стандартами, в яких передбачено 12 ступенів точності з позначенням ступенів у порядку зменшення точності. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8, 9-а ступені точності. 6 ступінь – високоточні передавачі, 9 – тихохідні передавачі пониженої точності.

2. Матеріали і конструкції зубчастих коліс

Виготовляють зубчасті колеса із різноманітних матеріалів, основним з яких є сталь. Найбільше застосовують якісні конструкційні сталі 40, 45, 50,

сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА, сталеве литво – сталі 40Л, 45Л, 50Л, сірі чавуни марок СЧ18 – СЧ35 та інші. Сталі допускають зміну твердості і міцності за рахунок термічної або хіміко-термічної обробки, якою є нормалізація, поліпшення, об'ємне і поверхневе гартування, цементация та азотування. Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи: з твердістю $H \leq 350HB$ (нормалізація і поліпшення) і з твердістю $H > 350HB$ (об'ємне і поверхневе гартування, цементация та азотування). Твердість шестірні H_1 рекомендують назначати більшою від твердості колеса H_2 ($H_1 = H_2 + (20 \dots 40) \cdot HB$). Зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350HB$ нарізають після термообробки заготовки, а з твердістю $H > 350HB$ до термообробки. Тому термообробку здійснюють після нарізування зубців.

3. Види руйнування зубів

Практика експлуатації зубчастих передавачів показує, що найбільш характерними є такі види руйнування зубців: втомне викришування активних поверхонь (рис. 4.6а), поломка зубців (рис. 4.6б), відшарування поверхневих шарів зубців (рис. 4.6в), абразивне спрацювання (рис. 4.6г), пластична деформація (рис. 4.6д) та заїдання зубців (рис. 4.6е).

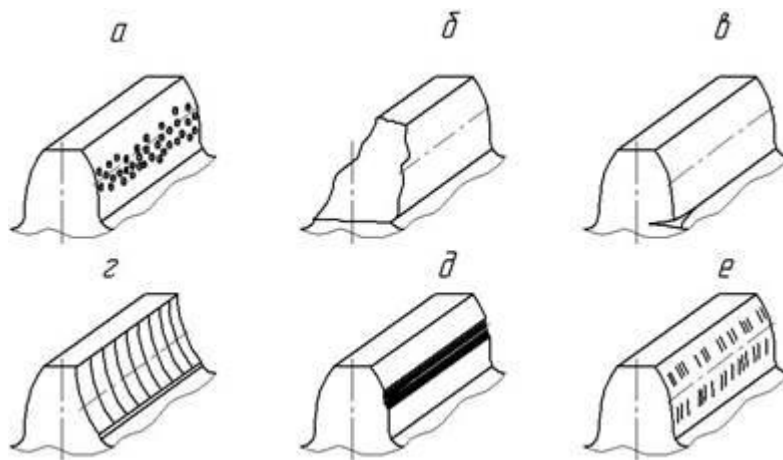


Рис. 4.6. Види руйнування зубців зубчастих коліс

Основними критеріями роботоздатності зубців зубчастих коліс є міцність та зносостійкість. Найглибше теоретично і практично досліджено явища втомного викришування активних поверхонь зубців, спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища поломки зубців як результат циклічної дії напружень згину σ_F . Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших наведених видів руйнування зубців зубчастих коліс.

Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження (тут і далі під час розрахунків зубчастих передавачів уведено деякі спрощення щодо ГОСТ 21354-87):

$$[\sigma_H] = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot k_{HL}}{S_H}, \quad (4.1)$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної витривалості поверхневих шарів зубців, яка відповідає базі випробувань N_{H0} . Для матеріалів з $H \leq 350HB$:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70, \text{ а } N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4}; \quad (4.2)$$

S_H – коефіцієнт безпеки, який враховує ступінь відповідальності передавача. Для передавачів загального призначення, за однорідної за об'ємом структури матеріалу, яка забезпечується термообробкою нормалізацією або поліпшенням – $S_H = 1,1$. У разі неоднорідної структури (поверхнєве гартування, цементация, азотування) – $S_H = 1,2$; k_{HL} – коефіцієнт довговічності. Враховує вплив строку служби і режиму навантаження передавача. Визначається з співвідношення N_{H0} і N_{Σ} . Сумарну кількість циклів навантаження зубців за весь строк роботи передавача знаходять за формулою:

$$N_{\Sigma} = \frac{1800}{\pi} \cdot \omega \cdot L_h, \quad (4.3)$$

де: L_h – строк служби передавача в годинах; ω – кутова швидкість шестірні ($\omega_{ш}$) або колеса (ω_k), c^{-1} .

Для довгопрацюючих передавачів, якщо $N_{\Sigma} \cdot k_{HE} \geq N_{H0}$, коефіцієнт довговічності приймається:

- за змінних режимів навантаження $k_{HL} = 1,0$;
- за постійних режимів навантаження визначають за формулою:

$$k_{HL} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma} \cdot k_{HE}}}, \text{ але } \geq 0,9. \quad (4.4)$$

Якщо $N_{\Sigma} \cdot k_{HE} < N_{H0}$ для змінного і постійного режимів навантаження:

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma} \cdot k_{HE}}}, \text{ але } \leq 2,6, \quad (4.5)$$

де k_{HE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження.

Допустимі контактні напруження визначають для шестірні ($[\sigma_H]_ш$) і колеса ($[\sigma_H]_к$). Для розрахунку передавача приймають менше із двох допустимих напружень.

Допустимі напруження за згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot k_{FL}}{S_F} \cdot k_{FC}, \quad (4.6)$$

де σ_{Flimb} – межа витривалості зубців за згину, яка відповідає базі випробувань N_{F0} . Для матеріалів з $H \leq 350HB$:

$$\sigma_{Flimb} = HB + 260, \text{ а } N_{F0} = 4 \cdot 10^6; \quad (4.7)$$

k_{FL} – коефіцієнт довговічності: якщо $N_z \cdot k_{FE} \geq N_{F0}$ приймається $k_{FL} = 1,0$, якщо $N_z \cdot k_{FE} \leq N_{F0}$ визначають за формулою:

$$k_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_z \cdot k_{FE}}}, \text{ але } \leq 2,0, \quad (4.8)$$

де: k_{FE} – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження;

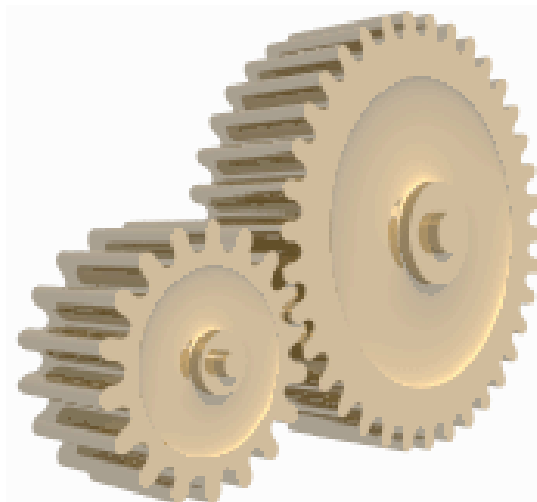
k_{FC} – коефіцієнт реверсивності навантаження;

S_F – коефіцієнт безпеки.

Усі коефіцієнти вибирають із довідкової літератури. Допустимі напруження за згину визначають для шестірні ($[\sigma_F]_ш$) і колеса ($[\sigma_F]_к$).

Рекомендації щодо граничних контактних напружень $[\sigma]_{Hmax}$ і граничних напружень згину $[\sigma]_{Fmax}$ наведено в літературі з деталей машин.

4. Прямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні



У прямозубому передавачі зуби входять в зачеплення зразу по всій довжині. Через неточність виготовлення передавача і його знос процес виходу однієї пари зубів із зачеплення і початок зачеплення іншої пари супроводжується ударами і шумом, сила яких зростає із збільшенням колової швидкості коліс. Прямозубі передавачі використовують за невисоких та середніх колових швидкостей; відкриті передавачі, як правило, роблять прямозубими.

Згідно з основною теоремою зачеплення для знижувальних передавачів **передатне число** $u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$. Для пари циліндричних зубчастих коліс рекомендується $u < 3 \dots 6$.

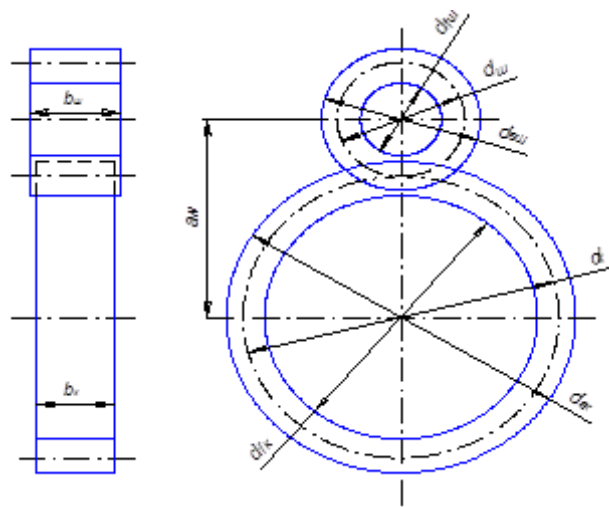


Рис. 4.7. Геометричні розміри циліндричного зубчастого передавача

Розміри зубчатого колеса виражають через модуль і кількість зубів z .

Ділильний і початковий діаметри $d = d_w = mz$

Діаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d + 2m$

Діаметр впадин $d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$

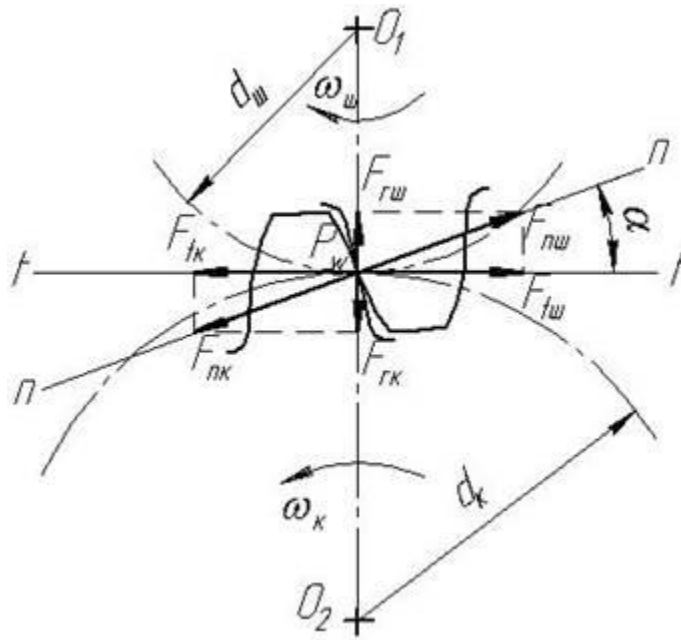


Рис. 4.8. Схема сил у зачепленні

У прямозубих циліндричних передавачах (рис. 4.8 і рис. 4.9а):

- колова сила

- радіальна сила

- осьова сила

$$\begin{aligned} F_{тш} &= F_{тк} = \frac{2M_{ш}}{d_{ш}}; \\ F_{рш} &= F_{рк} = F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \\ F_{акш} &= F_{акк} = 0. \end{aligned} \quad (4.18)$$

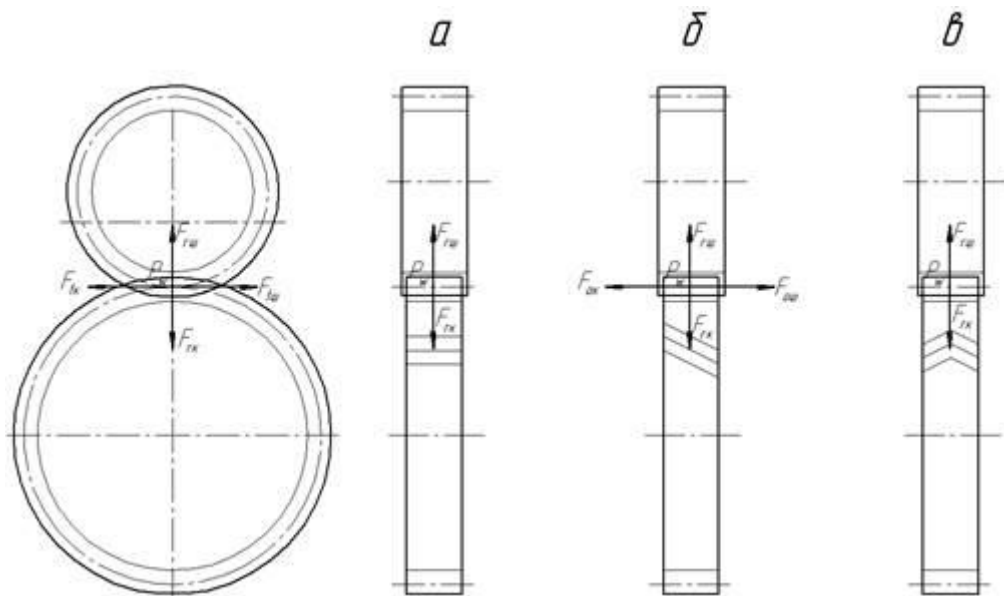


Рис. 4.9. Схема сил у передавачах

5. Розрахунок зубів на контактну і згинальну витривалість. Вибір основних параметрів, розрахункових коефіцієнтів, допустимих напружень

Загальні відомості про розрахунок на міцність циліндричних евольвентних зубчастих передавачів

Розрахунком на міцність визначають розміри зубчастого передавача, за яких не виникає небезпека пошкодження зубів коліс. Це можливо у разі взаємозв'язаного розрахунку міцності та геометрії зачеплення, тому що із зміною геометрії міняється і навантажувальна спроможність зубчастого зачеплення.

Розрахунок на міцність сталевих циліндричних зубчастих передавачів зовнішнього зачеплення з модулем $m > 1$ мм стандартизований. У курсі «Деталі машин» вивчають основи такого розрахунку. При цьому вводять деякі спрощення, які мало впливають на результати для більшості випадків практики. У розрахунках використовують багато різних коефіцієнтів. Коефіцієнти, загальні для розрахунку на контактну міцність та згин, позначають літерою K , спеціальні коефіцієнти для розрахунку на контактну міцність – літерою Z , на згин – літерою Y .

Закриті передавачі розраховують на попередження викришування робочих поверхонь зубів і їх поламки (згину). Розміри передавача визначають розрахунком на контактну міцність, а розрахунок зубів несе перевіряльний характер з метою визначення мінімально можливого значення модуля.

Відкриті зубчасті передавачі розраховують на контактну міцність з послідуною перевіркою зубів на згин з розрахунком їх зносу.

Розрахунок прямозубих передавачів на втому і міцність за згину

Під час розрахунків на втому за згину зубець розглядають як консольну балку (рис. 4.10). Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто коли він входить у зачеплення. Це найнебезпечніший випадок навантаження зубця, за якого виникають максимальні напруження згину в його основі.

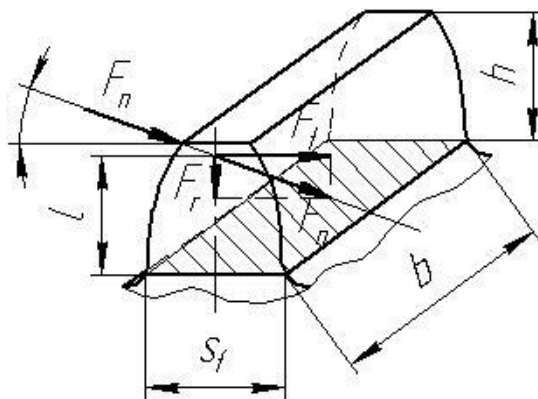


Рис. 4.10. Розрахункова схема зуба на згин

Перенесемо точку прикладання сили F_n на вісь симетрії зубця і розкладемо на сили F_t і F_r . Сила F_t згинає, а сила F_r – стискає зубець. Деформація стиску незначна і ми нехтуємо нею. Запишемо умову міцності на згин:

$$\sigma_F = \frac{M_F}{W_F} \leq [\sigma_F], \quad (4.19)$$

де: $M_F = F_t \cdot l$ – момент згину; $W_F = b \cdot s_f^2 / 6$ – момент опору згину основи зубця. Розміри l , b і s_f показано на рис. 4.10. Величини l і s_f пропорційні модулю m_n : $l = l' \cdot m_n$, а $s_f = s'_f \cdot m_n$, де l' і s'_f – коефіцієнти пропорційності. Підставимо значення M_F і W_F в умову міцності на згин, отримаємо:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n^2} \cdot \frac{6l'}{(s'_f)^2} \leq [\sigma_F], \quad (4.20)$$

де $6l'/(s'_f)^2 = y_F$ – коефіцієнт форми зубця, який залежить від кількості зубців шестерень ($z_{ш}$) або колеса (z_k). На рис. 4.11 показано схеми форм зубців: рис. 4.11а – для зубчастого колеса з $z < 42$, де профіль зуба складається з евольвенти 1, радіальної ділянки 2 і галтелі 3; рис. 4.11б – для зубчастого колеса з $z \geq 42$, де профіль зуба складається з евольвенти 1 і галтелі 3.

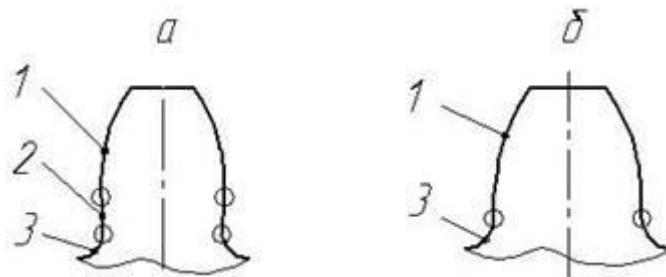


Рис.4.11. Схеми форм зубців

Якщо виразити колову силу F_t через крутний момент M

$$\sigma_F = \frac{2M \cdot y_F}{b \cdot z \cdot m_n^2} \leq [\sigma_F]. \quad (4.21)$$

Під час перевіряльних розрахунків оцінюють втомну міцність зуба шестірні та зуба колеса.

Під час проектного розрахунку приймають $b = \psi_{bm} \cdot m_n$ і визначають модуль:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot y_F}{\psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]}}, \quad (4.22)$$

де ψ_{bt} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Отримане значення m_n округляють до стандартного. Такий проектний розрахунок виконують для відкритих зубчастих передавачів.

Щоб забезпечувати потрібну міцність зубців за згину максимальним навантаженням, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot (M_{\max} / M_H) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (4.23)$$

Розрахунок прямозубих передавачів на контактну втому та міцність

У цьому прикладі розглянуто зубчастий циліндричний прямозубий передавач з зовнішнім зачепленням зубців. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому ведеться для моменту зачеплення їх у полюсі P_w , оскільки викришування починається в зоні полюсної лінії (рис. 4.12).

Запишемо умову контактної міцності:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \cdot E_{зе} / \rho_{зе}} \leq [\sigma_H], \quad (4.24)$$

де $q = F_n / b$ – розподілене навантаження в контакті зубців. Якщо $F_n = F_t / \cos \alpha$, а $F_t = 2M_{ш} / d_{ш}$, тоді $q = 2M_{ш} / (b \cdot d_{ш} \cdot \cos \alpha)$; $E_{зе} = 2 \cdot E_{ш} \cdot E_k / (E_{ш} + E_k)$ – зведений модуль пружності першого роду, де $E_{ш}, E_k$ – модулі пружності першого роду, відповідно матеріалів шестірні і колеса; $\rho_{зе}$ – зведений радіус кривизни евольвент у точці P_w контакту зубців. Зведена кривизна евольвент у точці контакту:

$$\frac{1}{\rho_{зе}} = \frac{1}{\rho_{ш}} + \frac{1}{\rho_k}, \quad (4.25)$$

де $\rho_{ш} = 0,5d_{ш} \cdot \sin \alpha$ – радіус кривизни евольвенти зуба шестірні; $\rho_k = 0,5d_k \cdot \sin \alpha$ – радіус кривизни евольвенти зуба колеса.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\text{нфк}} / M_H} \leq [\sigma]_{H\max} \quad (4.29)$$

6. Непрямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні



© Friedrich A. Lohmüller, 2010

Основний геометричний параметр зубчастого непрямоzubого циліндричного передавача є **модуль** $m = d / z$ – кількість міліметрів діаметра (d) ділильного кола, що припадає на один зуб (z). Зубчасті циліндричні передавачі мають два модулі: m_n – **нормальний** і m_t – **торцевий**. Стандартним є нормальний модуль. Зв'язок між модулями має вид: $m_n = m_t \cdot \cos \beta$, де β – кут нахилу зубців, приймається: для косозубих коліс $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$; для шевронних коліс $\beta = 22^\circ \dots 45^\circ$.

Для визначення геометричних розмірів зубчастого циліндричного передавача потрібно мати кількість зубців шестірні ($z_{\text{ш}}$) і кількість зубців колеса ($z_{\text{к}}$). Рекомендовано приймати $z_{\text{ш}} = 18 \dots 30$, а $z_{\text{к}} = z_{\text{ш}} \cdot u$, де u – передатне число зубчастого циліндричного передавача.

У косозубих циліндричних передавачах (рис. 4.9б):

$$\begin{aligned} & \text{- колова сила} & F_{\text{тш}} = F_{\text{тк}} &= \frac{2M_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}}; \\ & \text{- радіальна сила} & F_{\text{рш}} = F_{\text{рк}} &= F_{\text{тш}} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}; \\ & \text{- осьова сила} & F_{\text{аш}} = F_{\text{ак}} &= F_{\text{тш}} \cdot \tan \beta. \end{aligned} \quad (4.30)$$

У шевронних циліндричних передавачах (рис. 4.9в):

$$\begin{aligned}
& - \text{колова сила} & F_{тш} = F_{тк} = \frac{2M_{ш}}{d_{ш}}; \\
& - \text{радіальна сила} & F_{rш} = F_{rk} = F_{тш} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \\
& - \text{осьова сила} & F_{аш} = F_{ак} = 0.
\end{aligned} \tag{4.31}$$

7. Особливості розрахунку непрямозубих передавачів на контактну міцність та згин

В інженерній практиці використовують загальні вирази для розрахунків прямозубих, косозубих і шевронних передавачів.

Під час розрахунків на втому за згину:

- перевіряльний розрахунок:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{MK_F}{z b m_n^2} \leq [\sigma_F], \tag{4.32}$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба: вибирають за еквівалентною кількістю зубців шестірні ($z_{Vш}$) і колеса (z_{Vk}): для прямозубих передавачів $z_{Vш} = z_{ш}$ і $z_{Vk} = z_k$;

для косозубих і шевронних передавачів $z_{Vш} = \frac{z_{ш}}{\cos^3 \beta}$ і $z_{Vk} = \frac{z_k}{\cos^3 \beta}$; Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців; Y_β – коефіцієнт нахилу зубів:

визначають $Y_\beta = 1,0 - \frac{\beta}{140}$. Тут кут β в градусах; K_F – коефіцієнт навантаження за згину, визначають за формулою $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

- проектний розрахунок:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot K_F}{\psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_F \cdot Y_\alpha \cdot Y_\beta}. \tag{4.33}$$

Під час розрахунків на втому за контактної деформації:

- перевіряльний розрахунок:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{2M_u K_H}{d_w^2 b_k} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (4.34)$$

де: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців; $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/3}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс; Z_ϵ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців, визначається: для прямозубих передавачів $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$; для косозубих і шевронних передавачів $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$.

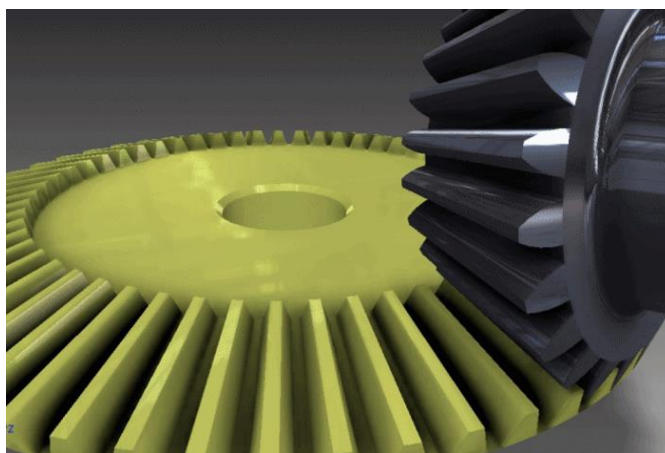
Тут $\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_w} + \frac{1}{Z_k})] \cdot \cos \beta$ – коефіцієнт торцевого перекриття; K_H – коефіцієнт навантаження, визначають $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$, де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

- проектний розрахунок:

$$a_{wmin} = k_a (u+1)^3 \sqrt{\frac{M_u \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (4.35)$$

де k_a – розрахунковий коефіцієнт, приймається: для прямозубих передавачів $k_a = 4950 \text{ Па}^{1/3}$; для косозубих і шевронних передавачів $k_a = 4300 \text{ Па}^{1/3}$.

8. Прямозубі конічні передавачі: основні геометричні співвідношення



Зубчастий конічний передавач – це триланковий механізм, у якого дві рухомі ланки є конічними зубчастими колесами (рис. 4.13). Менше з двох

зубчастих коліс 1 називають шестірнею, а більше 2 – колесом. Термін «зубчасте колесо» належить до обох коліс передавача. Зубчасті конічні передавачі застосовують у тих випадках, коли осі валів перетинаються. Коефіцієнт корисної дії їх дорівнює 0,95...0,96, оптимальне передатне число $u=3...4$.

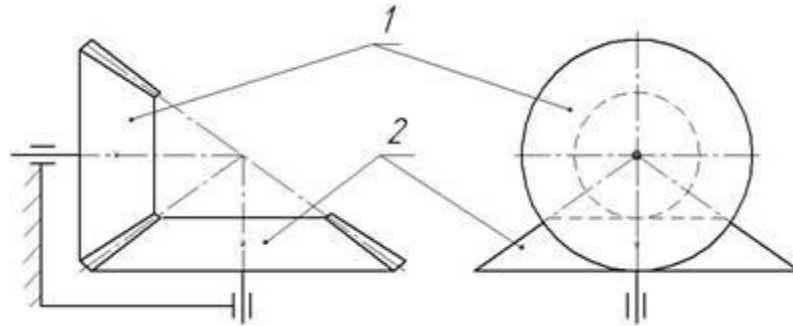


Рис.4.13. Схема зубчастого конічного передавача

Зубчасті конічні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину зубців: евольвентні (рис. 4.14а);
- циклоїдні (рис. 4.14б); кругові (рис. 4.14в);

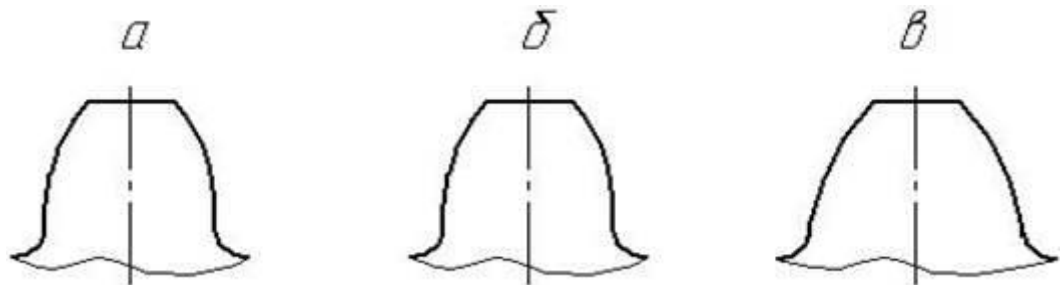
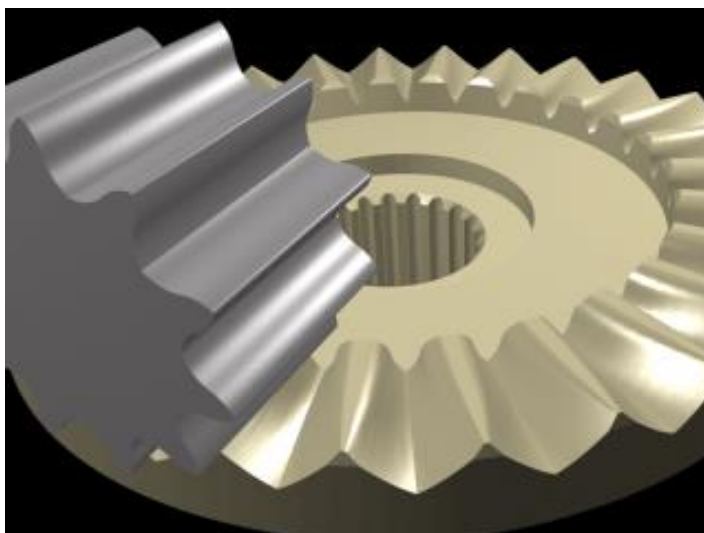
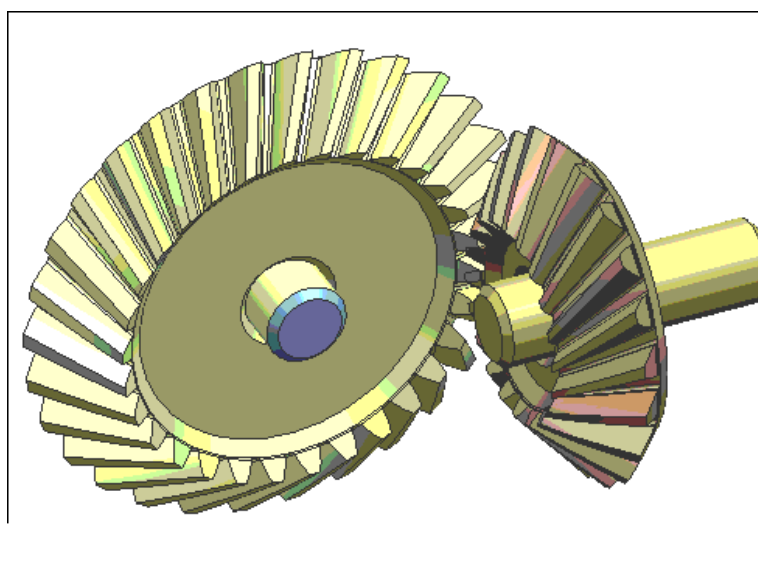


Рис. 4.14. Схеми форм поперечного перетину зуба

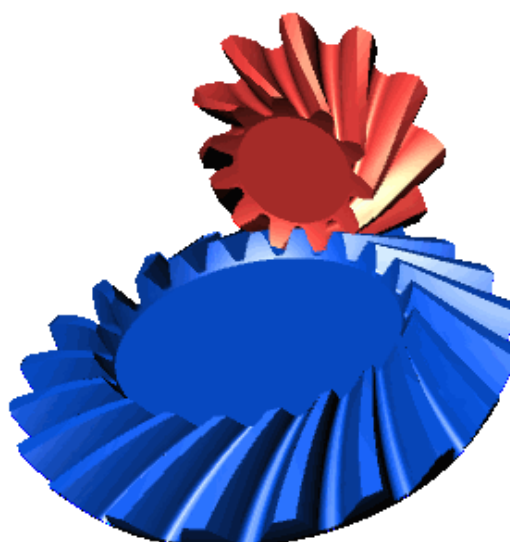
- за розміщенням на зубчастому вінці зубців:
- прямозубі (рис. 4.15а);



- косозубі (рис. 4.15б);



- кругові (рис. 4.15в);



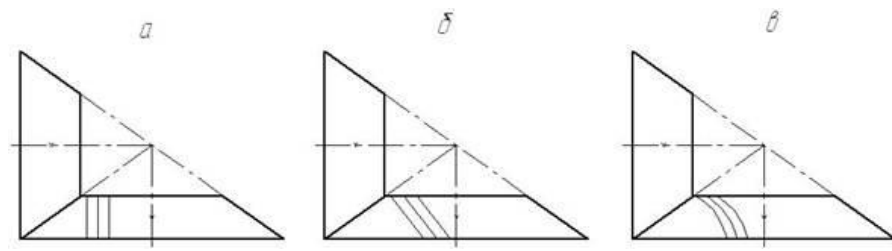


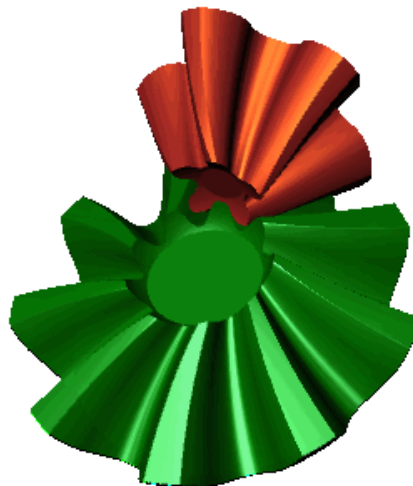
Рис. 4.15. Схеми розміщення зубців на зубчастому вінці

- за кутом перетину осей Σ :

з кутом $\Sigma < 90^\circ$ (рис. 4.16а);



з кутом $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 4.16б);



з кутом $\Sigma > 90^\circ$ (рис. 4.16в);

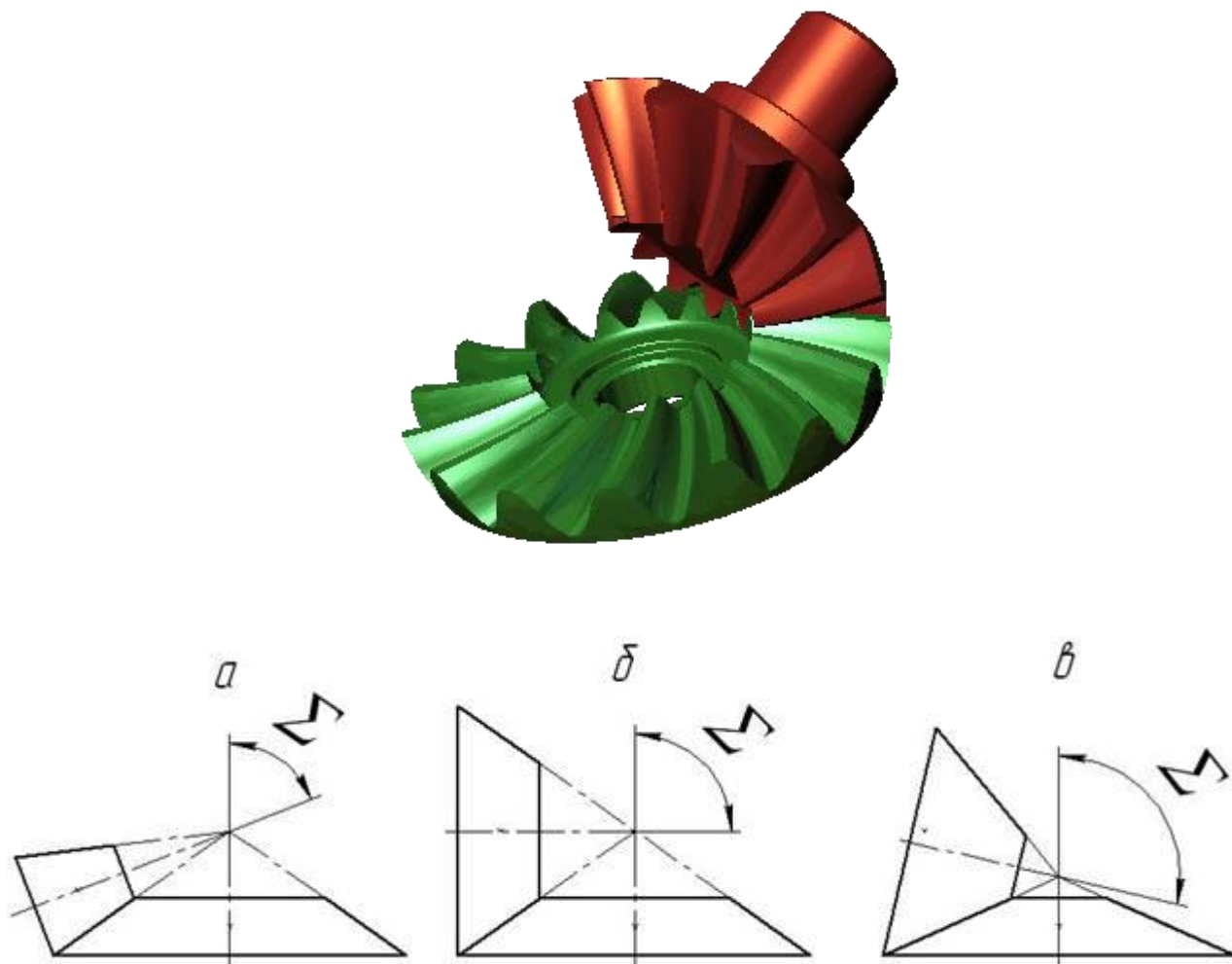


Рис. 4.16. Схеми за кутом перетину осей

- за конструкцією корпусу:
- відкриті (рис. 4.17а);



- закриті (рис. 4.17б).

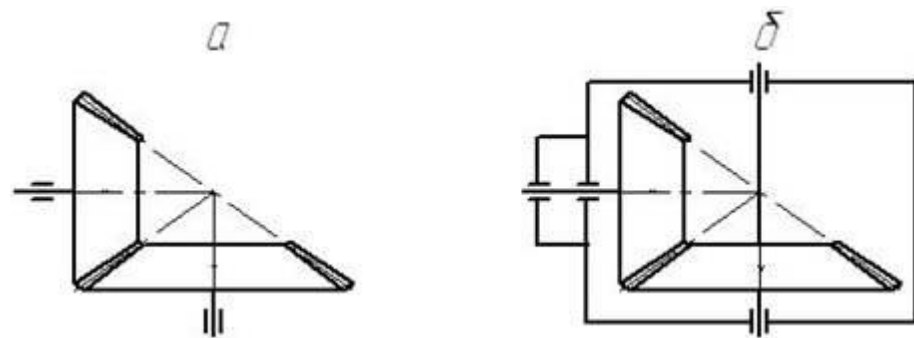
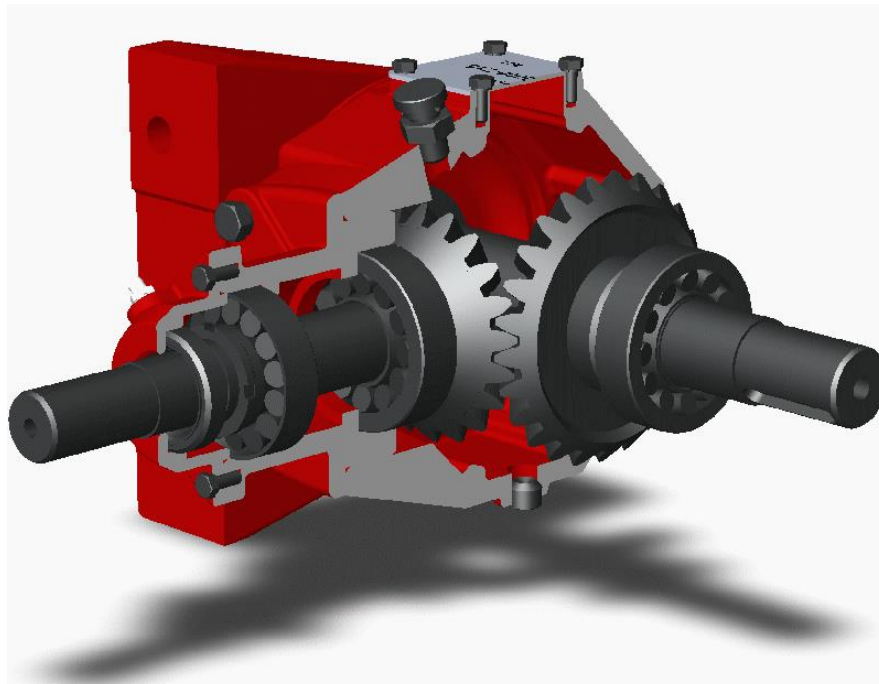


Рис. 4.17. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

Питання про матеріали зубчастих конічних коліс, їх термообробку і виготовлення, види руйнування зубців і критерії їх роботоzдатності, допустимі напруження розглядаються, як і для зубчастих циліндричних коліс.

Геометричні параметри і розміри

Основний геометричний параметр зубчастого конічного передавача є зовнішній коловий модуль $m_e = d_e / z$ – число міліметрів зовнішнього ділильного діаметра (d_e), що припадає на один зуб (z). Крім того, зубчасті конічні передавачі мають середній коловий модуль $m_m = d_m / z$ – число міліметрів середнього ділильного діаметра (d_m), що припадає на один зуб (z). Стандартом є **зовнішній коловий модуль**. Для визначення геометричних розмірів зубчастого конічного передавача потрібно мати кількість зубців шестірні ($z_{ш}$) і кількість зубців колеса (z_k). Рекомендовано приймати $z_{ш} = 18 \dots 30$, а $z_k = z_{ш} \cdot u$, де u – передатне число зубчастого конічного передавача.

Для передавачів стандартного вихідного контуру за СТ СЭВ 516-77 (який встановлює кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1,0$ і коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,2$) розміри зубчатого передавача визначають за формулами.

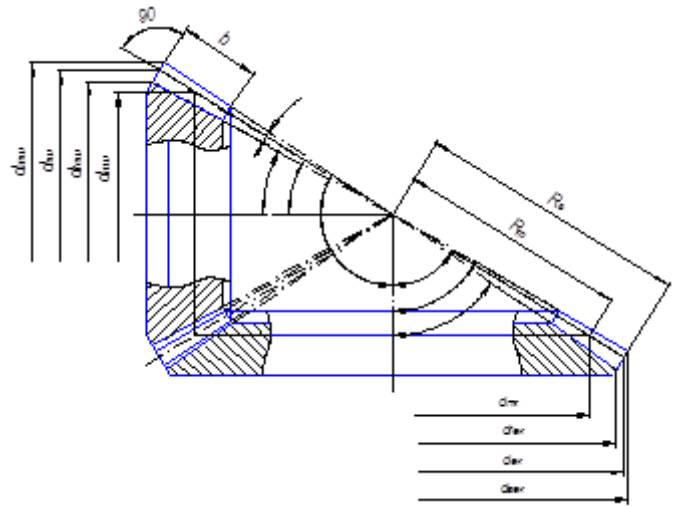


Рис. 4.18 Геометричні розміри конічного зубчастого передавача

Зовнішня ділильна конусна відстань $R_{\varepsilon} = 0,5m_{\varepsilon} \sqrt{z_{ш}^2 + z_k^2}$. (4.36)

Ширина вінця зубчастих коліс $b = k_{be} R_{\varepsilon}$. (4.37)

Середня ділильна конусна відстань $R_m = R_{\varepsilon} - 0,5b$. (4.38)

Середній коловий модуль $m_m = m_{\varepsilon} \frac{R_m}{R_{\varepsilon}}$. (4.39)

Зовнішня висота головки зуба $h_{ae} = m_{\varepsilon}$. (4.40)

Зовнішня висота ніжки зуба $h_{fe} = 1,2m_{\varepsilon}$. (4.41)

Зовнішня висота зуба $h_{\varepsilon} = 2,2m_{\varepsilon}$. (4.42)

Кут головки зуба $tg\theta_a = \frac{m_{\varepsilon}}{R_{\varepsilon}}$. (4.43)

Кут ніжки зуба $tg\theta_f = \frac{1,2m_{\varepsilon}}{R_{\varepsilon}}$. (4.44)

Розміри шестірні:

- зовнішній дільний діаметр $d_{\text{ew}} = m_{\text{e}} z_{\text{w}} ;$
- середній дільний діаметр $d_{\text{mw}} = m_{\text{m}} z_{\text{w}} ;$
- кут дільного конуса $\delta_{\text{w}} = \arctg \frac{l}{u} ;$

- (4.45)
- зовнішній діаметр вершин зубів $d_{aew} = d_{ew} + 2m_e \cos \delta_w;$
 - зовнішній діаметр западин $d_{few} = d_{ew} - 2,4m_e \cos \delta_w;$
 - кут конуса вершин $\delta_{aw} = \delta_w + \theta_a;$
 - кут конуса западин $\delta_{fw} = \delta_w - \theta_f.$

Розміри колеса:

- (4.46)
- зовнішній ділительний діаметр $d_{ek} = m_e z_k;$
 - середній ділительний діаметр $d_{mk} = m_m z_k;$
 - кут ділительного конуса $\delta_k = \arctg u;$
 - зовнішній діаметр вершин зубів $d_{aek} = d_{ek} + 2m_e \cos \delta_k;$
 - зовнішній діаметр западин $d_{fek} = d_{ek} - 2,4m_e \cos \delta_k;$
 - кут конуса вершин $\delta_{ak} = \delta_k + \theta_a;$
 - кут конуса западин $\delta_{fk} = \delta_k - \theta_f.$

Тут $k_{be} = b / R_e = 0,25 \dots 0,30$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

9. Сили в зачепленні

У зубчастих конічних передавачах діють колові, радіальні та осьові сили.

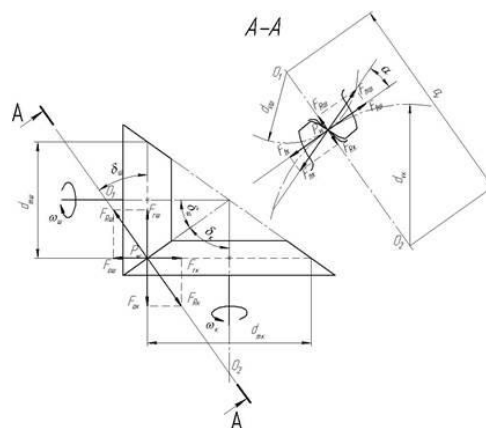


Рис. 4.19. Схема сил у зачепленні

Для зачеплення прямозубої конічної передачі виконуються рівності: $F_{tw} = F_{tk}; F_{rw} = F_{rk}; F_{aw} = F_{ak}$, де F_{tw} і F_{tk} , F_{rw} і F_{rk} , F_{aw} і F_{ak} – сили в

зачепленні, відповідно **колові**, **радіальні** та **осьові** на шестірні і колеса, які визначають:

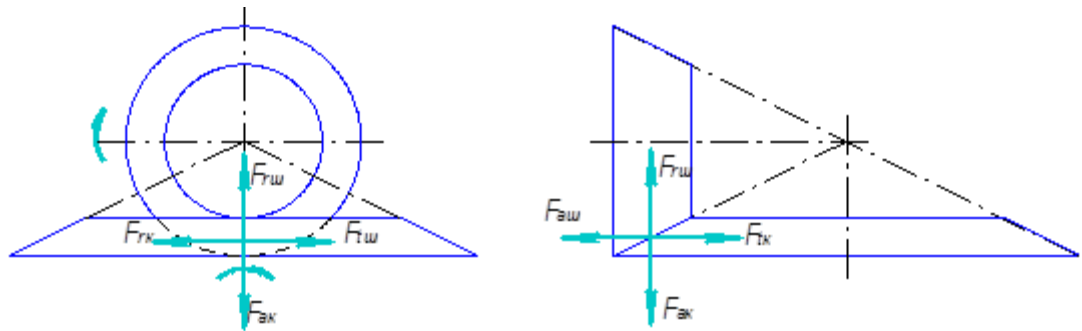


Рис. 4.20. Схема сил в передачі

- для шестірні
$$F_{тш} = \frac{2M_{ш}}{d_{мш}}; F_{рш} = F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_{ш}; F_{аш} = F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_{ш}; \quad (4.47)$$

- для колеса
$$F_{тк} = \frac{2M_{к}}{d_{мк}}; F_{рк} = F_{тк} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_{к}; F_{ак} = F_{тк} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_{к}. \quad (4.48)$$

10. Особливості розрахунку, конструкція зубчастих коліс

Для розрахунку зубців конічних передавачів на втому за згину заміняємо зуб конічного зубчастого колеса (рис. 4.21а) на еквівалентний зуб циліндричного зубчастого колеса із середнім перетином (рис. 4.21б), розміри якого визначаються через середній модуль m_m .

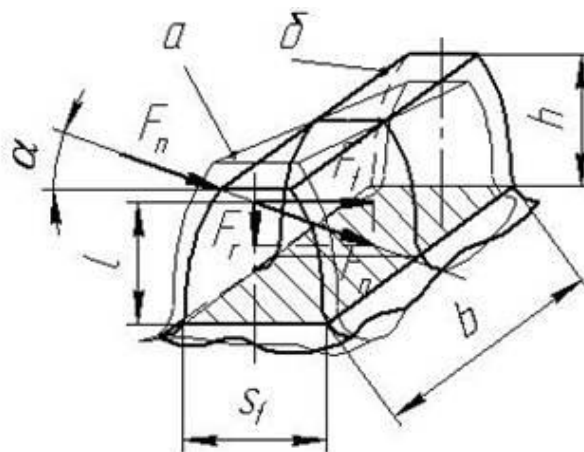


Рис. 4.21. Розрахункова схема зуба на згин

Тому подібно до зубчастого циліндричного передавача можна отримати формули для розрахунку зубчастих конічних передавачів на втому за згину.

Для **перевірного** розрахунку:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{MK_F}{0,85 z b m_m^2} \leq [\sigma_F] \quad (4.49)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, вибирається за еквівалентною кількістю зубців шестірні ($z_{vш}$) і колеса (z_{vk}): для прямозубих передавачів $z_{vш} = z_{ш} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$ і $z_{vk} = z_k \cdot \sqrt{u^2 + 1}$; Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців, приймається; Y_β – коефіцієнт нахилу зубців; K_F – коефіцієнт навантаження за згину, визначають за формулою $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження. Розрахунок на втому за згину виконують для зубців шестірні і колеса.

Для **проектного** розрахунку:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot K_F}{0,85 \cdot \psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_F \cdot Y_\alpha \cdot Y_\beta}, \quad (4.50)$$

де ψ_{bm} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Щоб забезпечувати потрібну міцність зубців за згину максимальним навантаженням, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot (M_{max} / M_H) \leq [\sigma]_{Fmax}. \quad (4.51)$$

Розрахункові формули перевірних і проектних розрахунків зубців конічних передавачів на втому за контактної деформації можна отримати подібно до циліндричних передавачів. Для цього необхідно зубчастий конічний передавач замінити еквівалентним зубчастим циліндричним передавачем, що показано на рис. 4.22.

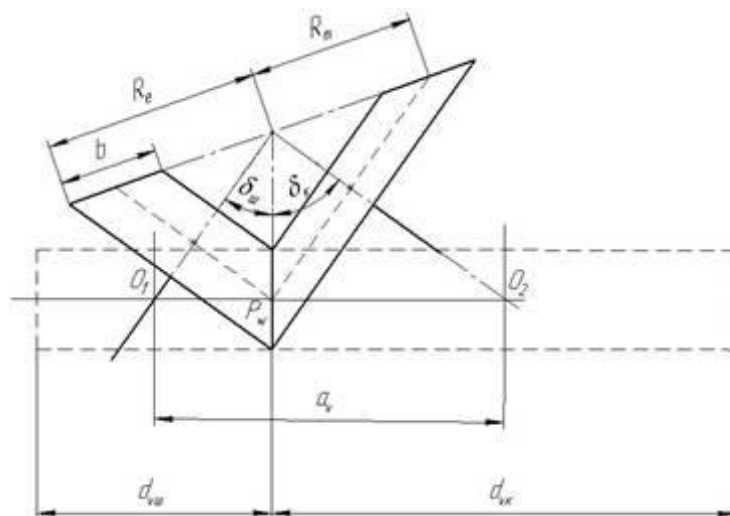


Рис. 4.22. Схема заміни конічного передавача еквівалентним циліндричним передавачем

Для **перевірального** розрахунку:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_{\text{ш}} K_H}{0,85 d_{\text{мш}}^2 b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.52)$$

де Z_H – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців; $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{\frac{1}{3}}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців, визначають: для прямозубих передавачів $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$. Тут $\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_{\text{ш}}} + \frac{1}{z_{\text{к}}})$ – коефіцієнт торцевого перекриття; K_H – коефіцієнт навантаження, визначають $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$, де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною зубців; $K_{H\gamma}$ – коефіцієнт динамічності навантаження.

Для **проектного** розрахунку:

$$d_{\text{амш}} = K_d \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ш}} K_{H\gamma} u^2}{k_{\text{зе}} (1 - k_{\text{зе}}) [\sigma_H]^2}} \quad (4.53)$$

де K_d – розрахунковий коефіцієнт, для прямозубого передавача $K_d = 10000 \text{ Па}^{\frac{1}{3}}$.

Далі визначають зовнішній коловий модуль зубців:

$$m'_\varepsilon = \frac{d_{\text{амш}}}{z_{\text{к}}} \quad (4.54)$$

Значення зовнішнього колового модуля m'_ε округляють до **стандартного** і визначають усі геометричні розміри передавача.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H\text{мак}} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\text{нфк}} / M_H} \leq [\sigma]_{H\text{мак}} \quad (4.55)$$



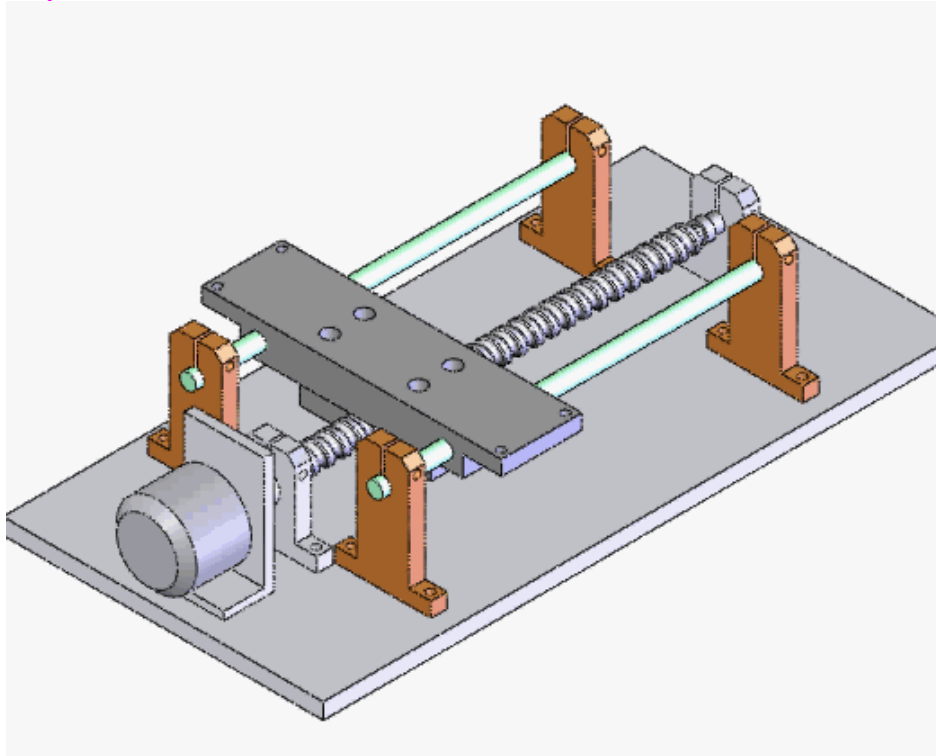
Запитання для самоконтролю

1. Назвіть призначення та будову зубчастих передавачів.
2. Як працюють зубчасті передавачі?
3. Вкажіть область застосування зубчастих передавачів.
4. За якими ознаками класифікують зубчасті передавачі?
5. Що називають коригуванням зубів та для чого його застосовують?
6. Якими методами виконують нарізання зубів?
7. Яку обробку виконують після нарізання зубів?
8. Назвіть матеріали, з яких виготовляють зубчасті колеса.
9. Назвіть види руйнування зубів.
10. Як визначити передатне число для циліндричних зубчастих передавачів?
11. Що називають модулем, які є модулі, який є стандартним?
12. Як визначають діаметри вершин і западин зубів?
13. Назвіть сили, що виникають у зачепленні прямозубого циліндричного передавача.
14. У чому полягає суть розрахунку зубчастих передавачів на контактну міцність зубів?
15. З яких деталей складається зубчастий конічний передавач?
16. За якими ознаками класифікують зубчастий конічний передавач?
17. Назвіть основні геометричні параметри зубчастого конічного передавача.
18. Які сили виникають у зачепленні прямозубого конічного передавача?
19. У чому полягає суть розрахунку конічних прямозубих передавачів на контактну міцність зубів?
20. У чому полягає суть розрахунку конічних прямозубих передавачів на міцність зубів за згину?

Тема 3.5. Передавач гвинт-гайка

План

1. Призначення, будова, застосування. Матеріали і конструкція деталей передавача
2. Розрахунок передавача на зносостійкість і перевірка гвинта на міцність й стійкість. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів



1. Призначення, будова, застосування. Матеріали і конструкція деталей передавача

Передавачі гвинт-гайка застосовують для перетворення обертального руху у поступальний.

Переваги.

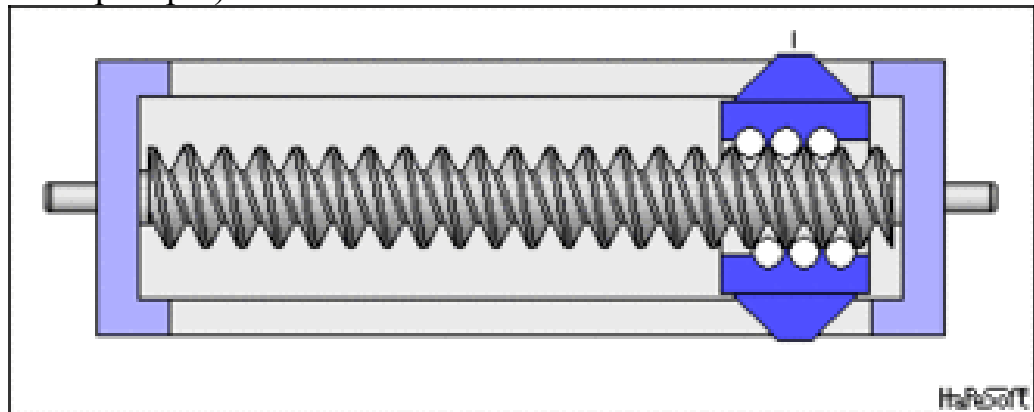
1. Простота конструкції та виготовлення.
2. Компактність за високої навантажувальній спроможності.
3. Висока надійність.
4. Плавність та безшумність.
5. Великий вигаи в силі.
6. Можливість забезпечення повільних переміщень з великою точністю.

Недоліки.

1. Підвищений знос нарізі внаслідок великого тертя.
2. Низький ККД.

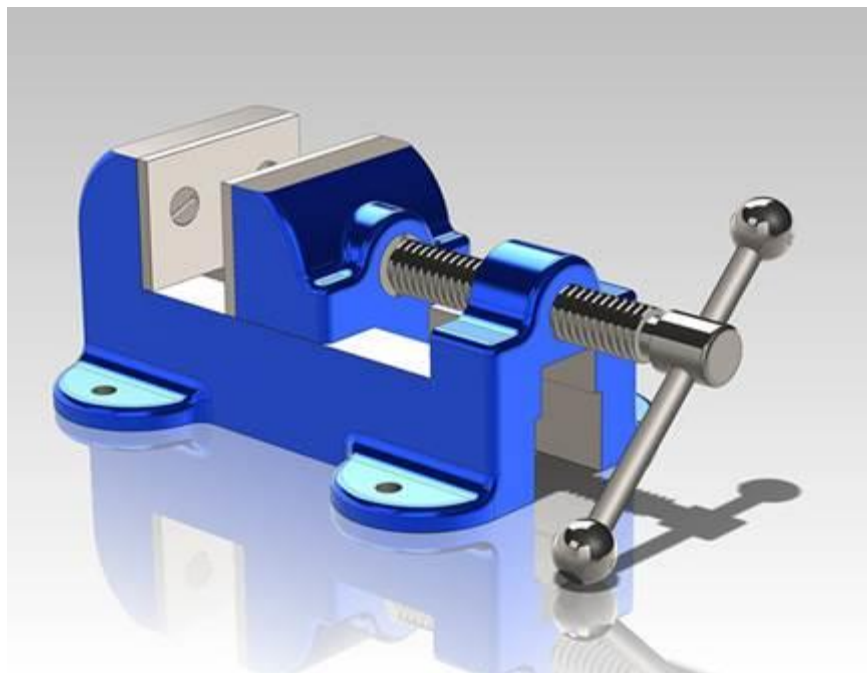
Використання. Передавач гвинт-гайка використовують для створення великих сил (преси, домкрати, лещата, тощо); для точних переміщень

(механізми подачі верстатів, вимірювальні прилади, встановлювальні та регулювальні пристрої).



Різновиди гвинтів передавача. Залежно від призначення передавача гвинти бувають:

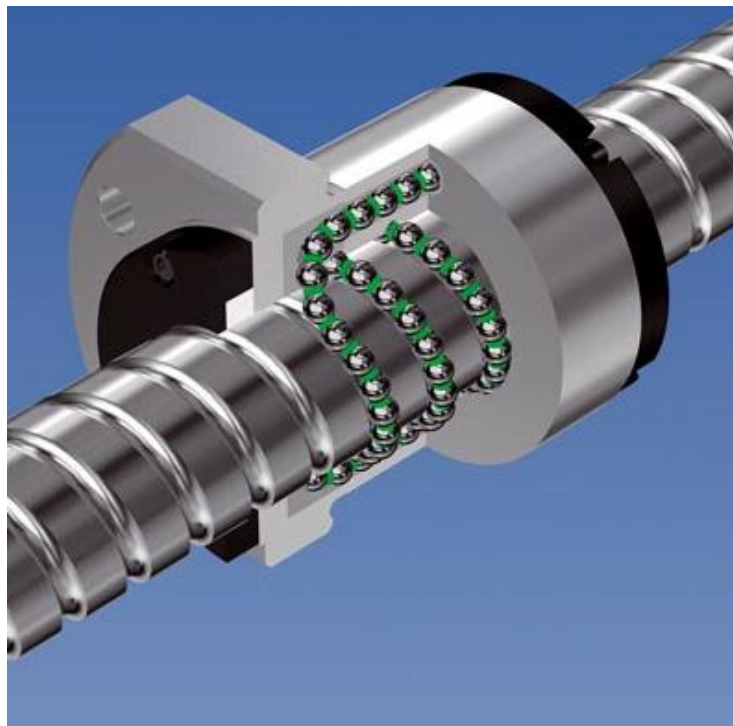
1) вантажні – використовують для створення великих осьових сил. За знакозмінного навантаження мають трапецевидну нарізь, за великого одностороннього навантаження – упорну. Гайки вантажних гвинтів суцільні. У домкратах для забезпечення великої сили та самовідгвинчування використовують однозаходну нарізь з малим кутом підйому Ψ ;



2) ходові – використовують для переміщень в механізмах подавання. Для зменшення тертя у гвинтових передавачах застосовують трапецієподібну багатозахідну нарізь. Для недопущення «мертвого» ходу через знос нарізі, гайки ходових гвинтів виконують роз'ємними;



3) встановлювальні – використовують для точних переміщень та регулювання. Мають метричну нарізь. Для забезпечення безлюфтової передачі гайки роблять спареними. У механізмах точних переміщень, де важливе мале тертя і відсутність зазору в нарізі, використовують кулькові пари, в яких тертя ковзання замінене тертям кочення. ККД такого передавача становить 0,95;

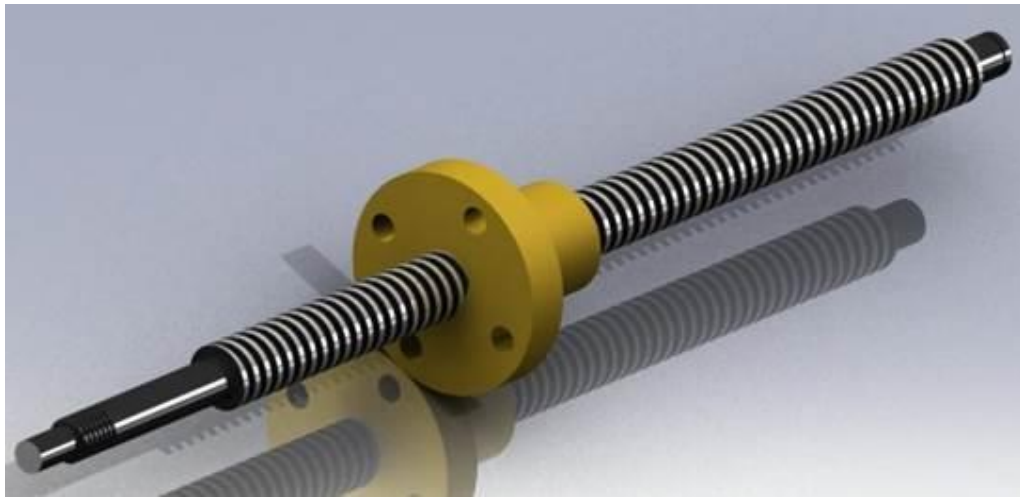


Матеріали гвинта та гайки мають становити антифрикційну пару, тобто бути зносостійкими, мати невисокий коефіцієнт тертя. Вибір марки матеріалу залежить від призначення матеріалу, умов роботи та способу обробки нарізі.

Для гвинтів рекомендують сталі Ст.5, 45, 50, 40ХГ тощо. У відповідальних передавачах для підвищення зносостійкості використовують загартування гвинтів з наступним шліфуванням нарізі.

Гайки відповідальних передавачів виготовляють із олов'яних бронз Бр010Ф1, Бр05Ц5С5 тощо, а в тихохідних передавачах – із антифрикційних чавунів АЧВ-1, АЧС-3 тощо.

2. Розрахунок передавача на зносостійкість і перевірка гвинта на міцність й стійкість. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів



Розрахунок гвинта

Гвинт у передавачі гвинт-гайка являє собою циліндричну деталь значної довжини порівняно з діаметром, на якій нарізана нарізь. На рис. 5.1 показано розрахункову схему гвинта. Для домкратів, гвинтових пресів, знімачів з ручним урухомленням гвинт працює на деформацію стиску, кручення і позовжній згин і його розраховують таким чином.

Визначають внутрішній діаметр нарізі із умови міцності на стиск, з урахуванням деформації кручення:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_{cx}}{\pi \cdot [\sigma]_{cm}}}, \quad (5.1)$$

де $[\sigma]_{cm}$ – допустимі напруження на стиск, залежать від матеріалу гвинта. Гвинти виготовляють із сталей Ст. 4, Ст. 5, Ст. 6, 35, 40, 45, 50.

Отримане значення d_1 округляють до стандартного і вибирають всі розміри для стандартної нарізі, а для нестандартної – визначають.

Оскільки довгий гвинт знаходиться під дією стискаючої сили, то його розраховують на стійкість – виконують перевірний розрахунок, якщо відома довжина або виконують проектний розрахунок, де визначають довжину:

$$l \leq \frac{\pi}{\mu} \sqrt{\frac{E \cdot J}{[s_{cm}] \cdot F}}, \quad (5.2)$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини гвинта, залежить від схеми його опор; E – модуль пружності; J – осьовий момент інерції перерізу гвинта; $[s_{cm}]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості.

Нарізь перевіряють на самогальмування – виключення можливості зворотності руху гвинта від дії сили F .

Має виконуватися умова $\beta < \varphi$.

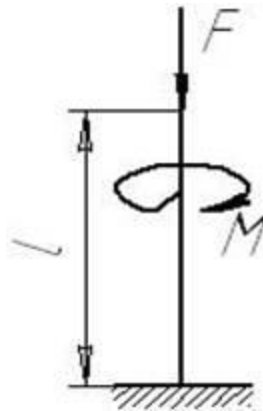


Рис. 5.1. Розрахункова схема гвинта

Розрахунок гайки

Гайки мають форму втулки з опорним буртиком для запобігання осьовому переміщенню. За проектного розрахунку визначають висоту H і діаметр D гайки, діаметр D_1 і висоту h опорного буртика.

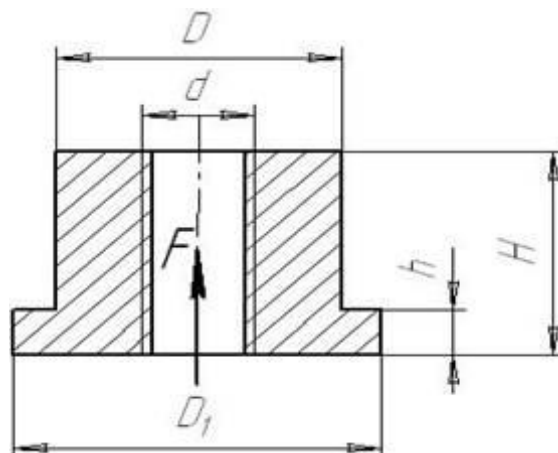


Рис. 5.2. Розрахункова схема гайки

Висота гайки: $H = p \cdot z$, (5.3)

де: p – крок нарізі (див. розд. 5.2); z – кількість витків, визначають із трьох умов:

- обмеження питомого тиску в нарізі:

$$z_q = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot [q]}; \quad (5.4)$$

- із умови міцності витків на зріз:

$$z_q = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d \cdot p \cdot [\tau]_{зр}}; \quad (5.5)$$

- із умови міцності витків на згин:

$$z_q = \frac{12 \cdot F}{\pi \cdot d \cdot p \cdot [\sigma]_{зг}}, \quad (5.6)$$

де: $[q]$ – допустимий питомий тиск; $[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження на зріз; $[\sigma]_{зг}$ – допустимі напруження на згин. Залежать від матеріалу гайки, яким може бути сірий або антифрикційний чавуни, бронзи і латуні.

Приймають кількість витків більше, але має виконуватися умова $z \leq 10$.

Зовнішній діаметр гайки визначаємо із умови міцності на розтяг:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_p} + d^2}. \quad (5.7)$$

Діаметр буртика визначаємо із умови міцності на зминання:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_{зм}} + D^2}. \quad (5.8)$$

Висоту буртика визначаємо із умови міцності на зріз:

$$h = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot [\tau]_{зр}}. \quad (5.9)$$

Допустимі напруження розтягу $[\sigma]_p$ і на зминання $[\sigma]_{зм}$ залежать від матеріалу гайки.

Розрахунок ручки

Для механізмів з ручним урухомленням необхідно розрахувати довжину і діаметр ручки (див. рис. 5.3).

Довжину ручки l_p визначаємо із умови рівності моментів робітника M_{pos} і моментів тертя у нарізі M_p і опорній поверхні гвинта M_z .

$$l_p = \frac{M_p + M_z}{F_p}, \quad (5.10)$$

$$\text{де } M_p = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi), \quad M_z = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{D_2^3 - D_3^3}{D_2^2 - D_3^2} \quad \text{або} \quad M_z = \frac{1}{2} \cdot f \cdot F \cdot d_m.$$

Тут розміри опорній поверхні гвинта D_2 , D_3 і d_m залежать від її конструкції – кільцева п'ята, кулька або конус.

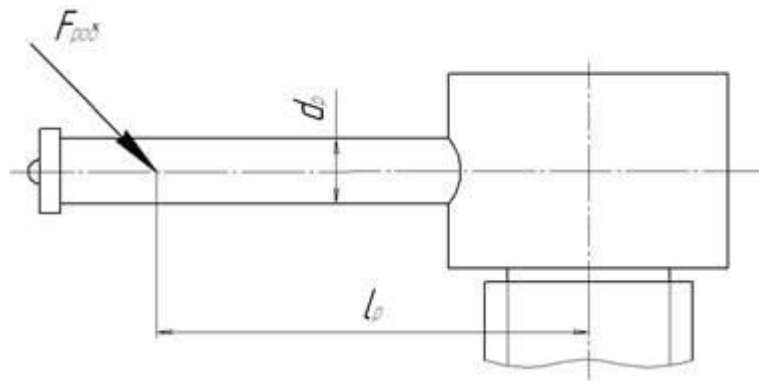


Рис.5.3. Розрахункова схема ручки

Діаметр ручки визначають із умови міцності на згин:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_p + M_z}{0,1 \cdot [\sigma]_{zz}}}. \quad (5.11)$$



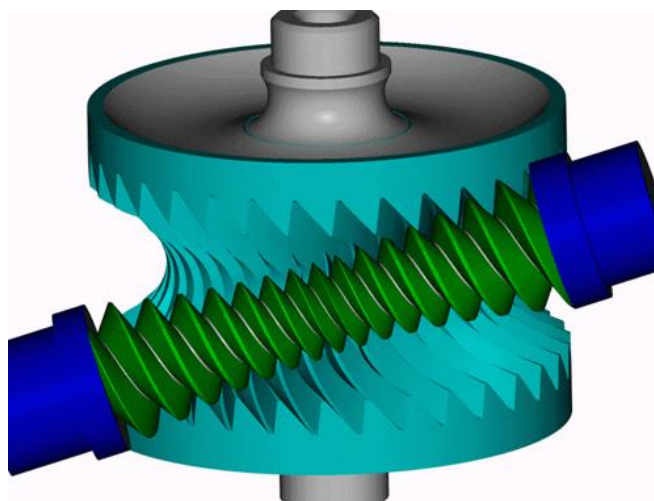
Запитання для самоконтролю:

1. Для чого застосовують передавач гвинт-гайка?
2. Які різновиди гвинтів існують для передавача гвинт-гайка?
3. Для чого використовують вантажні, ходові та встановлюючі гвинти?
4. З яких матеріалів виготовляють гвинти та гайки передавача?
5. Які розрахунки виконують для гвинта?
6. Які розрахунки виконують для гайки?

Тема 3.6. Черв'ячні передавачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів
2. Матеріали і конструкції черв'яків і черв'ячних коліс
3. Стислі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематика і ККД черв'ячного передавача
4. Сили, які діють у зачепленні
5. Розрахунок черв'ячного передавача. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів. Тепловий розрахунок



1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів

Черв'ячний передавач – це триланковий механізм, у якого дві рухомі ланки, одна з яких є *черв'як* 1, що має форму гвинта, а друга – *черв'ячне колесо* 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми (рис. 6.1).

Черв'ячні передавачі використовують для передачі обертального руху між валами, кут схрещування осей в яких становить 90° . Здебільшого ведучим є черв'як, тобто короткий гвинт з трапецеподібною або близькою до неї нарізкою.

Для облягання тіла черв'яка вінець черв'ячного колеса має зуби дугоподібної форми, що збільшує довжину контактних ліній у зоні зачеплення.

Черв'ячний передавач – зубчасто-гвинтовий передавач, рух в якому відбувається за принципом гвинтової пари.

Переваги.

1. Плавність та безшумність роботи.
2. Компактність і порівняно невелика маса конструкції.
3. Можливість великого редуктування, тобто одержання великих передатних чисел (в окремих випадках в несилових передавачах до 1000).
4. Можливість одержання самогальмівного передавача, тобто, який допускає передачу руху тільки від черв'яка до колеса. Самогальмування черв'ячного передавача дозволяє виконати механізм без гальмівного пристрою, що запобігає зворотному руху колеса.
5. Висока кінематична точність.

Недоліки.

1. Відносно низький ККД внаслідок ковзання витків черв'яка по зубам колеса.
2. Значне виділення тепла в зоні зачеплення черв'яка з колесом.
3. Необхідність використання для вінців черв'ячних передавачів дефіцитних антифрикційних матеріалів.
4. Підвищений знос і заїдання.

Використання. Черв'ячні передавачі використовують за невеликих і середніх потужностей, які не перевищують 100 кВт . За допомогою черв'ячного передавача можна реалізувати велике передаточне число $u = 7 \dots 100$ і більше.

Використання передавачів за великих потужностей неекономічне через порівняно низький ККД ($0,70 \dots 0,85$) і вимагає спеціальних заходів для охолодження передавача, щоб попередити перегрів.

Черв'ячні передавачі використовують у підіймально-транспортних машинах, тролейбусах і особливо там, де потрібна висока кінематична точність (ділильні пристрої верстатів, механізми наведення тощо).

Щоб запобігти перегріву черв'ячних передавачів бажано використовувати їх в урухомниках періодичної, а не безперервної дії.

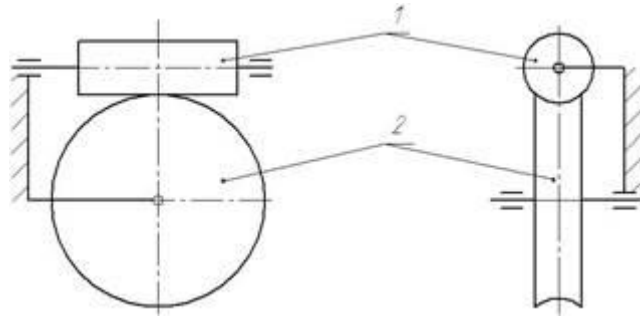


Рис. 6.1. Схема черв'ячного передавача

Черв'ячні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину витків черв'яка у торцевій площині: архімедові ZA (рис. 6.2а); конволютні ZN (рис. 6.2б); евольвентні ZI (рис. 6.2в);

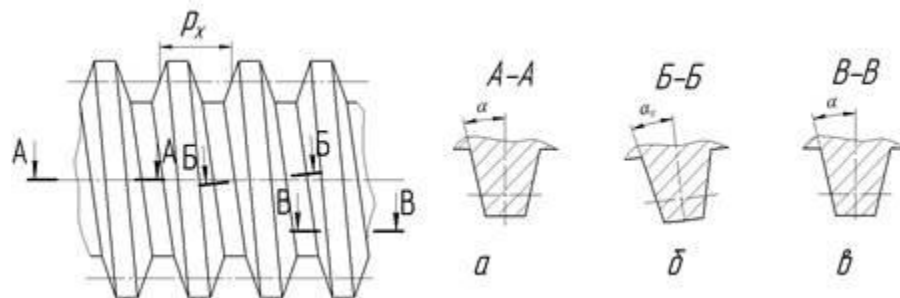


Рис. 6.2. Схеми форм поперечного перетину витків

- за формою початкової поверхні черв'яка:
циліндричні (рис. 6.3а);



глобоїдні (рис. 6.3б);

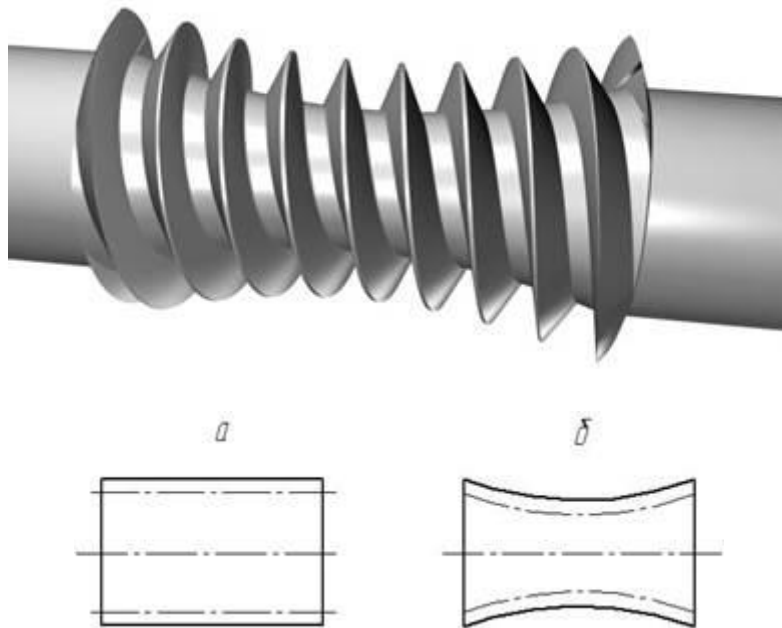


Рис. 6.3. Схеми форм початкової поверхні черв'яка

- за розміщенням черв'яка щодо колеса: з нижнім розміщенням (рис. 6.4а); з верхнім розміщенням (рис. 6.4б); з бічним розміщенням (рис. 6.4в); з вертикальним валом черв'ячного колеса (рис. 6.4г);

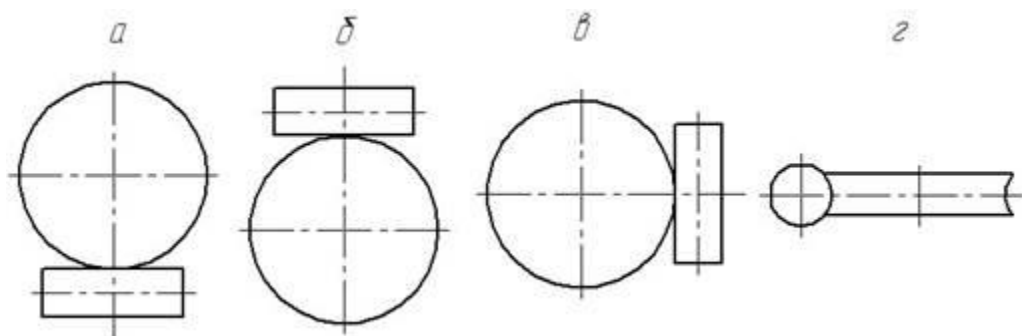


Рис. 6.4. Схеми розміщення черв'яка

- за напрямком підймання гвинтової лінії: правий черв'як (рис. 6.5а); лівий черв'як (рис. 6.5б);

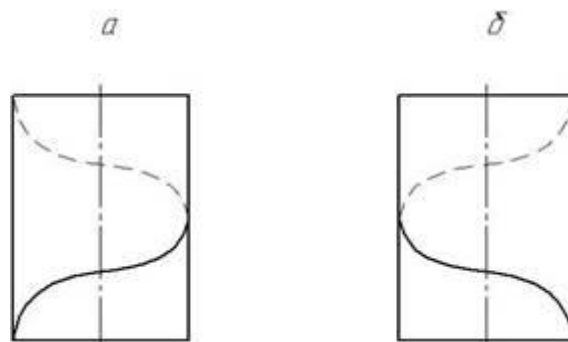


Рис. 6.5. Схеми напрямків підіймання гвинтової лінії черв'яка

- за кількістю заходів черв'яка (z_v): однозаходні (рис. 6.6a); двозаходні (рис. 6.6б); тризаходні (рис. 6.6в); чотиризаходні (рис. 6.6г);

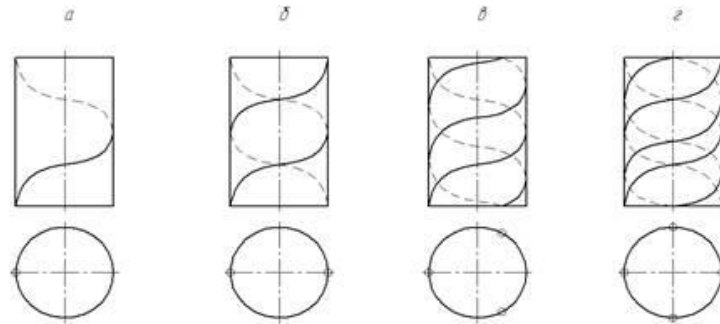


Рис. 6.6. Схеми кількості заходів черв'яка

- за конструкцією корпусу:
відкриті (рис. 6.7a);



закриті (рис. 6.7б).



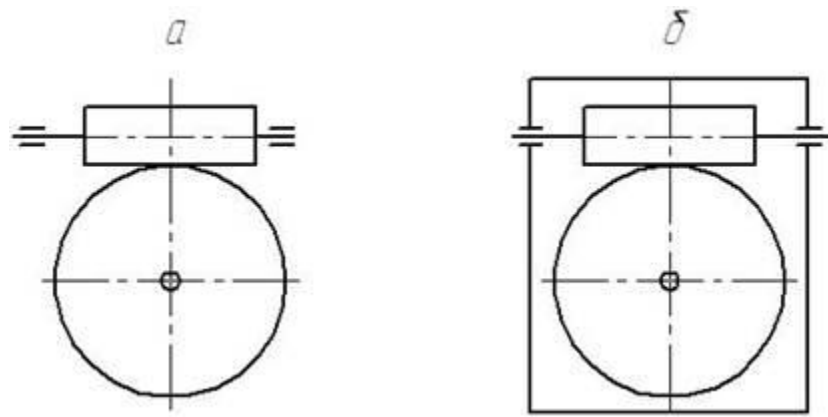


Рис. 6.7. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

2. Матеріали і конструкції черв'яків і черв'ячних коліс



До матеріалів черв'ячного передавача висуваються такі вимоги, як **високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання і до заїдання**. Тому виготовляють черв'яки, зазвичай, з якісних конструкційних сталей 40, 45, 50, 40Г2, а у відповідальних передавачах – із легированих сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА, 12ХН3А, 38ХЮ та інших і термообробляють до твердості $H_1 \geq (45 \dots 55) \text{HRC}$ з подальшим шліфуванням і поліруванням робочих поверхонь витків. Вінці черв'ячних коліс виготовляють: за швидкості ковзання $v_z \leq 2 \text{ м/с}$ із чавуну СЧ15, СЧ18 або пластмас чи деревно-шарових пластиків; за середніх швидкостей ковзання $v_z = (2 \dots 5) \text{ м/с}$ із алюмінієвих бронз БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л та інших і латуні; за швидкостей ковзання $v_z > 5 \text{ м/с}$ із олов'яних бронз БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 та інших. Швидкість ковзання (рис. 7.8) дорівнює $v_z = \sqrt{v_a^2 + v_k^2}$. Орієнтовне значення швидкості ковзання v_z можна визначити за формулою:

$$v_z = \frac{4\omega_1 \cdot \sqrt[3]{M_2}}{1000}, \quad (6.1)$$

де: ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с ; M_2 – крутний момент черв'ячного колеса, Нм .

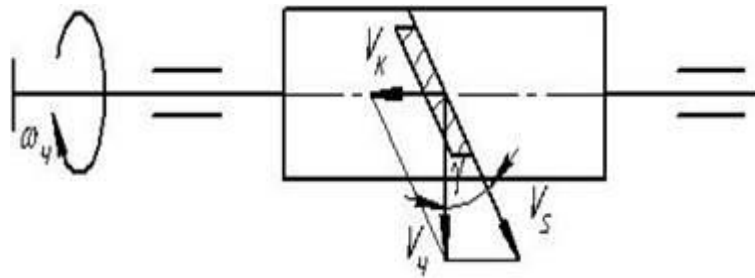


Рис. 6.8. До визначення швидкості ковзання

Здебільшого черв'яки виготовляють заодно з валом (рис. 6.9а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 6.9б). Для економії кольорових металів (бронзи і латуні) черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин вінця і сталевого або чавунного центра (рис. 6.9в). Чавунні колеса виконують суцільними (рис. 6.9г).

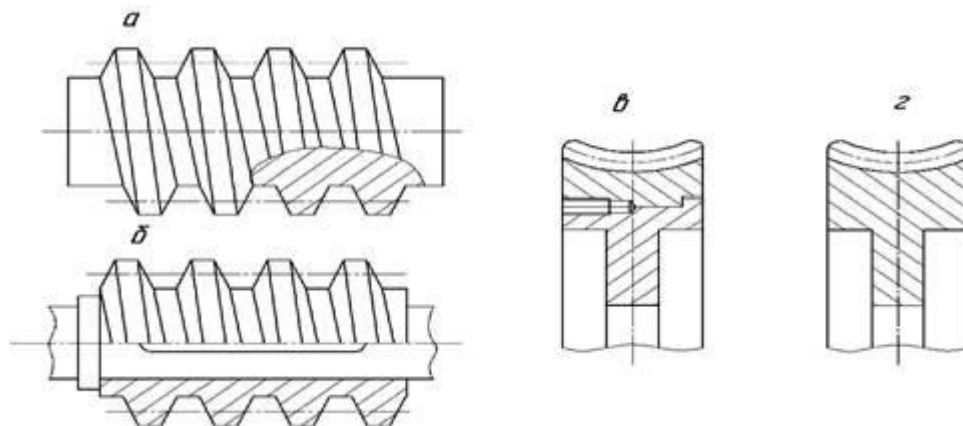


Рис. 6.9. Конструктивні схеми черв'яка і черв'ячного колеса

Критерієм роботоздатності черв'ячного зачеплення є міцність за згину і контактної деформації зубців черв'ячного колеса, найслабшого елемента у черв'ячному передавачі, яку оцінюють відповідним вибором допустимих напружень. Допустимі контактні напруження визначають за формулою:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (6.2)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$; K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який визначають:

$$K_{HL} = \sqrt[3]{10^7 / N_{HE}}, \quad (6.3)$$

де N_{HE} – еквівалентна кількість циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк роботи передавача. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Допустимі напруження на згин визначають за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}, \quad (6.4)$$

де $[\sigma]_{Fo}$ – допустиме напруження на згин для бази випробувань $N_{Ho} = 10^6$; K_{FL} – коефіцієнт довговічності, який визначають:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}, \quad (6.5)$$

де N_{HE} – еквівалентна кількість циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк роботи передавача. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,54 \leq K_{FL} \leq 1,0$.

Рекомендації щодо граничних контактних напружень $[\sigma]_{Hmax}$ і граничних напружень згину $[\sigma]_{Fmax}$ наведено в літературі з деталей машин.

Нарізання черв'яків та черв'ячних коліс

Архімедові черв'яки подібні ходовим гвинтам з трапецеїдальною наріззю. Основними засобами їх виготовлення є:

- 1) нарізання різцем на токарно-гвинторізному верстаті – цей засіб точний, але малопродуктивний;
- 2) нарізання модульною фрезою на різбофрезерному верстаті – засіб більш продуктивний.

Роботоздатність черв'ячного передавача залежить від міцності та шорсткості гвинтової поверхні нарізі черв'яка, тому після нарізання нарізі та термообробки черв'яки часто шліфують, а в окремих випадках полірують. Архімедові черв'яки використовують і без шліфування нарізі, оскільки для шліфування їх потрібні круги фасонного профілю, що ускладнює обробку. Евольвентні черв'яки можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

Черв'ячні колеса частіше нарізають черв'ячними фрезами, до того ж черв'ячна фреза має бути копією черв'яка, з яким зціплюватиметься черв'ячне колесо. Під час нарізання заготованка колеса і фреза роблять такий самий взаємний рух, який матимуть черв'як та черв'ячне колесо під час роботи.

3. Стислі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематика і ККД черв'ячного передавача



Основний геометричний параметр черв'ячного передавача – модуль $m = P_x / \pi$, де P_x – осьовий крок витків черв'яка. Для черв'яка він є осьовим m_a , для колеса – торцевим m_t ($m = m_a = m_t$). Значення модулів стандартизовано. Для визначення геометричних розмірів черв'ячного передавача потрібно мати: q – коефіцієнт діаметра черв'яка ($q = d_x / m$) і кількість зубців колеса (z_k). Значення $q = 8 \dots 20$ – стандартизовано, а $z_k = z_x \cdot u$ і має бути $z_k \geq 28$.

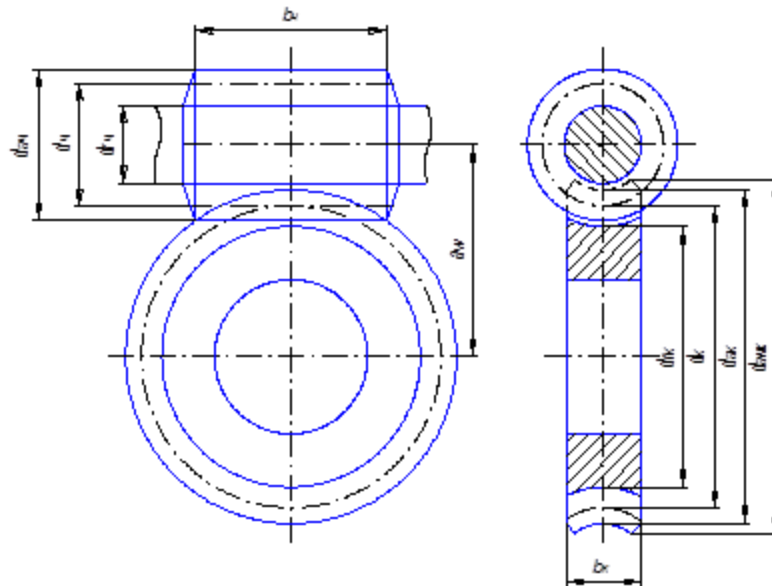


Рис. 6.10. Геометричні розміри черв'ячного передавача

Для передавачів з параметрами початкового черв'яка за ГОСТ 19036-81 (який встановлює кут профілю витка черв'яка $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1,0$ і коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,2$) розміри черв'ячного передавача (рис. 6.10) визначаються за формулами.

Міжосьова відстань передавача

$$a_w = \frac{m}{2} (q + z_k) \quad (6.6)$$

Розміри нарізної частини черв'яка:



- ділительний діаметр $d_v = mq;$
- діаметр вершин витків $d_{av} = m(q + 2);$
- діаметр западин $d_{fv} = m(q - 2,4);$
- довжина нарізної частини черв'яка $b_v \geq m(c_1 + c_2 z_k),$

(6.7)

де c_1, c_2 – коефіцієнти, які приймаються: $c_1 = 11$ і $c_2 = 0,06$ якщо $z_k = 1$ і 2 ,

$c_1 = 12,5$ і $c_2 = 0,09$ якщо $z_k = 3$ і 4 .

Розміри зубчастого вінця колеса:



- ділительний
 - діаметр вершин зубів
 - діаметр западин
- (6.8)

$$\begin{aligned} d_k &= mz_k; \\ d_{ak} &= m(z_k + 2); \\ d_{fk} &= m(z_k - 2,4); \end{aligned}$$

- найбільший діаметр
- ширина зубчастого вінця

$$\begin{aligned} d_{akm} &\leq d_{ak} + \frac{6m}{z_k + 2}; \\ b_k &\leq 0,75 d_{ak} \text{ якщо } z_k = 1 \text{ і } 2; \\ b_k &\leq 0,67 d_{ak} \text{ якщо } z_k = 3 \text{ і } 4. \end{aligned}$$

Ділительний кут підйому лінії витка черв'яка (рис. 6.11)

$$\gamma = \arctg \frac{z_v}{q}. \quad (6.9)$$

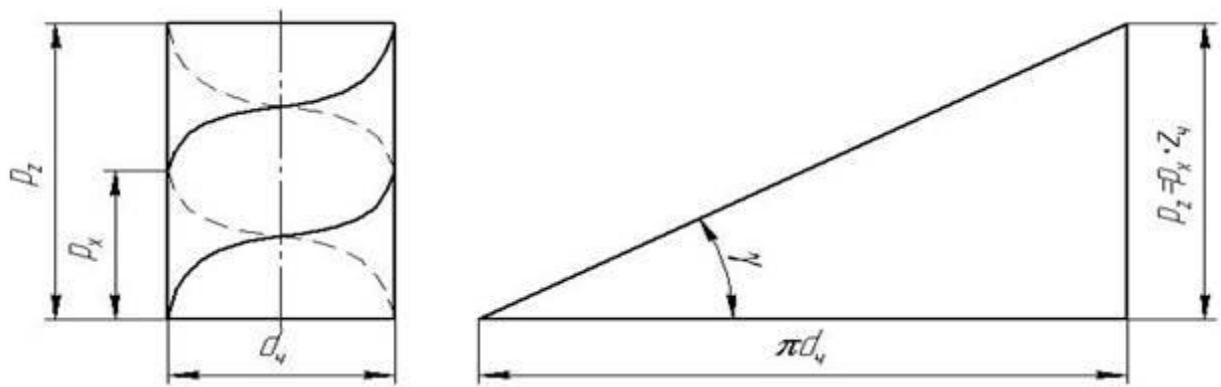


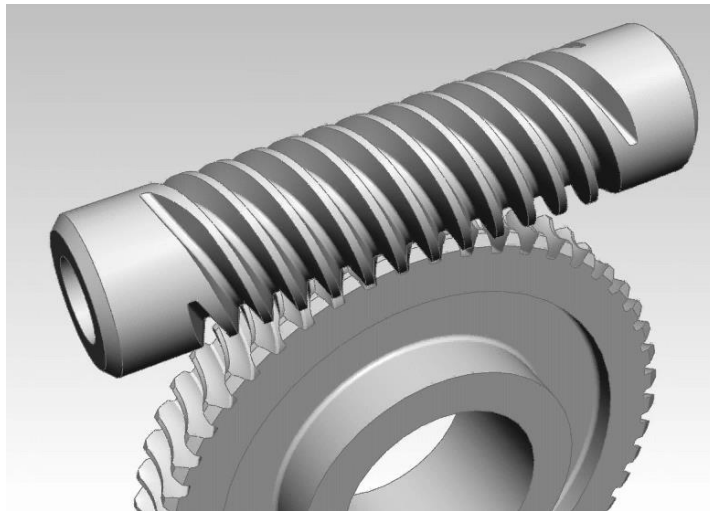
Рис. 6.11. До визначення кута підйому лінії витка черв'яка

ККД черв'ячного передавача, визначають за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (6.10)$$

де: γ – дільний кут підйому гвинтової лінії витка черв'яка; ρ – приведений кут тертя пари черв'як-колесо, визначають $\rho = \operatorname{arctg} \varphi$, де φ – коефіцієнт тертя пари черв'як-колесо.

4. Сили, які діють у зачепленні



У черв'ячних передавачах діють колові, радіальні та осьові сили.

Для зачеплення черв'ячного передавача виконують рівності (рис. 6.12)

$$F_{тх} = F_{ак}; \quad F_{тк} = F_{ак}; \quad F_{тх} = F_{тк}, \quad (6.11)$$

де $F_{тх}$ і $F_{тк}$, $F_{тх}$ і $F_{тк}$, $F_{ак}$ і $F_{ак}$ – сили в зачепленні, відповідно колові, радіальні та осьові на черв'яку і черв'ячному колесі, які визначають:

$$F_{тх} = \frac{2M_v}{d_v}; \quad F_{тк} = \frac{2M_k}{d_k}; \quad F_{тх} = F_{тк} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (6.12)$$

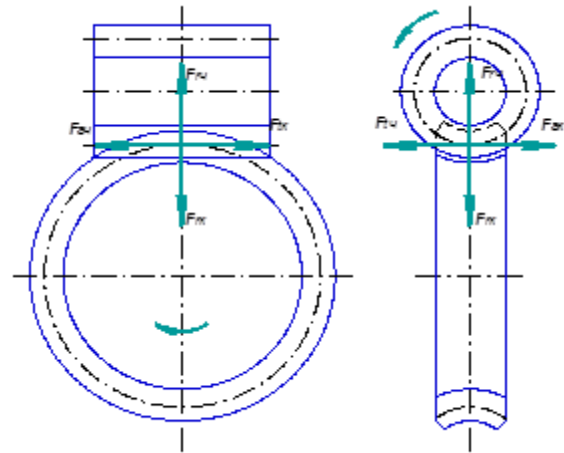


Рис. 6.12. Схема сил у зачепленні черв'ячного передавача

5. Розрахунок черв'ячного передавача. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів. Тепловий розрахунок



Для розрахунку черв'ячних передавачів на втому за згину заміняємо зуб черв'ячного зубчастого колеса (рис. 6.13а) на еквівалентний зуб циліндричного зубчастого колеса (рис. 6.13б), розміри якого визначають через модуль m .

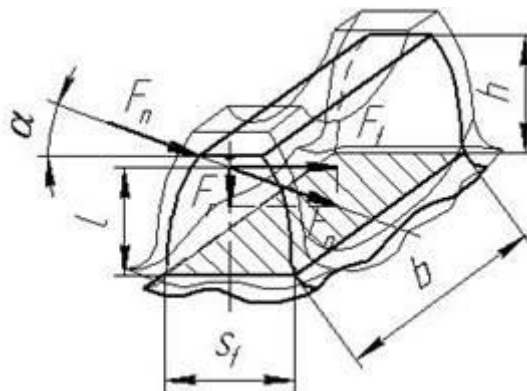


Рис.6.13. Розрахункова схема зуба на згин

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 M_K K_H}{d_k^3 b_k}} \leq [\sigma_H] \quad (6.16)$$

де Z_H – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь витка і зубця; Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів черв'ячних коліс: $Z_M = 215 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ – для чавунних черв'ячних коліс і $Z_M = 210 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ – для бронзових і латунних черв'ячних коліс; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених витків і зубців; K_H – коефіцієнт навантаження, визначається $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$,

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною зуба; $K_{H\gamma}$ – коефіцієнт динамічності навантаження.

Для **проектного** розрахунку:

$$a_{w\min} = k_a \left(\frac{z_k}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{q}{z_k [\sigma_H]} \right)^2 \cdot M_K \cdot k_{H\beta}} \quad (6.17)$$

де k_a – розрахунковий коефіцієнт, приймається: $k_a = 3150 \text{ Па}^{1/3}$ – для чавунного зубчастого вінця і $k_a = 3100 \text{ Па}^{1/3}$ – для бронзового або латунного зубчастого вінця.

Попереднє значення розрахункового модуля черв'яка і черв'ячного колеса знаходять:

$$m' = \frac{2 \cdot a_{w\min}}{q + z_k} \quad (6.18)$$

Значення розрахункового модуля m' черв'яка і черв'ячного колеса округляють до стандартного значення m , частіше у бік збільшення, за СТ СЕВ 267-76.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\text{мфх}} / M_H} \leq [\sigma]_{H\max} \quad (6.19)$$

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Перевірку черв'яка на жорсткість виконують за симетричного розміщення нарізної частини черв'яка відносно опор (рис. 6.15).

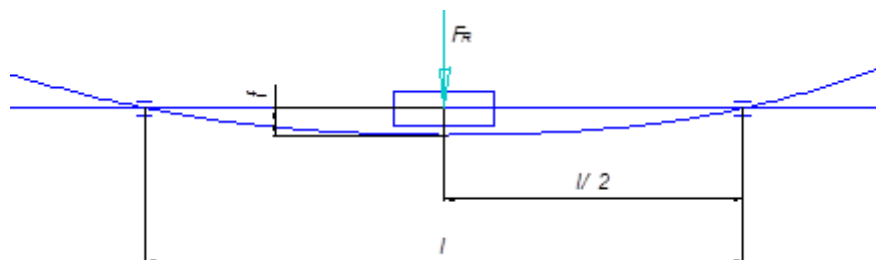


Рис. 6.15. Розрахункова схема черв'яка

Стрілу прогину f визначають за формулою:

$$f = \frac{F_R \cdot l^3}{48 E J_0} \leq [f] \quad (6.20)$$

де F_R – результуюча радіальна сила на черв'як, яка дорівнює:

$$F_R = \sqrt{F_{\tau}^2 + F_{\tau\alpha}^2} \quad (6.21)$$

Тут F_{τ} і $F_{\tau\alpha}$ – відповідно колова і радіальна сили на черв'яку; l – відстань між опорами, приймається $l = (0,8 \dots 1,0) \cdot d_{\text{вхл}}$; E – модуль пружності матеріалу черв'яка (для сталей $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$); J_0 – осьовий момент інерції

черв'яка, $J_0 = \frac{\pi d_{\text{вхл}}^4}{64}$; $[f]$ – допустима стріла прогину черв'яка, $[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$.

Тепловий розрахунок

Тепловий потік, який виділяється у безперервно працюючому передавачі, визначають:

$$Q_s = 1000 \cdot (1 - \eta) \cdot N_{\text{в}}, \quad (6.22)$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на валу черв'яка.

Для змонтованого на плиті або рамі редуктора максимальний тепловий потік, що відводиться в умовах природного охолодження, визначають:

$$Q_0 = k_t \cdot (t_{\text{к}}^{\circ} - t_0^{\circ}) \cdot A \cdot (1 - \psi_{\text{п}}), \quad (Bm), \quad (6.23)$$

де $k_t = (8 \dots 17), Bm / (m^2 \cdot \text{град})$ – коефіцієнт теплопередачі корпусу; $t_{\text{к}}^{\circ} = 80^{\circ} \dots 90^{\circ} C$ – максимально допустима температура мастила; $t_0^{\circ} = 20^{\circ} C$ – температура навколишнього повітря; $A = 2 \cdot B \cdot C + 2 \cdot B \cdot H + 2 \cdot C \cdot H$ – повна площа бічної поверхні охолодження корпусу редуктора, m^2 , (B , C і H орієнтовно знаходяться з компоновки редуктора); $\psi_{\text{п}} = 0,25 \dots 0,30$ – коефіцієнт, який враховує відвід тепла від редуктора в фундаментну плиту або раму.

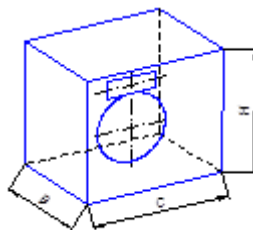


Рис. 6.16. Розрахункова схема корпусу передавача

Якщо в розрахунках отримаємо $Q_s \leq Q_0$, тоді природне охолодження редуктора забезпечується, за $Q_s > Q_0$ необхідно збільшити поверхню охолодження ребренням або передбачити примусове охолодження – повітряне або рідинне.



Запитання для самоконтролю

1. Що називають черв'ячним передавачем?
2. Назвіть основні переваги, недоліки та область застосування черв'ячних передавачів.
3. За якими ознаками класифікують черв'ячні передавачі?
4. З яких матеріалів виготовляють черв'яки і вінці черв'ячних коліс?
5. Назвіть основні методи нарізання черв'яків та черв'ячних коліс.
6. Назвіть основний геометричний параметр черв'ячного передавача.
7. Що називають коефіцієнтом діаметра черв'яка?
8. За якою формулою визначають міжосьову відстань?
9. Які розміри визначають для нарізної частини черв'яка?
10. Які розміри визначають для зубчастого вінця колеса?
11. За якою формулою визначають ККД черв'ячного передавача?
12. Назвіть сили, що виникають у зачепленні черв'ячного передавача.
13. Назвіть особливості розрахунку черв'ячних передавачів на втому за згину.
14. Назвіть особливості розрахунку черв'ячних передавачів на втому за контактної деформації.
15. У чому полягає суть теплового розрахунку черв'ячного передавача?

Тема 3.7. Пасові передавачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування пасових передавачів. Матеріал пасів
2. Кінематичні і силові співвідношення в пасових передавачах. Сили і напруги в пасах
3. Розрахунок передавача: плоскопасового, клинопасового. Деталі пасових передавачів і натяжні пристрої



1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування пасових передавачів. Матеріал пасів

Пасовий передавач (рис. 7.1) у найпростішому вигляді складається з двох **шківів**, **ведучого 1** і **веденого 2**, та гнучкого зв'язку у вигляді замкнутої форми **урухомлювального пасу 3**. Вільну ділянку *a* пасу, що набігає на ведучий шків, називають ведучою віткою пасу, а вільну ділянку *b* пасу, що збігає з ведучого шківів, називають веденою віткою пасу.

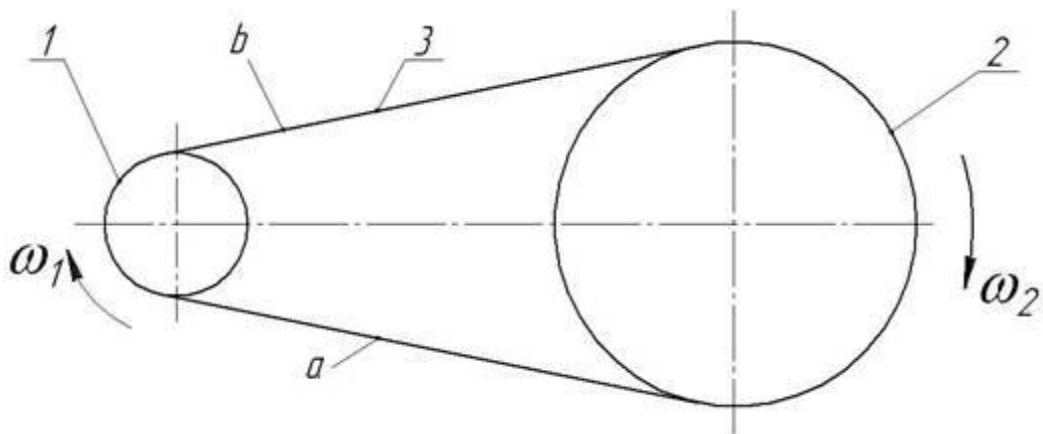


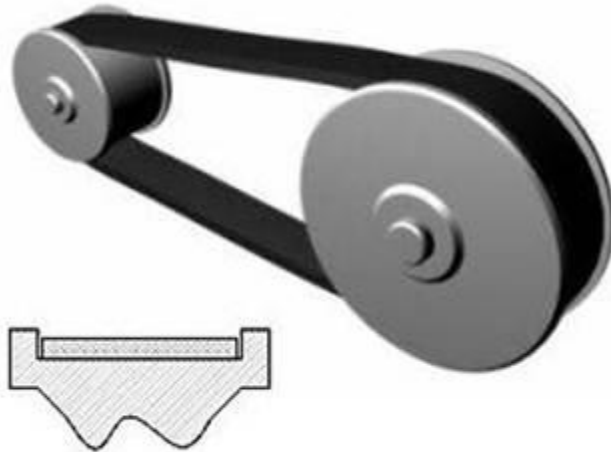
Рис. 7.1. Схема пасового передавача

Найвигідніші пасові передавачі використовують для передавання потужностей у діапазоні $0,5...50 \text{ кВт}$ за швидкості руху пасів (v), що не перевищує 30 м/с , з передатним числом $u \leq 4$ і ККД в межах $0,92...0,97$.

Класифікація пасових передавачів

- за формою поперечного перерізу паса:

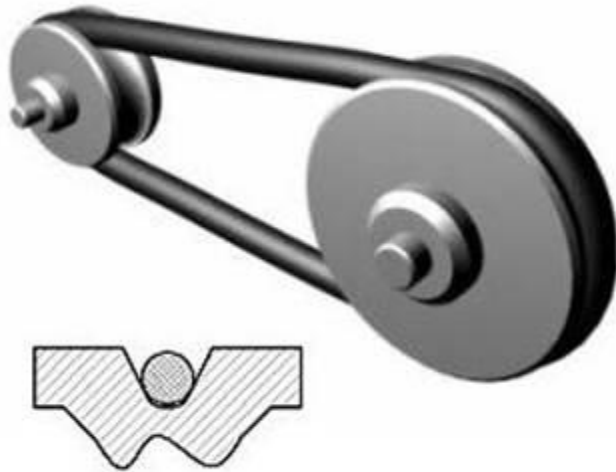
плоскопасовий (рис. 7.2а);



клинопасовий (рис.7.2б);



круглопасовий (рис. 7.2в);



з поліклиновим пасом (рис. 7.2а);

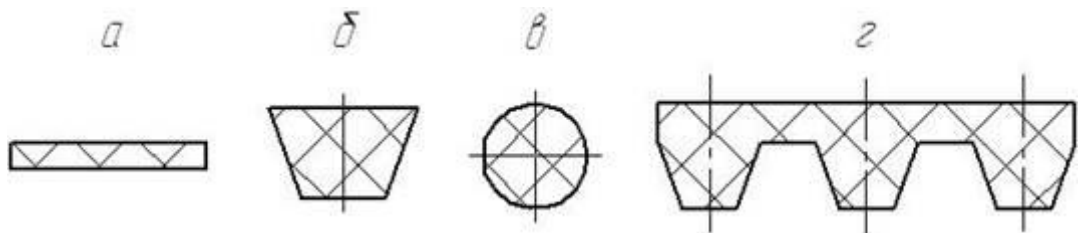
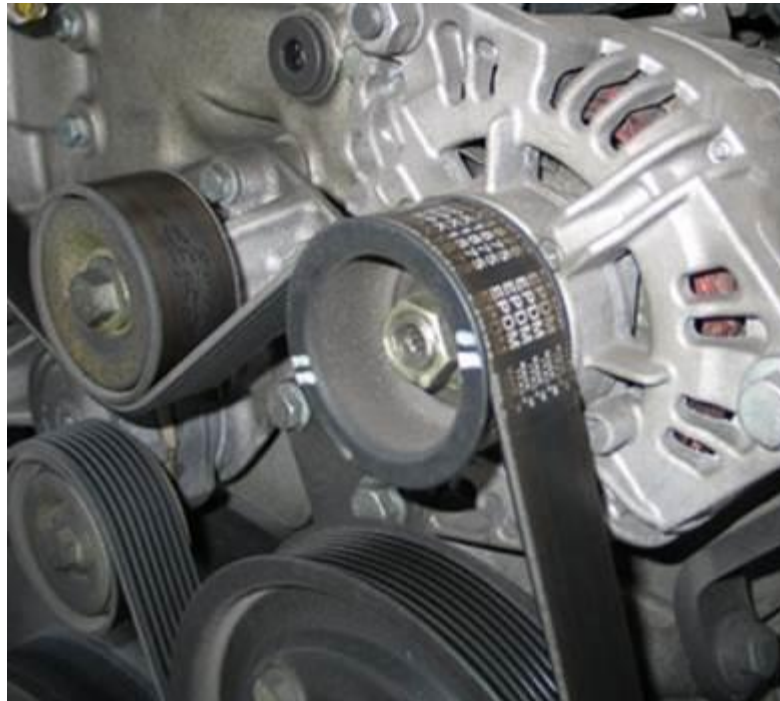


Рис. 7.2. Схеми поперечних перерізів пасів

- за розміщенням валів:

прямий (рис. 7.3а);



перехресний (рис. 7.3б);



напівперехресний (рис. 7.3в);

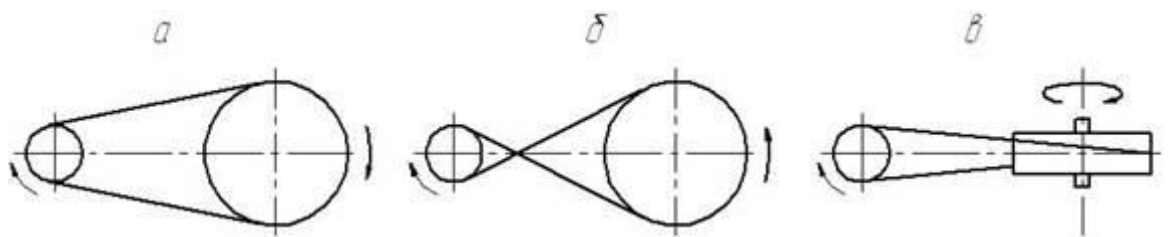
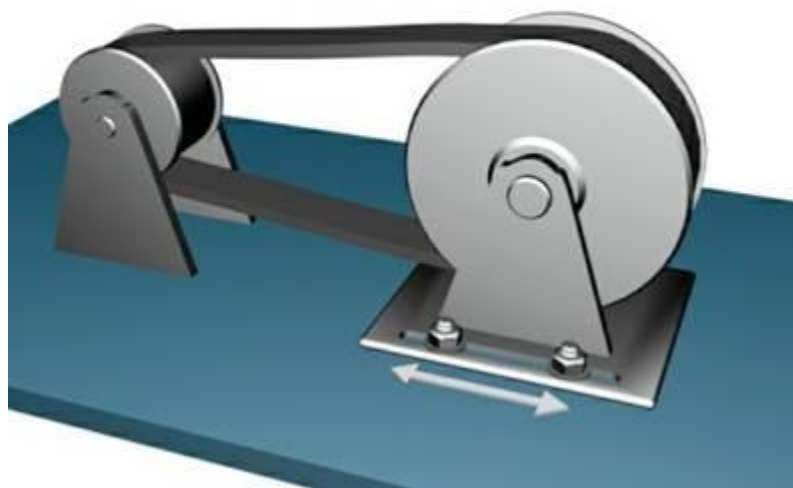


Рис. 7.3. Схеми передавачів за розміщенням валів
 - за способом натягу паса:
 періодичний (рис. 7.4а);



автоматичний (рис. 7.4б);

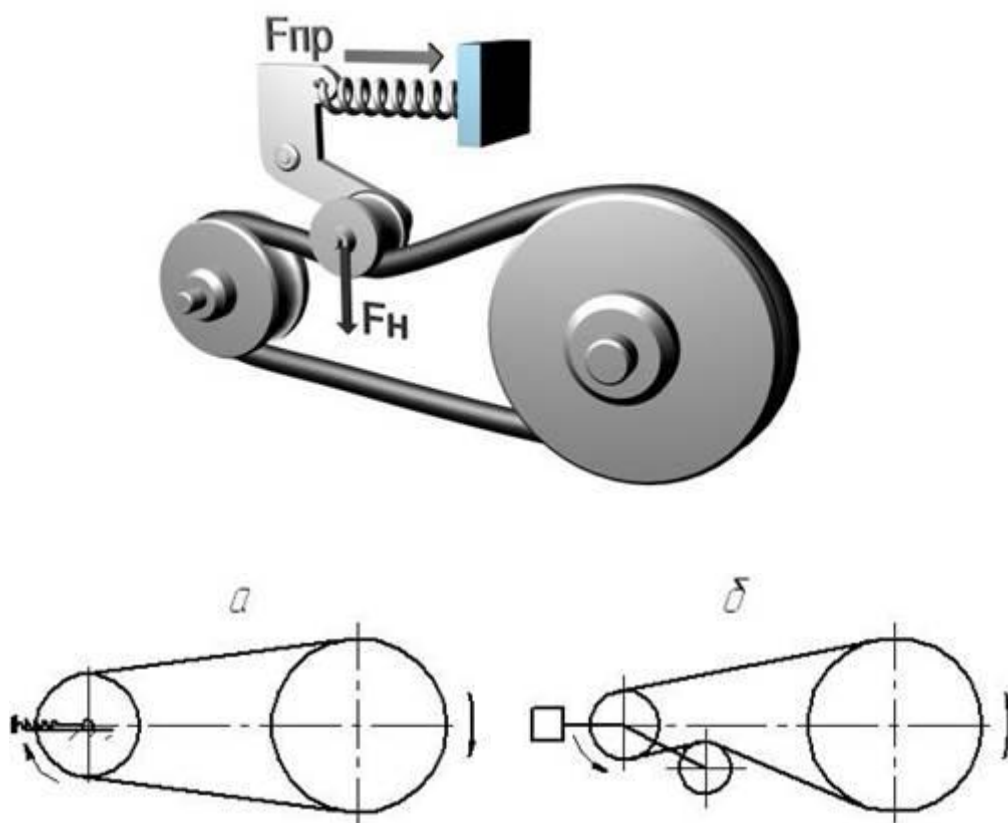
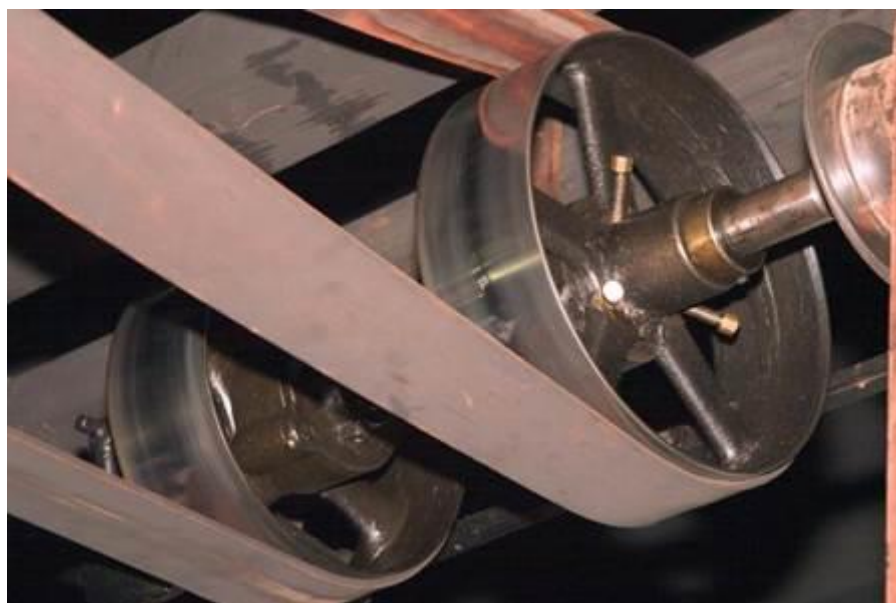


Рис. 7.4. Схеми способів натягу паса
 - за конструкцією корпусу:
 відкриті (рис. 7.5а);



закриті (рис. 7.5б)

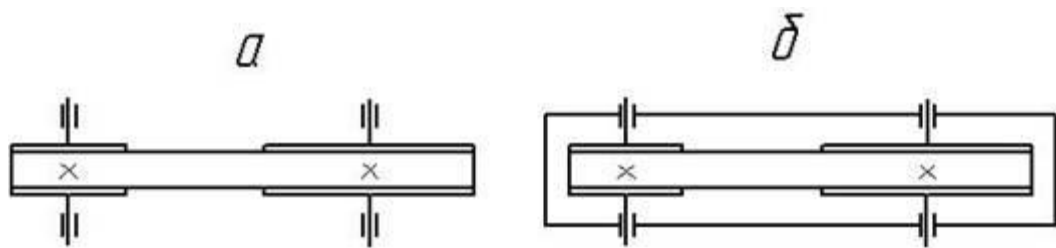
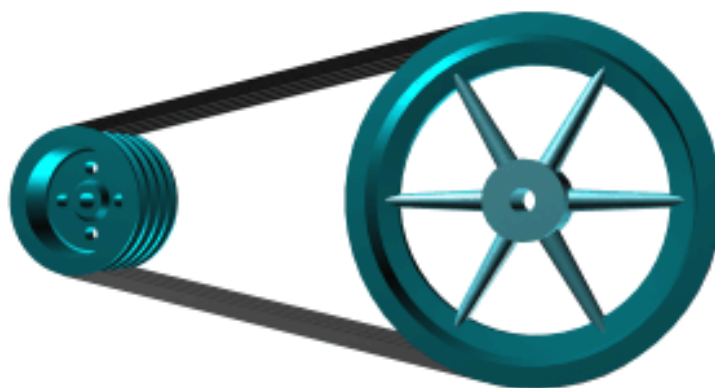


Рис. 7.5. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

2. Кінематичні і силові співвідношення в пасових передавачах. Сили і напруги в пасах



Передача енергії у пасових передавачах здійснюється за рахунок сил тертя, які виникають між пасом і шківом. Для створення умов виникнення сил тертя між пасом і шківом у пасовому передавачі у передпусковому стані (рис. 2.6а) потрібно пас попередньо натягнути з силою попереднього натягу F_0 , яка спричинить у довільному перерізі площею A паса напруження попереднього натягу $\sigma_0 = F_0 / A$.

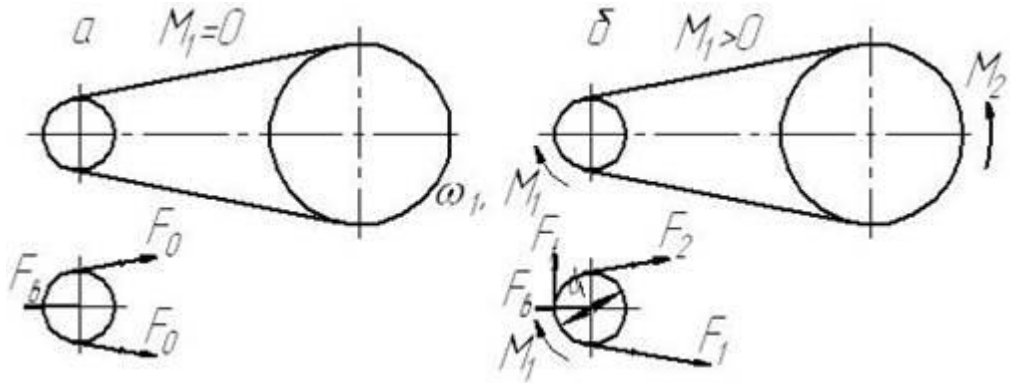


Рис. 7.6. Схеми сил в передавачі

У разі передавання робочого навантаження (крутні моменти M_1 на ведучому шківі і M_2 на веденому шківі) сили у вітках паса змінюються (рис. 7.6б). У ведучій вітці виникає сила F_1 , а у веденій – F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$M_1 = (F_1 - F_2) d / 2 \text{ або } F_1 - F_2 = F_t, \quad (7.1)$$

де $F_t = 2M_1 / d_1$ – колова сила на шківі (корисне навантаження).

Рівняння, що виражає залежність сил натягу ведучої (F_1) і веденої (F_2) віток від сили попереднього натягу (F_0), має вигляд:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (7.2)$$

Зв'язок сил натягу ведучої (F_1) і веденої (F_2) віток описується відомим рівнянням Ейлера для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає по циліндричній поверхні:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\alpha f}, \quad (7.3)$$

де: e – основа натурального логарифма; α – кут обхвату шківів пасом; f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

У працюючому передавачі виникає додатковий натяг паса від дії відцентрових сил

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (7.4)$$

де ρ – густина матеріалу паса.

Сили натягу віток паса передаються на вали і опори передавача. Силу тиску на вали і опори ($F_{\text{т}}$) можна визначити за формулою:

$$F_{\text{т}} \cong 2F_0 \cdot \sin \alpha, \quad (7.5)$$

Від дії сил натягу віток паса виникають напруження. Максимальне напруження виникає у перерізі паса який набігає на ведучий шків:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{\text{зг}}, \quad (7.6)$$

де $\sigma_t = F_t / A$ – корисне напруження в пасі від робочого навантаження; $\sigma_v = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2$ – напруження від дії відцентрових сил; $\sigma_{\text{зг}} = E \cdot \delta / d$ – напруження згину, де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса; d – діаметр шківів.

Розрахунок геометричних розмірів

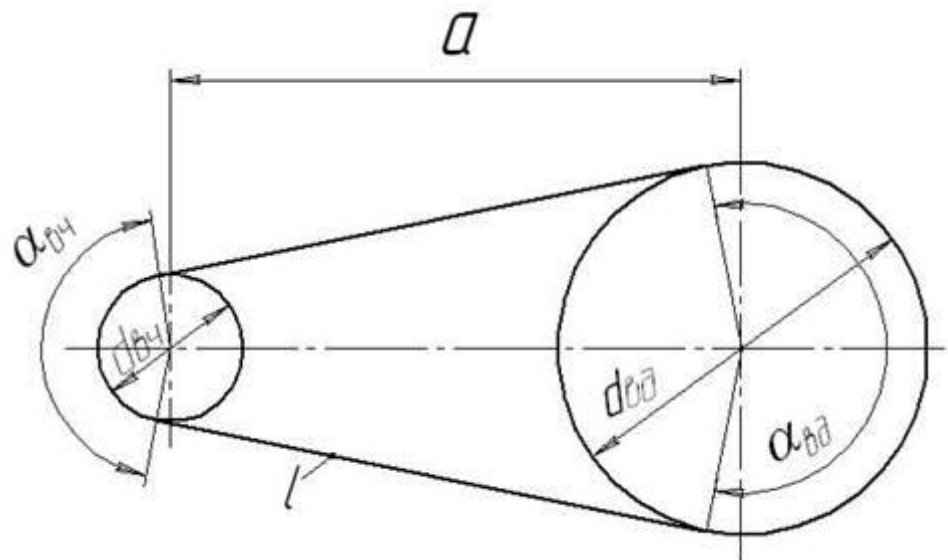


Рис. 7.7. Схема пасового передавача

Діаметр ведучого (меншого) шківів ($d_{\text{вд}}$) обмежується напруженнями згину у пасі, які виникають під час огинання шківів. Для плоских пасів рекомендують брати такі відношення між діаметром $d_{\text{вд}}$ і товщиною паса δ залежно від матеріалу: $d_{\text{вд}} / \delta \geq 25 \dots 30$ – бавовняні; $d_{\text{вд}} / \delta \geq 30 \dots 40$ – гумотканинні; $d_{\text{вд}} / \delta \geq 25 \dots 35$ – шкіряні і $d_{\text{вд}} / \delta \geq 70 \dots 80$ – синтетичні.

Орієнтовно діаметр $d_{\text{вд}}$ в мм, для плоскопасового передавача можна визначити за емпіричною залежністю професора М.А. Саверина:

$$d_{\varepsilon\kappa} = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{N_{\varepsilon\kappa}}{\omega_{\varepsilon\kappa}}} \text{ або } d_{\varepsilon\kappa} = (52 \dots 61) \sqrt[3]{M_{\varepsilon\kappa}}, \quad (7.7)$$

де $N_{\varepsilon\kappa}$ – потужність на ведучому шківі, κBm ; $\omega_{\varepsilon\kappa}$ – кутова швидкість ведучого шківів, c^{-1} ; $M_{\varepsilon\kappa}$ – крутний момент на ведучому шківі, Hm . Отримане значення $d_{\varepsilon\kappa}$ округляємо до значення стандартного ряду ГОСТ 17383-73 переважно в більшу сторону.

Розрахункове значення діаметра веденого шківів ($d_{\varepsilon\delta}$) в мм визначають:

$$d_{\varepsilon\delta} = d_{\varepsilon\kappa} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (7.8)$$

де u – передатне число, вибирають із таблиці $u = u_{\delta 1-2}$; ε – коефіцієнт пружного ковзання, залежить від матеріалу паса, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Отримане значення $d_{\varepsilon\delta}$ округляємо до значення стандартного ряду ГОСТ 17383-73 переважно в меншу сторону.

Розрахункова міжосьова відстань (a') у плоскопосових передавачах, де натяг паса здійснюється за рахунок пружних сил, для підвищення постійності сили натягу за рахунок збільшення податливості паса приймають:

$$a' \geq 2(d_{\varepsilon\kappa} + d_{\varepsilon\delta}). \quad (7.9)$$

Розрахункову довжину паса (l') визначають із двох умов:

- з умови габаритів передавача:

$$l'_T = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_{\varepsilon\kappa} + d_{\varepsilon\delta}) + \frac{(d_{\varepsilon\delta} - d_{\varepsilon\kappa})^2}{4a'}; \quad (7.10)$$

- з умови кількості пробігів за секунду:

$$l'_\Pi = \frac{v}{[v]}, \quad (7.11)$$

де v – колова швидкість паса в m/c , дорівнює $v = \frac{\omega_{\varepsilon\kappa} \cdot d_{\varepsilon\kappa}}{2000}$; $[v]$ – допустима кількість пробігів паса за секунду, $[v] = 5 \dots 6 c^{-1}$.

Остаточну довжину паса (l) приймають за більшим з отриманих значень l'_T або l'_Π . Для з'єднання віток паса довжина стрічки збільшується на $\Delta l = 100 \dots 400 \text{ мм}$.

Остаточна міжосьова відстань:

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2l - \pi(d_{\varepsilon\kappa} + d_{\varepsilon\delta}) + \sqrt{[2l - \pi(d_{\varepsilon\kappa} + d_{\varepsilon\delta})]^2 - 8(d_{\varepsilon\delta} - d_{\varepsilon\kappa})^2} \right\}. \quad (7.12)$$

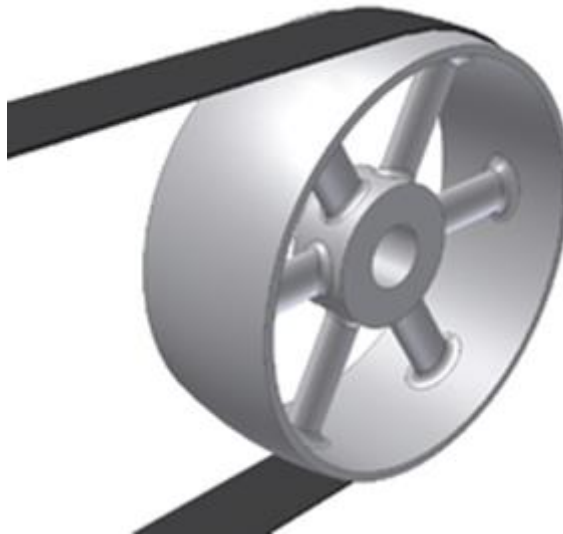
Кут обхвату ведучого шківів ($\alpha_{\varepsilon\kappa}$):

$$\alpha_{\text{сч}} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_{\text{сб}} - d_{\text{сч}}}{a} \quad (7.13)$$

Для плоскостасових передач рекомендовано, щоб $\alpha_{\text{сч}} \geq 150^\circ$. Коли умова не виконується потрібно збільшити міжосьову відстань.

3. Розрахунок передавача: плоскостасового, клинопасового. Деталі пасових передавачів і натяжні пристрої

Розрахунок розмірів поперечного перерізу плоского паса



Урухомлювальний пас передавача є найважливішим елементом, що визначає її роботоздатність. Він має відповідати таким вимогам: *висока тягова здатність; міцність і стійкість проти спрацювання; невеликий модуль пружності матеріалу; низька вартість*. За матеріалом і конструкцією плоскі паси є *бавовняні суцільноткані* (ГОСТ 6982-75), *гумотканинні* (ГОСТ 23831-79), *шкіряні* (ГОСТ 18679-73) та із *спеціальних синтетичних поліамідних матеріалів*. Щодо вимог найбільш поширені гумотканинні паси, які виготовляють трьох типів (**А** – нарізні (рис. 7.8 а), **Б** – центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками (рис. 7.8б) і **В** – спірально згорнуті (рис. 7.8в)) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією. Застосування типу гумотканинного паса залежить від його швидкості: $A - v = 20 \dots 30 \text{ м/с}$; $B - v \leq 20 \text{ м/с}$; $B - v \leq 15 \text{ м/с}$.

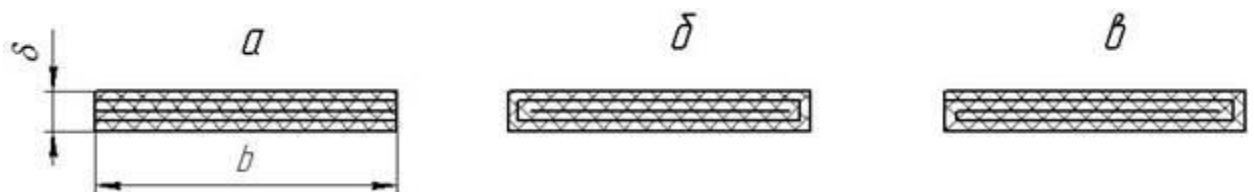


Рис. 7.8. Схеми поперечних перерізів плоского паса

Розрахункове корисне навантаження (колова сила), яке передає передавач, F_t в Н

$$F_t = \frac{10^3 \cdot N_{\text{сч}}}{v} \quad \text{або} \quad F_t = \frac{2000 \cdot M_{\text{сч}}}{d_{\text{сч}}} . \quad (7.14)$$

Тут $N_{\text{сч}}$ – потужність на ведучому шківі; $M_{\text{сч}}$ – крутний момент на ведучому шківі; $d_{\text{сч}}$ – діаметр ведучого шківів; v – колова швидкість паса. Значення $N_{\text{сч}}$, $M_{\text{сч}}$, $d_{\text{сч}}$ і v визначені вище.

Допустиме питоме корисне навантаження, $[i_{\text{п}} f_{t0}]$ в Н/мм

$$[i_{\text{п}} f_{t0}] = i_{\text{п}} f_{t0} \cdot C_{\gamma} \cdot C_{\alpha} \cdot C_v \cdot C_P , \quad (7.15)$$

де $i_{\text{п}} f_{t0}$ – оптимальне питоме корисне навантаження, що може передаватися одиницею ширини паса за питомої сили попереднього натягу віток f_0 , яка припадає на одиницю товщини однієї прокладки ($i_{\text{п}}$ – кількість прокладок); C_{γ} – коефіцієнт, який враховує нахил передавача до горизонту; C_{α} – коефіцієнт, який враховує кут обхвату пасом малого шківів; C_v – коефіцієнт, який враховує вплив на роботу передачі відцентрових сил; C_P – коефіцієнт, який враховує режим роботи передавача. Коефіцієнти C_{γ} , C_{α} , C_v і C_P вибирають з довідкової літератури.

Потрібна ширина паса, b' :

$$b' = \frac{F_t}{[i_{\text{п}} f_{t0}]} . \quad (7.16)$$

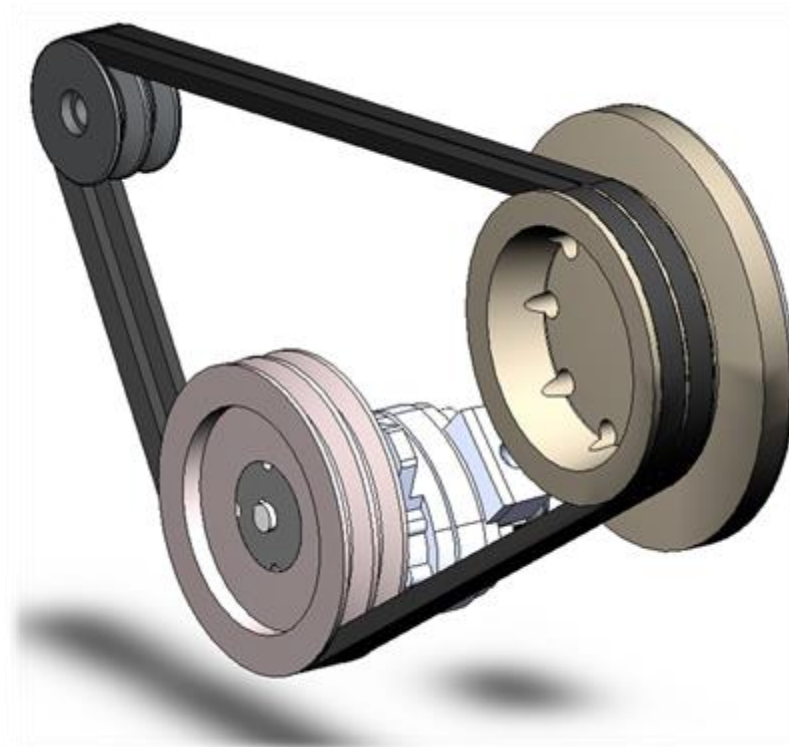
Отримане значення b' округляємо до стандартного b .

Площа поперечного перерізу паса, A :

$$A = b \cdot \delta , \quad (7.17)$$

де δ – товщина паса, визначають з відношень $d_{\text{сч}} / \delta$.

Розрахунки клинопасових передавачів і передавачів з натяжним роликом



Клинові паси нормального перерізу для урухомників загального призначення стандартизовано (ГОСТ 12841-89). Їх виготовляють **кордтканинні** (рис. 7.9б) та **кордшнурові** (рис. 7.9в) семи типів різних за розмірами перерізів (рис. 7.9а), які позначають: О (Z), А (A), Б (B), В (C), Г (D), Д (E), Е (EO). Тут у дужках вказано позначки, які застосовують у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

У розрахунках необхідно враховувати, що для пасів типів О, А, Б і В максимальна швидкість допускається $v < 25 \text{ м/с}$, а для типів Г, Д і Е - $v < 30 \text{ м/с}$.

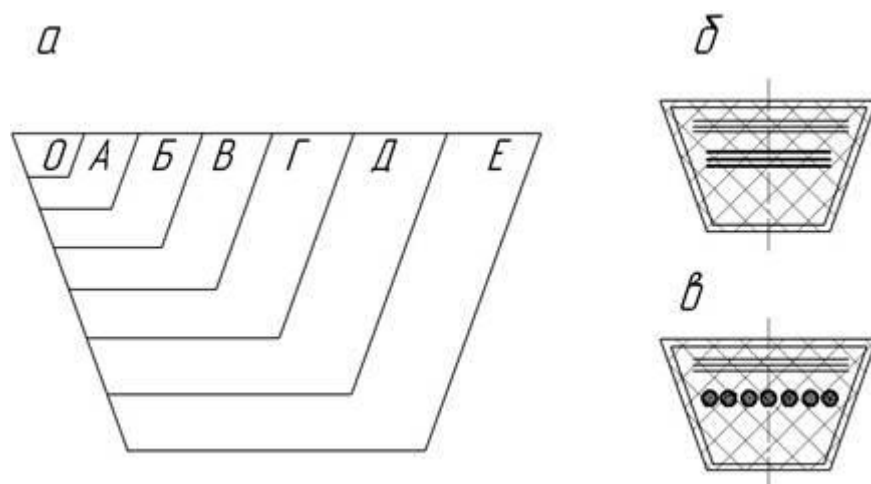


Рис. 7.9. Схеми поперечних перерізів клинового паса

Тип клинового паса вибирають залежно від крутного моменту ($M_{\text{ек}}$), або потужності ($N_{\text{ек}}$) та кутової швидкості ($\omega_{\text{ек}}$) або частоти обертання ($n_{\text{ек}}$) – це параметри ведучого вала передавача.

Допустима потужність для одного клинового паса цього типу $[N]$

$$[N] = N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p \cdot C_z, \quad (7.18)$$

де N_0 – допустима потужність для одного клинового паса цього типу для передавача з такими дослідними умовами: $d_{\text{ек}} = d_{\text{ед}}$; $\alpha_{\text{ек}} = \alpha_{\text{ед}} = 180^\circ$; базова довжина l_0 паса; спокійне навантаження; C_α – коефіцієнт, який враховує кут обхвату пасом малого шківа; C_l – коефіцієнт фактичної довжини паса, який рівний $C_l = \sqrt{l/l_0}$, де базову довжину l_0 паса приймають із довідкової літератури; C_p – коефіцієнт, який враховує режим роботи передавача; C_z – коефіцієнт кількості z пасів, що працюють паралельно в одному передавачі. Коефіцієнти C_α і C_p вибирають із довідкової літератури. Визначають потрібну кількість пасів:

$$z = \frac{N_{\text{ек}}}{[N]}. \quad (7.19)$$

Для клинопасових передавачів рекомендують $z \leq 8$ через відхилення пасів у довжині та нерівномірність навантаження.

Шківи пасових передавачів



Шків пасового передавача (рис. 7.10а) здебільшого має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2(або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

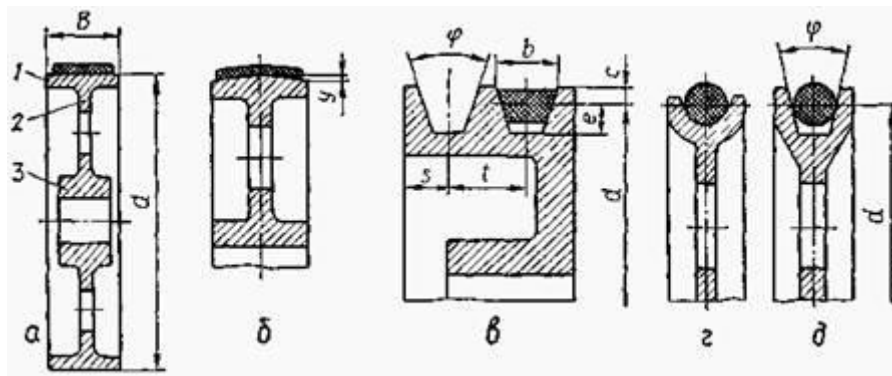


Рис. 7.10

Форму робочої поверхні обода шківів визначають формою поперечного перерізу пасів.

Для **плоских пасів** найбажанішою формою робочої поверхні шківів є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування пасів, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10$ мкм.

Щоб забезпечити центрування пасів, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 7.10б), описаною в осьовому перерізі шківів дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини пасів b), а також стрілка випуклості обода u , регламентовано стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $u \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для **клинових пасів** робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківів. Розміри та кількість жолобків визначають профілем перерізу пасів та кількістю клинових пасів, що водночас працюють на шківі (рис. 7.10в). Профіль перерізу клинового пасів за згину на шківі спотворюється і тому кут клину пасів (рис. 7.10б) порівняно з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківів беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведено у ГОСТ 20889–88.

Для **круглих пасів** мінімальний діаметр шківів $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр пасів. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис. 7.10г,д). Розміри жолобків обода шківів для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківів пасових передавачів виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківів найбільш поширені. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 за швидкості пасів $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 за $v = 15...30$ м/с; СЧ 20 за $v = 30...35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківів здебільшого виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються за високих швидкостей пасів ($v \leq 40$ м/с).

м/с). Інколи заготованками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шків із *легких сплавів* виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з тоншими стінками. Оскільки шків з легких сплавів порівняно із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати, в першу чергу, у швидкохідних передавачах.

Пластмасові шків здебільшого використовують за невеликих діаметрів (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. Порівняно із металевими пластмасові шків мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шків застосовують у швидкохідних пасових передавачах.

Натяжні пристрої у пасових передавачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та гойдаючі плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Полозки (рис. 7.11а) та *гойдаючі плити* (рис. 7.11б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовують у пасових передавачах із регульованою відстанню між шківками. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передавачах з постійним у часі робочим навантаженням.

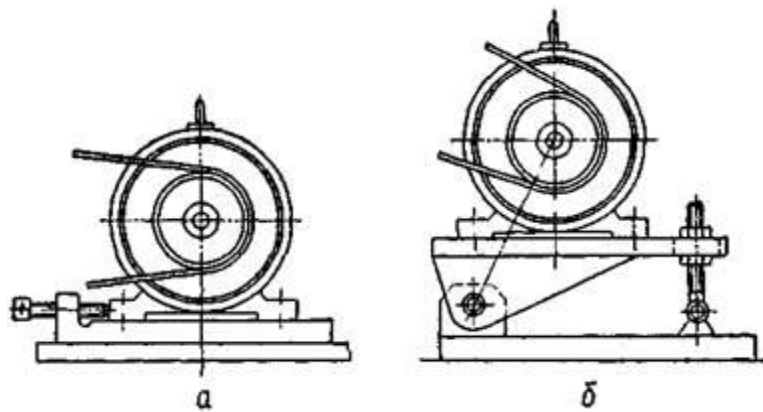


Рис. 7.11

Натяжні ролики застосовують для пасових передавачів із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківка, який вільно обертається (рис. 7.12а).



Притискання ролика до паса може здійснюватися встановленням на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передавачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківів, поліпшується робота передавача з великим передатним числом за малої відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передавачах (рис. 7.12б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

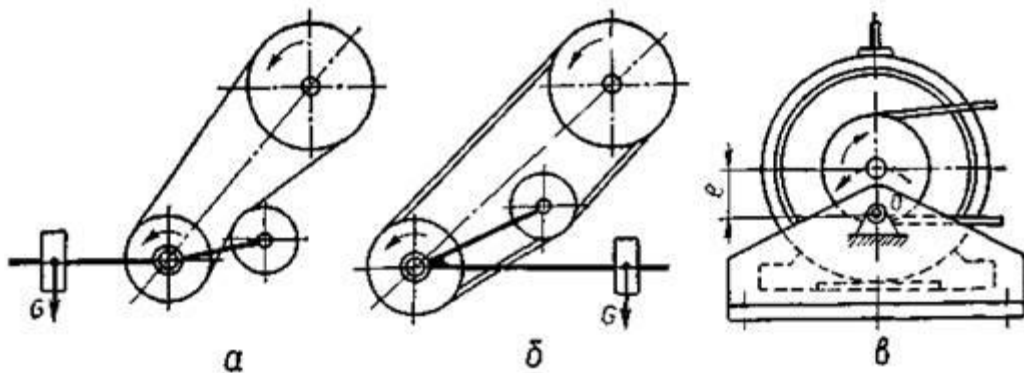


Рис. 7.12

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати за постійного робочого навантаження передавача, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

Значно кращими від описаних вище є натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.



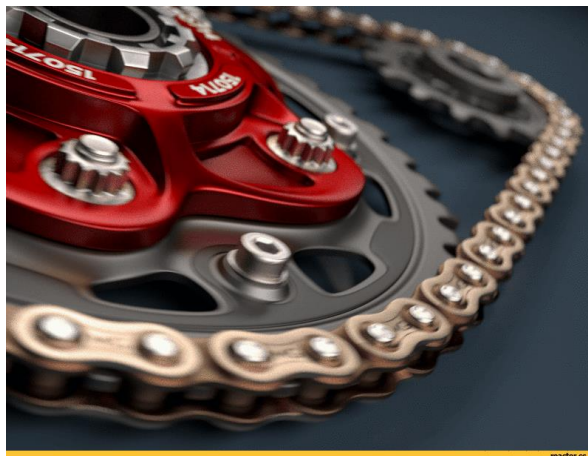
Запитання для самоконтролю

1. З яких деталей складається пасовий передавач?
2. Вкажіть область застосування пасових передавачів.
3. Як передавачі класифікують за формою поперечного перерізу паса?
4. За якими признаками ще класифікують пасові передавачі?
5. Які сили виникають у пасовому передавачі?
6. Для чого необхідно створювати попередній натяг паса?
7. Які геометричні параметри визначають для пасового передавача?
8. Які є плоскі паси за матеріалом і конструкцією?
9. Як маркують клинові паси?
10. Для чого у пасових передавачах служать натяжні пристрої?
11. Які є натяжні пристрої за конструкцією і принципом роботи?

Тема 3.8. Ланцюгові передавачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування передавачів. Деталі ланцюгових передавачів
2. Основні параметри ланцюгових передавачів. Критерії роботоздатності. Добирання ланцюгів і перевірний розрахунок їх



1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування передавачів. Деталі ланцюгових передавачів

Ланцюговий передавач у найпростішому варіанті (рис. 8.1) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок і ланцюга 3, який знаходиться у зачепленні із зірочками. **Ланцюг** складається із з'єднаних шарнірами ланок. Вільний відрізок a ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається **ведучою віткою**, а вільний відрізок b ланцюга – **веденою віткою**. Найвигідніші ланцюгові передавачі загального призначення використовують для передавання потужностей у діапазоні $0,5...100\text{ кВт}$ за швидкості руху ланцюга (v), що не перевищує 15 м/с , з передаточним числом $u \leq 4$ і ККД в межах $0,92...0,96$. У спеціальних урухомниках за швидкості руху ланцюга (v), що не перевищує 35 м/с за потужності до 2000 кВт .

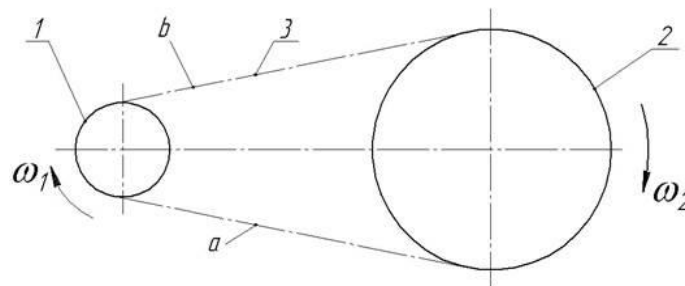
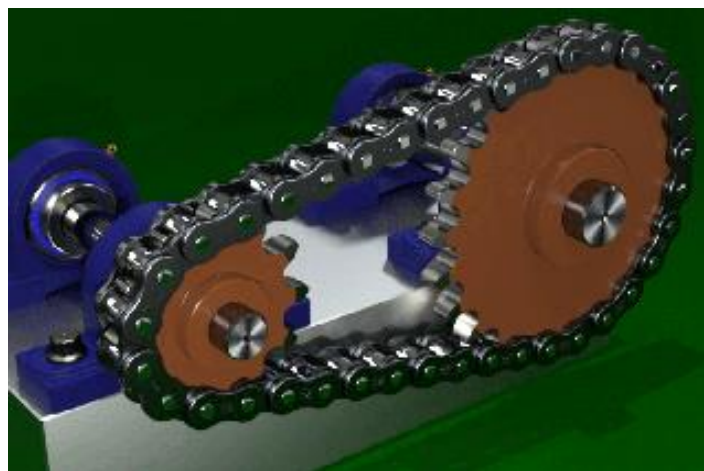


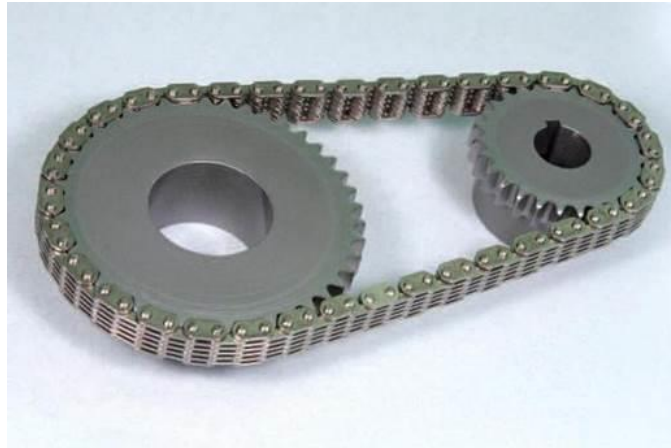
Рис. 8.1. Схема ланцюгового передавача

Ланцюгові передавачі класифікують за такими ознаками:

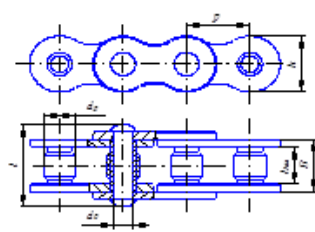
- за конструкцією ланцюга:
 - втулково-роликовий (рис. 8.2а);



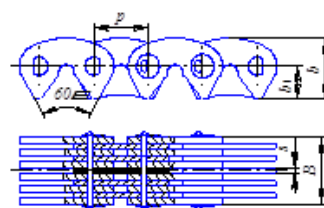
- зубчастий (рис. 8.2б);



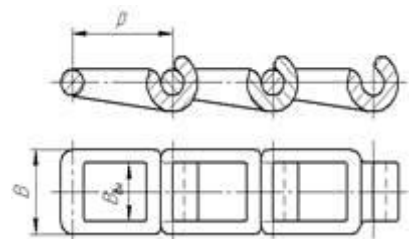
фасонно-ланковий або гаковий (рис. 8.2в);



a



б



в

Рис. 8.2. Схема ланцюга

- за способом регулювання натягу ланцюга:

періодичний (рис. 8.3а);



автоматичний (рис. 8.3б);

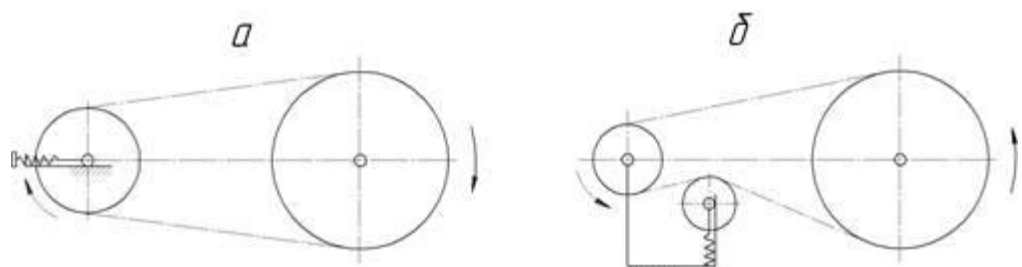


Рис. 8.3. Схеми способів регулювання натягу ланцюга

- за способом мащення: періодичний (рис. 8.4а); краплинний (рис. 8.4б) і у масляній ванні (рис. 8.4в);

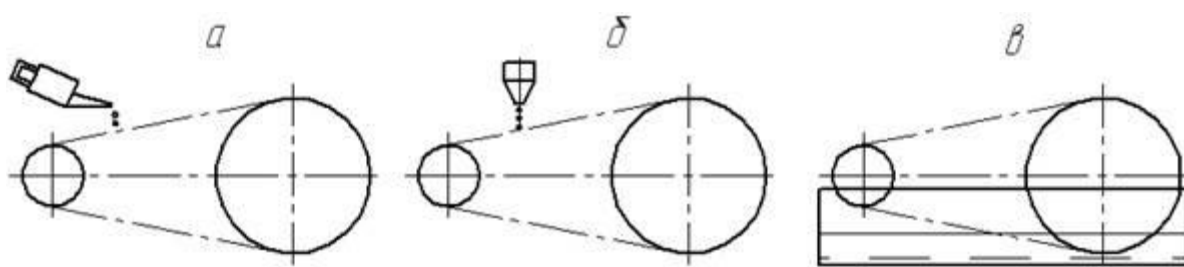
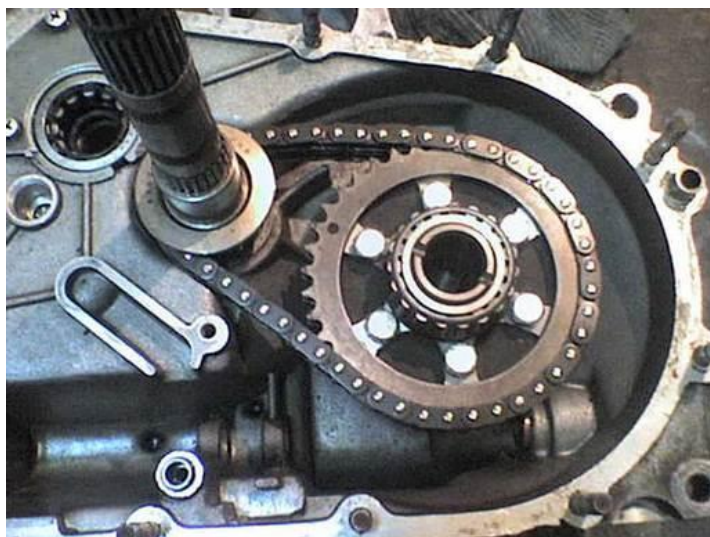


Рис. 8.4. Схеми способів мащення

- за конструкцією корпусу:
відкриті (рис. 8.5а);



закриті (рис. 8.5б);



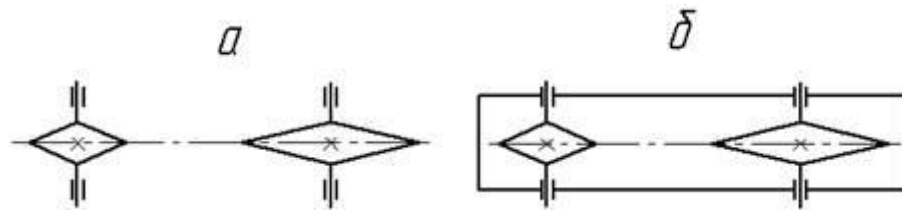
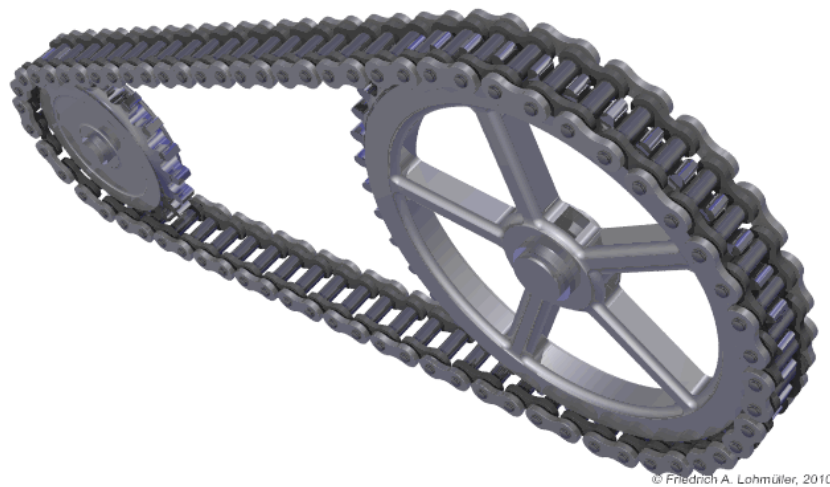


Рис. 8.5. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

2. Основні параметри ланцюгових передавачів. Критерії роботоздатності. Добирання ланцюгів і перевірний розрахунок їх



Вибір та розрахунок геометричних розмірів

Для вибору параметрів ланцюга визначають орієнтовне значення його кроку P' . З багатовідомих формул для визначення орієнтовного кроку P' ланцюга тут рекомендується знаходити із виразу:

$$P' \leq 105 \cdot c_v \cdot \frac{\sqrt[4]{z_{\text{сч}}}}{\omega_{\text{сч}}}, \quad (8.1)$$

де $\omega_{\text{сч}}$ – кутова швидкість ведучої зірочки; c_v – дослідний коефіцієнт, який приймається: $c_v = 14 \dots 17$ – для втулково-роликів ланцюгів; $c_v = 17 \dots 20$ – для зубчастих ланцюгів. Більші значення c_v приймають у випадках особливо точних передавачів; $z_{\text{сч}}$ – число зубців ведучої зірочки, яке можна визначити:

- для втулково-роликів ланцюгів:

$$z_{\text{сч}} = 29 - 2 \cdot u \geq z_{\min} = 15; \quad (8.2)$$

- для зубчастих ланцюгів:

$$z_{\text{сч}} = 35 - 2 \cdot u \geq z_{\min} = 17, \quad (8.3)$$

де u – передатне число передавача.

За визначеним значенням орієнтовного кроку P' вибираємо необхідні параметри для подальших розрахунків:

- для **втулково-роликового ланцюга**: стандартне значення кроку P ; площа поверхні шарніра $A_{\text{шн}}$; руйнівне навантаження $F_{\text{рн}}$; масу одного метра ланцюга $q_{\text{л}}$;

- для **зубчастого ланцюга**: стандартне значення кроку P ; ширину ланцюга B ; діаметр валика d_s ; руйнівне навантаження $F_{\text{рн}}$; масу одного метра ланцюга $q_{\text{л}}$.

Кількість зубців веденої зірочки $z_{\text{вд}}$

$$z_{\text{вд}} = z_{\text{вч}} \cdot u \leq z_{\text{вдmax}}, \quad (8.4)$$

де $z_{\text{вдmax}} = 120$ – для втулково-роликових передавачів;

$z_{\text{вдmax}} = 140$ – для зубчастих ланцюгових передавачів.

Для більш рівномірного зносу шарнірів ланцюга кількість зубців на ведучій зірочці рекомендується приймати непарним, а на веденій – парним.

Ділильні діаметри зірочок:

$$d_{\text{двч}} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_{\text{вч}}}}; \quad d_{\text{двд}} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_{\text{вд}}}}. \quad (8.5)$$

Оптимальна міжосьова відстань:

$$a_0 = (30 \dots 50) \cdot P. \quad (8.6)$$

Довжина ланцюга в кроках:

$$L'_p = \frac{2a_0}{P} + \frac{z_{\text{вд}} + z_{\text{вч}}}{2} + \frac{P}{a_0} \left(\frac{z_{\text{вд}} - z_{\text{вч}}}{2\pi} \right)^2. \quad (8.7)$$

Отримане значення L'_p округлюється до цілого парного числа L_p .

Остаточна міжосьова відстань передавача:

$$a = \frac{P}{4} \left[L_p - \frac{z_{\text{вд}} + z_{\text{вч}}}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_{\text{вд}} + z_{\text{вч}}}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_{\text{вд}} - z_{\text{вч}}}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (8.8)$$

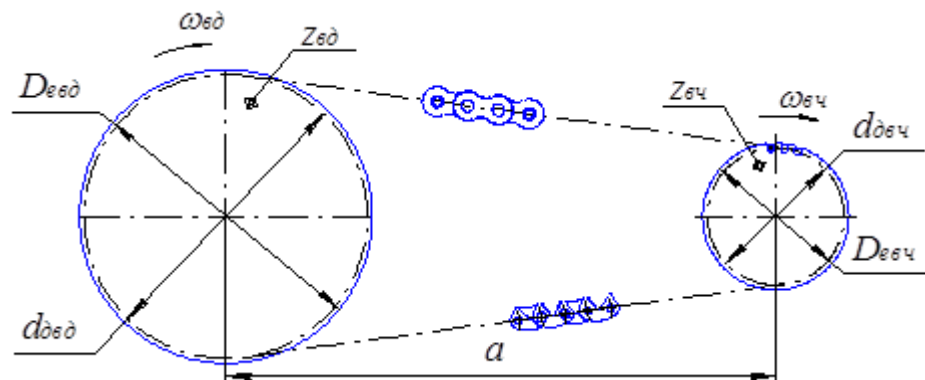


Рис. 8.6. Схема ланцюгового передавача

Розрахунок ланцюга на міцність і зносостійкість



Міцність ланцюга оцінюється коефіцієнтом запасу міцності

$$S = \frac{F_{pн}}{F_z} \geq [S], \quad (8.9)$$

де $F_{pн}$ – руйнівне навантаження; F_z – сила натягу ведучої вітки ланцюга, визначається

$$F_z = K_\phi \cdot F_t + F_v + F_f, \quad (8.10)$$

де F_t – корисне навантаження (колова сила) ланцюга

$$F_t = \frac{10^3 \cdot N_{\phi}}{v} \quad \text{або} \quad F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\phi}}{d_{\phi}}, \quad (8.11)$$

де: $N_{\phi}, M_{\phi}, d_{\phi}$ – параметри ведучої зірочки, відповідно потужність, крутний момент, дільний діаметр; v – швидкість руху ланцюга

$$v = \frac{z_{\phi} \cdot P \cdot \omega_{\phi}}{2 \cdot \pi \cdot 10^3}; \quad (8.12)$$

F_v – відцентрова сила натягу вітки ланцюга $F_v = q_n \cdot v^2$; F_f – сила натягу вітки ланцюга спричинена власною вагою $F_f = K_f \cdot a \cdot q_n \cdot g$, де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стрілки провисання f веденої вітки та кута нахилу ланцюгового передавача до горизонту; g – прискорення

вільного падіння; K_δ – динамічний коефіцієнт; $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Зносостійкість внутрішньої частини шарніра ланцюга оцінюється питомим тиском:

$$q = \frac{F_t \cdot K_\varepsilon}{A_{\text{ш}}} \leq [q], \quad (8.13)$$

де $A_{\text{ш}}$ – площа поверхні шарніра: для втулково-роликового ланцюга $A_{\text{ш}} = A_{\text{он}}$, а для зубчастого ланцюга $A_{\text{ш}} = 0,76 \cdot B \cdot d_\varepsilon$; K_ε – коефіцієнт експлуатації

$$K_\varepsilon = K_\delta \cdot K_a \cdot K_M \cdot K_\Theta \cdot K_T \cdot K_P, \quad (8.14)$$

де K_δ – динамічний коефіцієнт; K_a – коефіцієнт міжосьової відстані; K_M – коефіцієнт способу мащення; K_Θ – коефіцієнт кута нахилу Θ ланцюгового передавача до горизонту; K_T – коефіцієнт тривалості роботи передавача; K_P – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга; $[q]$ – допустимий питомий тиск.

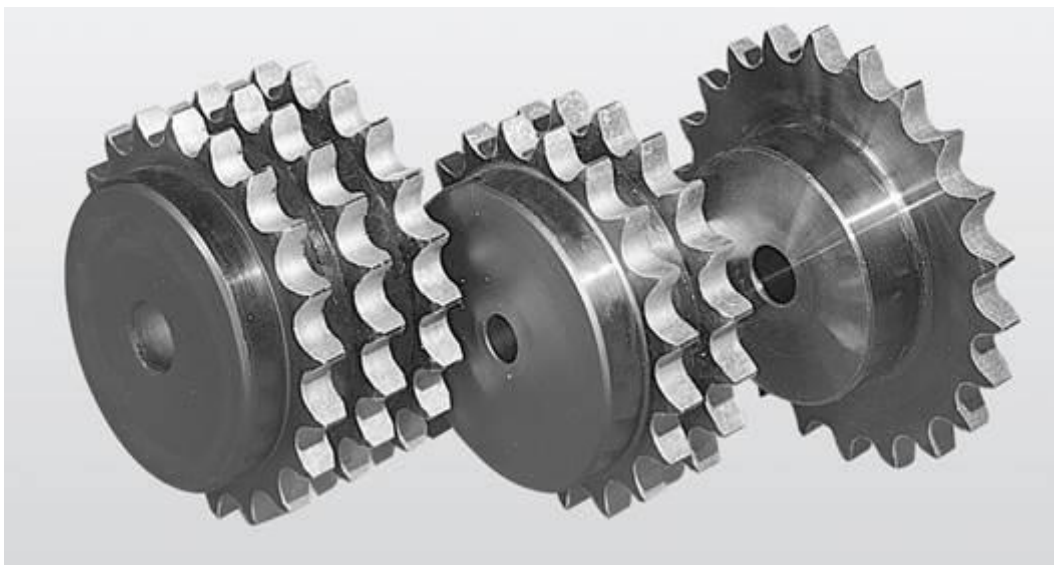
Кількість ударів шарніра об зуб зірочки

$$\nu = \frac{z_{\varepsilon\alpha} \cdot \omega_{\varepsilon\alpha}}{1,57 \cdot L_P} \leq [\nu] \quad (8.15)$$

де $[\nu]$ – допустима кількість ударів шарніра об зуб зірочки.

У випадку необхідності забезпечення необхідної міцності і зносостійкості ланцюга, застосовують багаторядні втулково-роликові або необхідної ширини зубчасті ланцюги. Зменшення кількості ударів досягається збільшенням міжосьової відстані a передавача.

Зірочки, їх конструкції, матеріали та розрахунки



Зірочка ланцюгового передавача складається із зубчастого вінця та маточини з'єднаних диском або спицями. Кількість спиць визначають за формулою:

$$z_c = (0,14 \dots 0,17) \sqrt{d_\delta}, \quad (8.16)$$

де d_δ – дільний діаметр зірочки, мм (для ведучої – $d_\delta = d_{\text{вед}}$, а для веденого – $d_\delta = d_{\text{вед}}$). Якщо: $z_c \leq 3$, тоді зірочки виконують з диском; $z_c > 3$ – зі спицями, число яких потрібно брати парним. За $v > 30 \text{ м/с}$ зірочки виконують тільки з диском.

Основними матеріалами для виготовлення зірочок є середньовуглецеві або леговані сталі 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45...55 HRC, або цементовані сталі 15, 20Х, 12ХН3А на глибину 1,0...1,5 мм і гартовані до 55...60 HRC. Зірочки тихохідних передавачів ($v < 3 \text{ м/с}$) за відсутності ударних навантажень можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавунів.

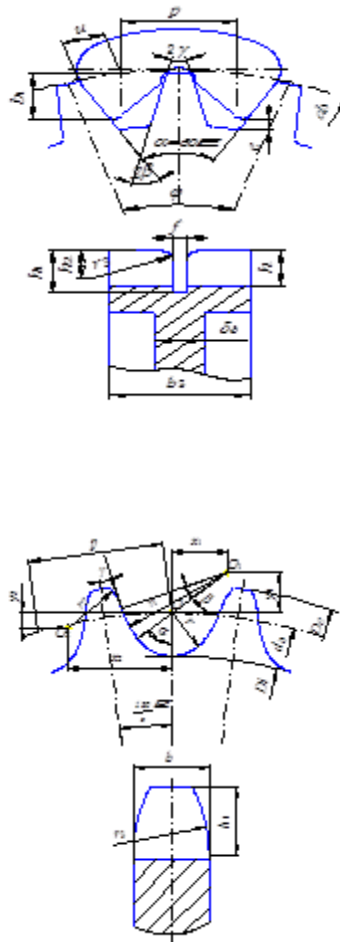


Рис. 8.7. Поперечний переріз та профіль зубців зірочок

Питання про розміри диска, спиць і маточини вирішують, як і для шківів пасових передавачів.

Діаметри кіл вершин зубців:

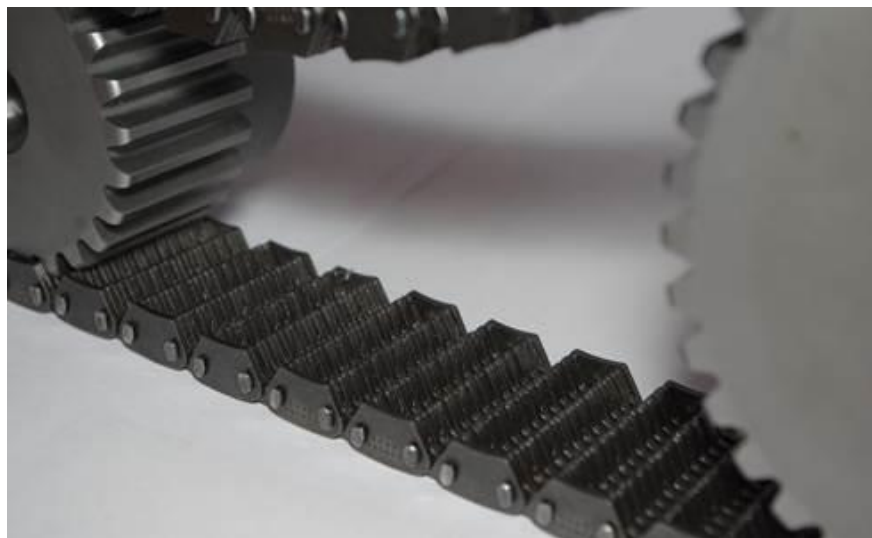
- для втулкових-роликів ланцюгових передавачів

$$D_{\epsilon} = P \cdot \left(\operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) + 0,5 \right) \quad (8.17)$$



- для зубчастих ланцюгових передавачів

$$D_{\epsilon} = P \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \quad (8.18)$$



Радіус западин зуба зірочки:

$$r = 0,5025 d_p + 0,05 \quad (8.19)$$

де d_p – діаметр роликів ланцюга.

Діаметри кіл западин:

$$D_i = d_o - 2r \quad (8.20)$$

Діаметри обода зірочок:

$$D_c = \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right)P - 1,3h \quad (8.21)$$

Ширина зуба:

$$b = 0,9b_{\text{зн}} - 0,15 \text{ мм.} \quad (8.22)$$

Ширина вінця:

$$B_0 = b \quad (8.23)$$

Інші розміри профілю та поперечного перерізу зубців зірочок показані на рис. 8.7 розраховують за рекомендаціями стандартів: втулково-роликкових за ГОСТ 591-69, зубчастих за ГОСТ 13576-81.



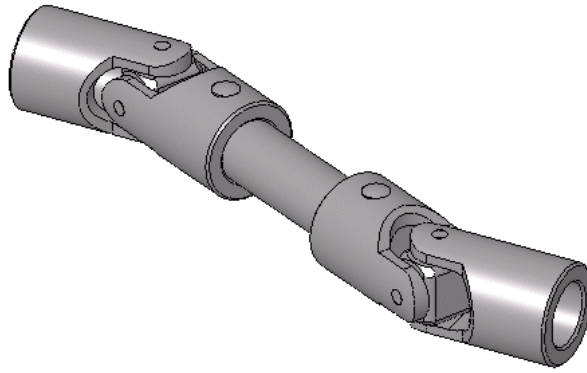
Запитання для самоконтролю

1. З яких деталей складається ланцюговий передавач?
2. Укажіть сферу застосування ланцюгових передавачів.
3. За якими ознаками класифікують ланцюгові передавачі?
4. Які сили виникають у ланцюгового передавача?
5. Які геометричні параметри визначають для ланцюгового передавача?
6. Які є ланцюги за конструкцією?
7. Якими способами змащуються ланцюги передавачів?
8. Для чого у ланцюгових передавачах служать натяжні пристрої?
9. Якими показниками оцінюють міцність та зносостійкість ланцюгів?
10. Які розрахунки виконують для зірочок ланцюгових передавачів?

Тема 3.9. Вали і осі

План

1. Вали і осі, їх призначення, конструкції, матеріали
2. Розрахунок валів і осей на міцність і жорсткість. Конструктивні і технологічні способи підвищення витривалості валів



1. Вали і осі, їх призначення, конструкції, матеріали

Вісь – це деталь, яка забезпечує обертальний рух установлених на ній шківів, зірочок, зубчастих та черв'ячних коліс, котків тощо, не передаючи корисного крутного моменту.

Осі розрізняють за такими ознаками:

- за конструкцією:

постійного діаметра (рис. 9.1а);



з різними діаметрами – *ступінчасті* (рис. 9.1б);



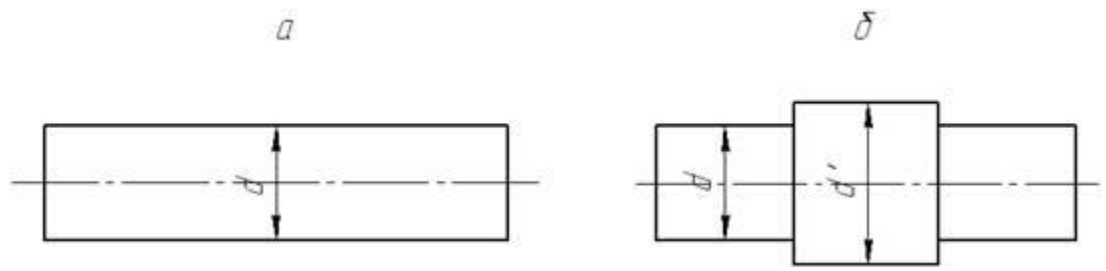


Рис. 9.1. Конструкції осей

- за видом поперечного перерізу:
суцільними (рис. 9.2а);



порожністими (рис. 9.2б);



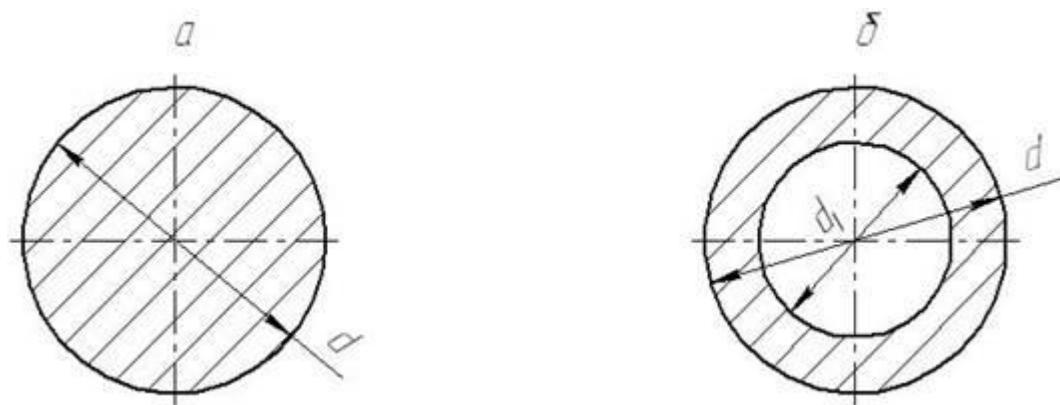


Рис. 9.2. Схеми осей за видом поперечного перерізу

- за обрисом поперечного перерізу:

круглими (рис. 9.3а);



некруглими (рис. 9.3б);



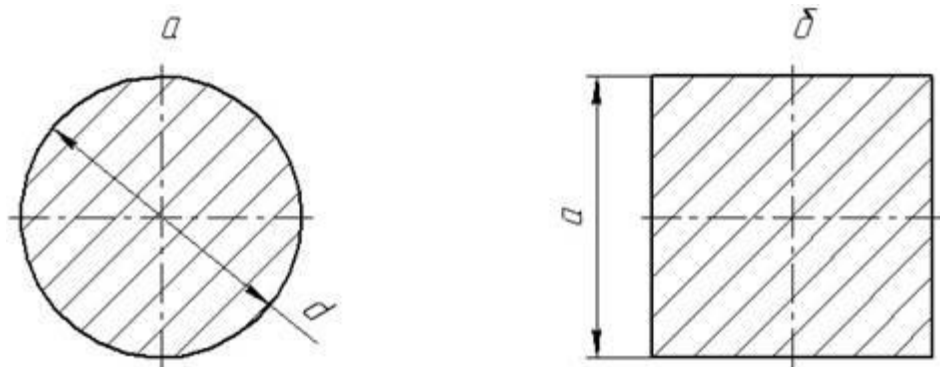


Рис. 9.3. Схеми осей за обрисом поперечного перерізу

- за можливістю обертання: *рухомими* (рис. 9.4a) і *нерухомими* (рис. 9.4б);



Рис. 9.4. Схеми осей за можливістю обертання

Матеріали осей

Основними матеріалами для осей є вуглецеві та леговані сталі. Заготовки для осей діаметром до 150 мм є круглий прокат, а для осей більшого діаметра – поковки. Поверхні осей, що призначені для спряження з іншими деталями, мають бути точно і чисто оброблені різцями. Наприклад, параметри шорсткості поверхонь під вальниці кочення $R_a = (3,2 \dots 0,8) \text{ мкм}$, а для вальниць ковзання $R_a = (0,4 \dots 0,1) \text{ мкм}$.



Рис. 9.5. Схеми галтелей

Для осей переважно використовують сталі *Ст4*, *Ст5*, *Ст6*, а також сталі 40, 45, 40Х, 40ХН та інші.

Розрахунки осей на міцність

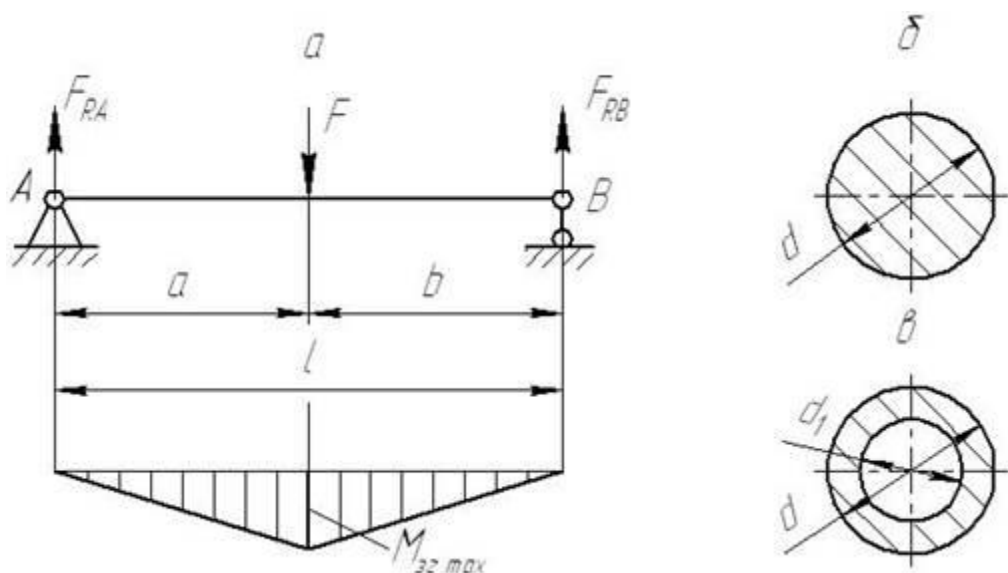
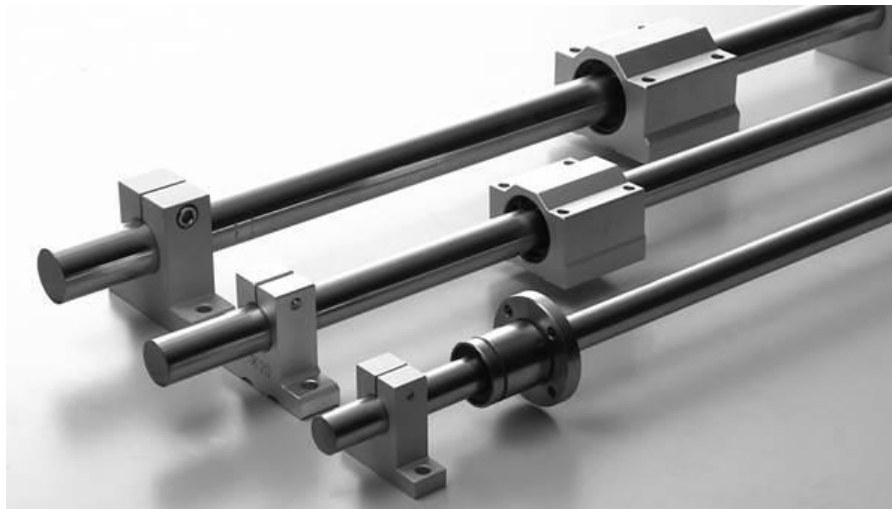


Рис. 9.6. Розрахункова схема осі

На рис. 9.6а показано розрахункову схему осі. За постійної за величиною і напрямом поперечної сили F у нерухомій осі напруження будуть постійними, а в осі, що обертається, вони будуть змінюватися за симетричним циклом. Відповідно у першому випадку розрахунок осі ведуть за умовою статичної міцності, а в другому – за умовою стійкості проти втомного руйнування. Ці два розрахунки відрізняються один від одного вибором допустимих напружень.

Умова міцності осі за згину

$$\sigma_{32} = M_{32 \max} / W_{32} \leq [\sigma_{32}], \quad (9.1)$$

де $M_{zz\max}$ – максимальний момент згину. Для приведеної схеми (див. рис. 9.6а) максимальний момент згину визначають за співвідношенням

$$M_{zz\max} = F_{RA} \cdot a = F_{RB} \cdot b = F \cdot a \cdot b / (a + b). \quad (9.2)$$

Тут F_{RA} і F_{RB} – реакції опор A і B осі: $F_{RA} = F \cdot b / (a + b)$ і $F_{RB} = F \cdot a / (a + b)$; W_{zz} – осьовий момент опору згину залежить від виду поперечного перерізу осі: для круглого перерізу осі (рис. 9.6б) $W_{zz} = 0,1 \cdot d^3$; для кільцевого перерізу осі (рис. 9.6в) $W_{zz} = 0,1 \cdot d^3 \cdot (1 - \beta^4)$, де $\beta = d_1 / d$.

Тоді запишемо умову міцності:

- для осі **круглого** перерізу:

$$\sigma_{zz} = \frac{F \cdot a \cdot b}{0,1 \cdot d^3 \cdot (a + b)} \leq [\sigma_{zz}]; \quad (9.3)$$

- для осі **кільцевого** перерізу:

$$\sigma_{zz} = \frac{F \cdot a \cdot b}{0,1 \cdot d^3 \cdot (1 - \beta^4) \cdot (a + b)} \leq [\sigma_{zz}]. \quad (9.4)$$

Останні вирази можна використати для перевірних розрахунків осей із відомими розмірами, навантажених за цією схемою.

Проектний розрахунок таких осей можна виконати за формулами, отриманими із наведених умов міцності щодо діаметра d :

- для осі **круглого** перерізу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{F \cdot a \cdot b}{0,1 \cdot (a + b) \cdot [\sigma_{zz}]}}, \quad (9.5)$$

- для осі **кільцевого** перерізу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{F \cdot a \cdot b}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot (a + b) \cdot [\sigma_{zz}]}}, \quad (9.6)$$

Отримані значення діаметрів осей округляють до стандартних згідно з рядом R_{40} . Допустиме напруження $[\sigma_{zz}]$ визначають: для умови статичної міцності $[\sigma_{zz}] = \sigma_T / [s]$; для умови втомної міцності $[\sigma_{zz}] = \sigma_{-1} \cdot K_d / ([s] \cdot K_\sigma)$, де σ_T – границя текучості матеріалу; σ_{-1} – границя витривалості; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; K_d – коефіцієнт розмірів перетину осі; K_σ – коефіцієнт концентрації напружень.

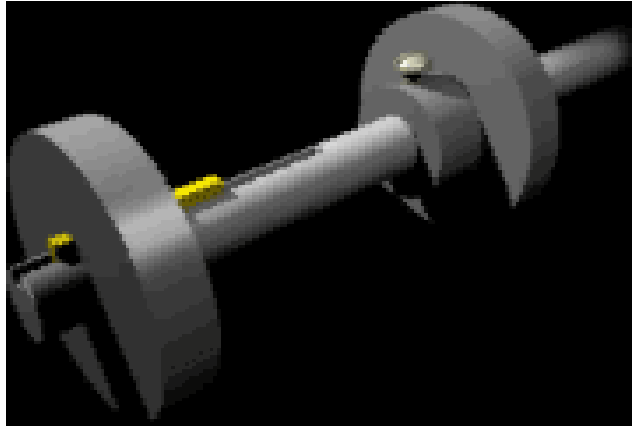
Вали. Основні визначення та класифікація

Вал – це деталь, яка забезпечує обертальний рух установлених на ній шківів, зірочок, зубчастих та черв'ячних коліс, котків тощо і передає крутний момент.

Вали розрізняють за такими ознаками:

- за конструкцією:

постійного діаметра (рис. 9.7а);



з різними діаметрами – **ступінчасті** (рис. 9.7б);

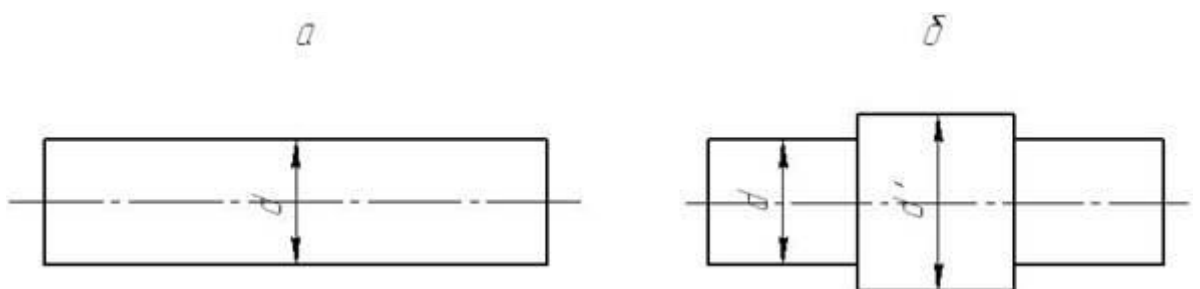
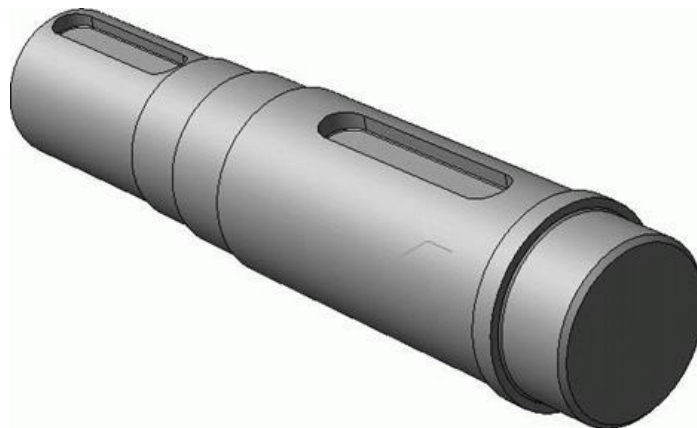
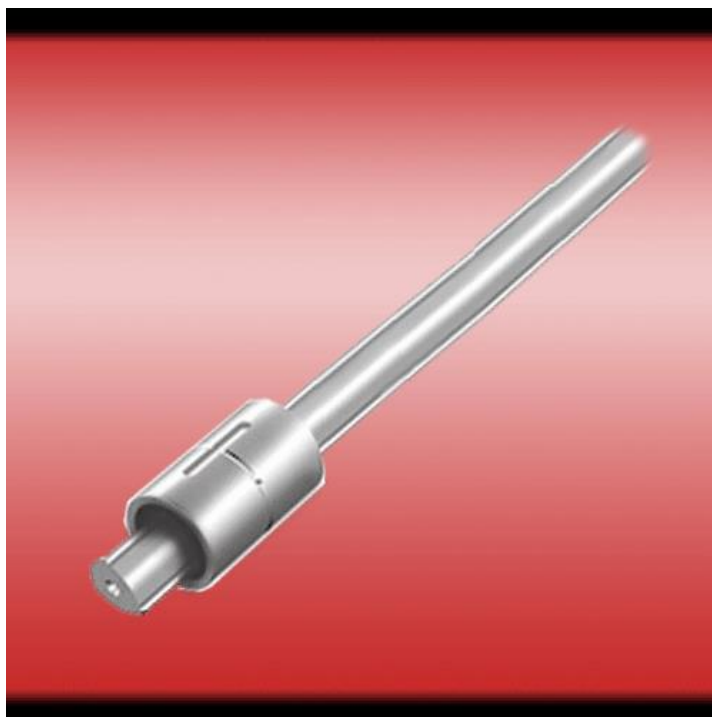


Рис. 9.7. Конструкції валів

- за видом поперечного перерізу:

суцільними (рис. 9.8а);



порожністими (рис. 9.8б);

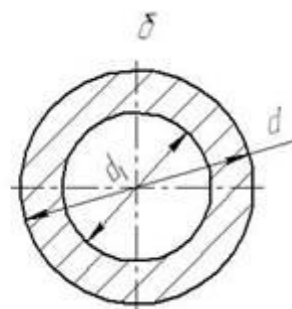
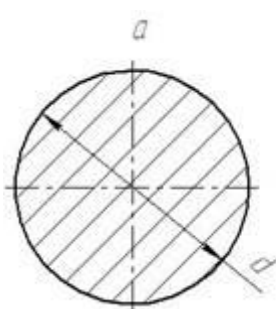
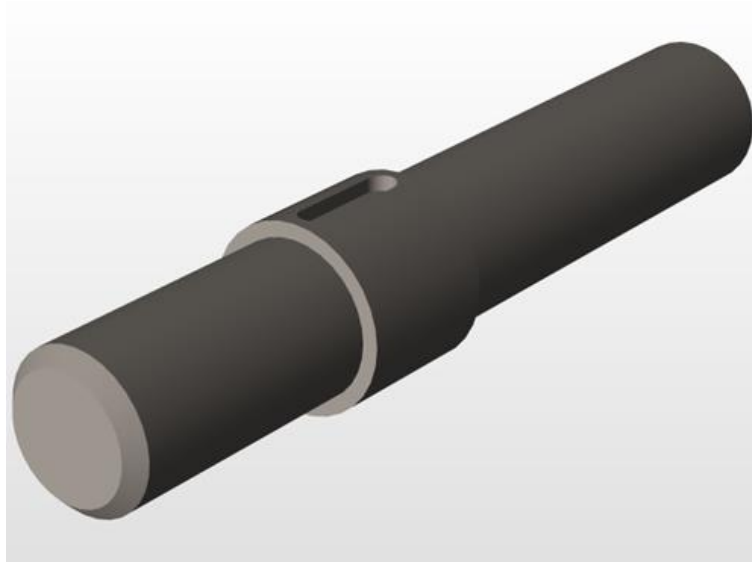


Рис. 9.8. Схеми валів за видом поперечного перерізу

- за обрисом поперечного перерізу:
круглими (рис. 9.9а);



некруглими (рис. 9.9б);

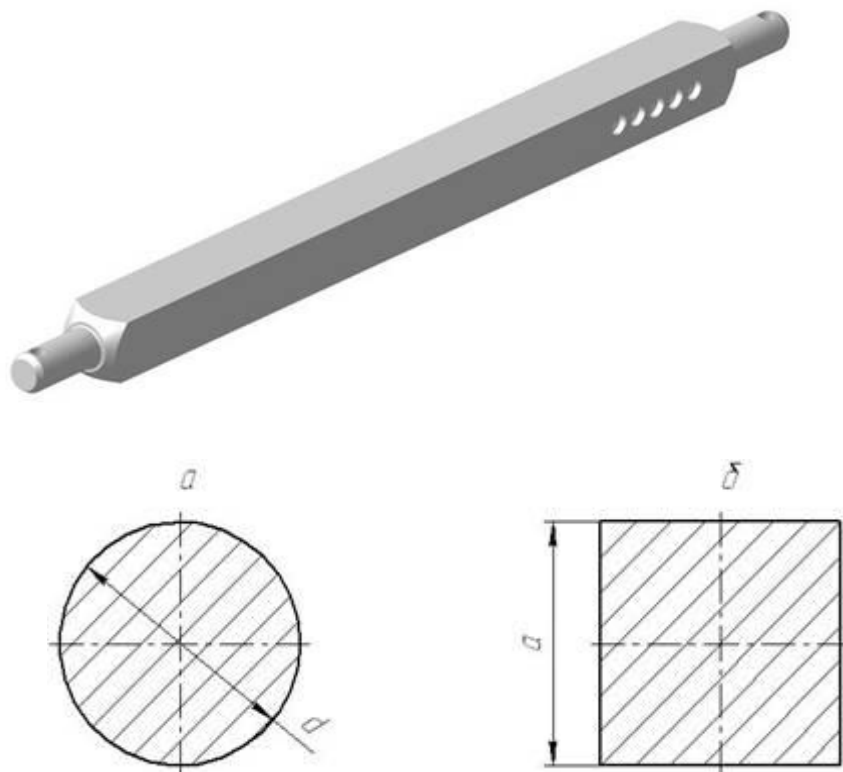


Рис. 9.9. Схеми валів за обрисом поперечного перерізу

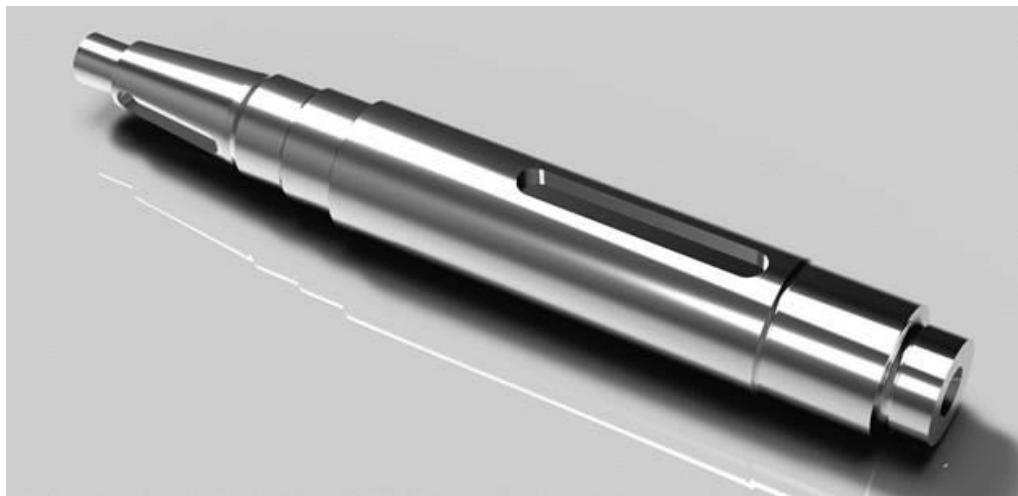
Матеріали валів

Основними матеріалами для валів є **вуглецеві** та **леговані сталі**.
Заготовки для валів діаметром до 150 мм є круглий прокат, а для валів

більшого діаметра – поковки. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, мають бути точно і чисто оброблені різцями. Наприклад, параметри шорсткості поверхонь під вальниці кочення $R_a = (3,2 \dots 0,8) \text{ мкм}$, а для вальниць ковзання $R_a = (0,4 \dots 0,1) \text{ мкм}$.

Для валів переважно використовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН та інші. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском. Перехідні ділянки між двома сходинками різних діаметрів валів виконують перехідними поверхнями – галтелями різної форми, як показано для осей на рис. 8.5, рівцями тощо.

2. Розрахунок валів і осей на міцність і жорсткість. Конструктивні і технологічні способи підвищення витривалості валів



Умовний розрахунок валів

Умовний розрахунок вала проводиться за відомим моментом кручення із умови міцності на кручення. Допустимі напруження кручення приймаються заниженими – $[\tau_k] = 15 \dots 30 \text{ МПа}$. Цей розрахунок є попереднім проектним, у якому визначають мінімальний діаметр, як правило, вихідної ділянки, а інші діаметри призначають і будують ескіз.

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (9.7)$$

де M_k – момент кручення вала.

Отриманий мінімальний діаметр вала необхідно збільшити на 10 %, оскільки на ділянці 1, для цього прикладу (рис. 9.10), виконується паз під шпонку. Отриманий результат округлюють до більшого стандартного значення згідно з рядом *Ra40* (ГОСТ 6636-69).

Діаметри інших ділянок вала призначають згідно з рядом *Ra40*, на основі зручності установки на валу інших деталей – шківів, зірочок,

зубчастих коліс, вальниць кочення і т. інше. Виконаний ескіз для вала має п'ять сходинок.

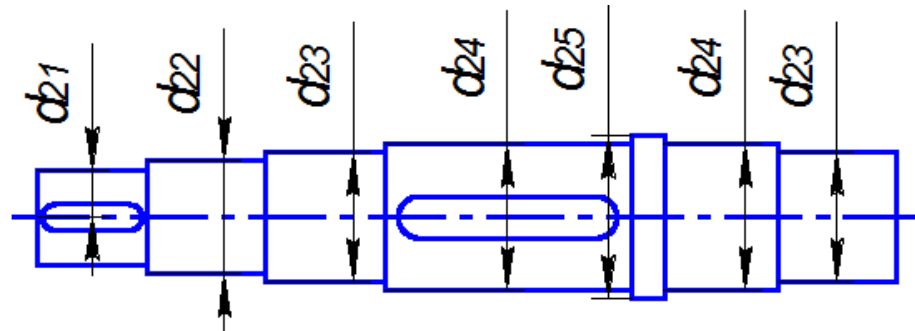


Рис. 9.10. Ескіз вала

Розрахунок валів на статичну міцність

Розрахунок валів на статичну міцність проводиться як проектний розрахунок, у якому визначають діаметр вала у небезпечному перерізі, а діаметри інших сходинок призначають та будують ескіз. Небезпечний переріз вала – це такий переріз, у якому діють максимальні моменти згину і кручення, мають місце конструктивні концентратори напруження – переходи від однієї сходинки до другої, різні отвори і вирізи, кільцеві та шпонкові канавки, пресові посадки. Щоб виконати такий розрахунок, слід мати відстані між точками прикладання сил, наприклад, a, b, l (рис. 9.11), які визначають на основі ескізного компонування передавача.

Для цієї схеми навантаження визначають реакції опор вала: у вертикальній площині F_{RAB} і F_{RBB} від сили F_r ; у горизонтальній площині F_{RAG} і F_{RBG} від сили F_t . Далі будують епюри моментів згину у вертикальній M_{zz} та горизонтальній M_{xx} площинах і моменту кручення. Далі визначають небезпечний перетин вала. У цьому прикладі небезпечний перетин вала відповідає точці прикладання сил F_t і F_r . Для небезпечного перетину вала визначається результуючий момент згину:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{zz\max}^2 + M_{xx\max}^2}, \quad (9.8)$$

а далі еквівалентний момент:

$$M_{\epsilon} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0.75M_k^2}. \quad (9.9)$$

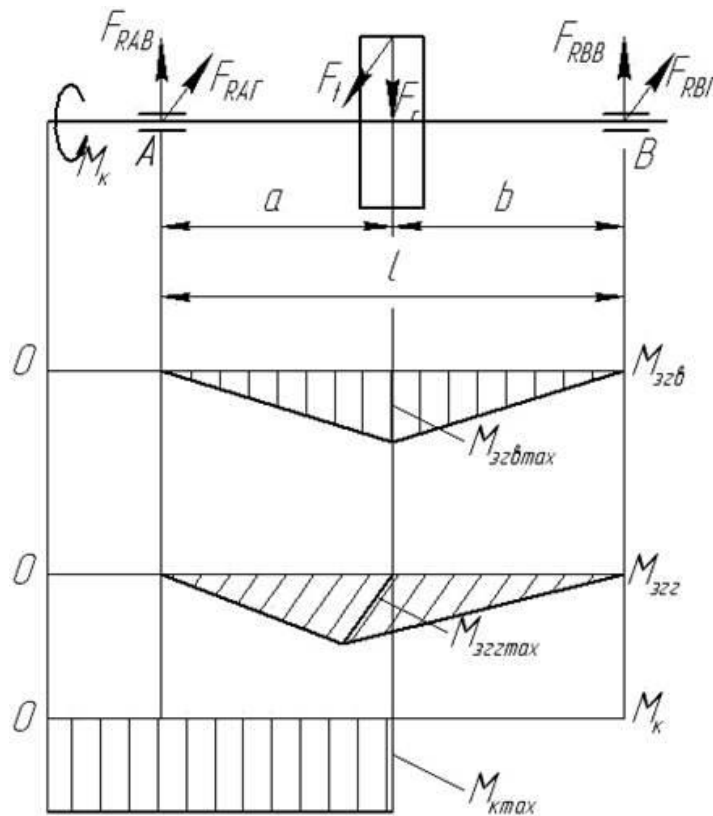


Рис. 9.11. Розрахункова схема вала на статичну міцність

Із умови міцності на згин визначають діаметр для небезпечного перетину вала. Для ескізу вала, показаного на рис. 9.10:

$$d_{24} = \sqrt[3]{\frac{M_{\epsilon}}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]}} \quad (9.10)$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустиме напруження на згин, для умови статичної міцності визначають $[\sigma_{32}] = \sigma_T / [s]$, де σ_T – границя текучості матеріалу; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Отриманий діаметр небезпечного перетину вала необхідно збільшити на 10 %, оскільки на ділянці, для цього прикладу (рис. 9.11), виконується паз під шпонку. Отриманий результат округлюють до більшого стандартного значення згідно з рядом *Ra40* (ГОСТ 6636-69).

Діаметри інших ділянок вала призначаються згідно з рядом *Ra40*, на основі зручності установлення на валу інших деталей – шківів, зірочок, зубчастих коліс, вальниць кочення та інших.

Розрахунок валів на витривалість

Розрахунок вала на витривалість – це перевірний розрахунок його у небезпечних перерізах. Оцінюється роботоздатність вала коефіцієнтом запасу міцності, який визначають за формулою:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (9.11)$$

де s_σ і s_τ – коефіцієнти запасу міцності, відповідно, за нормальними і дотичними напруженнями, які визначають:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (9.12)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості матеріалу вала, відповідно, за згину та кручення: за симетричного циклу $\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_s$ і $\tau_{-1} = 0,25\sigma_s$, де σ_s – границя міцності матеріалу вала; K_σ і K_τ – коефіцієнти концентрації напружень, відповідно, за згину та кручення залежать від конструктивного концентратора напружень; K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів небезпечного перетину вала; ψ_σ і ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, для сталевих валів: $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_s$; $\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma$, де σ_s у МПа; σ_a , σ_m і τ_a , τ_m – амплітуди і середні значення напружень, відповідно нормальних і дотичних. Для вала, зображеного на рис. 9.11, визначають: $\sigma_a = \sigma_{zz} = M_{zz} / W_{zz}$; $\sigma_m = 0$ і $\tau_a = \tau_m = \tau_k = 0,5 M_k / W_k$, де W_{zz} і W_k – моменти опору небезпечного перетину вала, відповідно осьовий і полярний.

Для розрахунку вала на витривалість необхідно скласти його розрахункову схему, визначити реакції опор, побудувати епюри моментів згину і кручення, знайти небезпечний перетин.

Розрахунок валів на жорсткість

Жорсткість валів має забезпечувати нормальну роботу механічних передавачів і характеризується такими параметрами: прогином вала f , кутом повороту поперечного перетину θ і кутом закручування вала φ . На рис. 9.12 показано одну із великої кількості розрахункову схему вала на жорсткість.

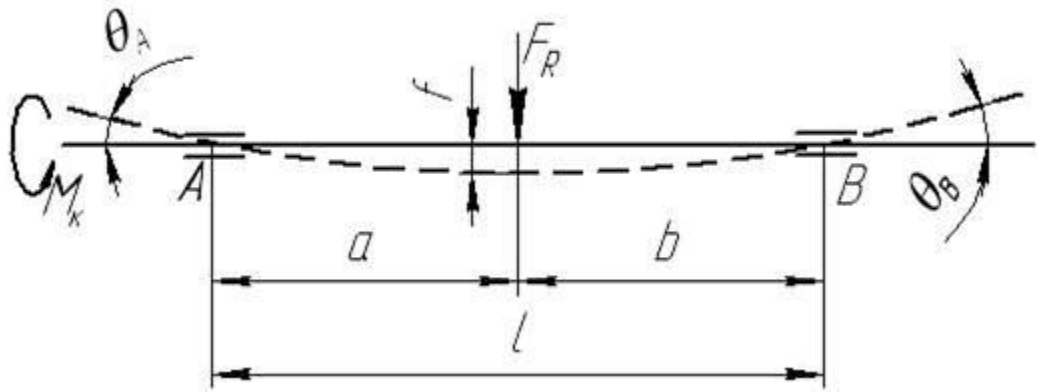


Рис. 9.12. Розрахункова схема вала на жорсткість

Умови достатньої жорсткості валів мають вигляд:

$$f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi]. \quad (9.13)$$

Допустимі пружні переміщення перетинів валів $[f]$, $[\theta]$ і $[\varphi]$ залежать і вибирають від конкретних умов їх експлуатації.

Розрахункові значення пружних переміщень перетинів валів визначають відомими методами опору матеріалів. Для приведеної схеми (рис. 9.12) маємо:

- значення **прогину**:

$$f = \frac{F_R \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot l}; \quad (9.14)$$

- значення **кутів повороту** поперечних перетинів:

$$\theta_A = \frac{F_R \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot E \cdot J \cdot l} \quad \text{і} \quad \theta_B = \frac{F_R \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot J \cdot l}; \quad (9.15)$$

- значення **кута закручування** постійного діаметра d завдовжки l визначають за формулою:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p}. \quad (9.16)$$

Тут маємо: E – модуль пружності першого роду; $J = \pi \cdot d^4 / 64$ – осьовий момент інерції поперечного перетину вала; G – модуль пружності другого роду; $J_p = \pi \cdot d^4 / 32$ – полярний момент інерції поперечного перетину вала.

Ділянки осей і валів

У цьому підрозділі розглядають опорні ділянки осей та валів, якими вони опираються на вальниці. Опорні ділянки осей та валів (рис. 9.14), які сприймають радіальні F_r сили, називають **цанфами** 1 і 2, а осьові F_a –

п'ятами 3. Кінцеві цапфи 1 називають шипами, а цапфи 2, розміщені на деякій відстані від країв, називають шийками.

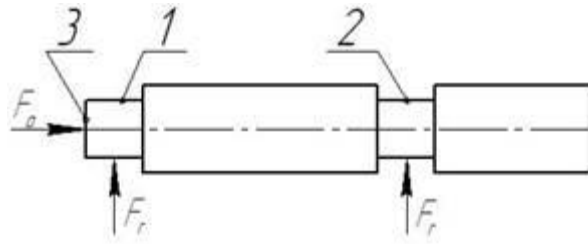


Рис. 9.14. Схеми опорних ділянок осей та валів

Цапфи осей і валів можуть бути **циліндричними** (рис. 9.15а), **конічними** (рис. 9.15б) і **сферичними** (рис. 9.15в).

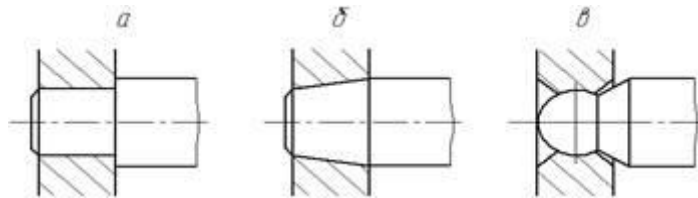


Рис. 9.15. Схеми цапф осей та валів

П'яти осей і валів можуть бути **суцільними** (рис. 9.16а), **кільцевими** (рис. 9.16б) і **гребінчастими** (рис. 9.16в).

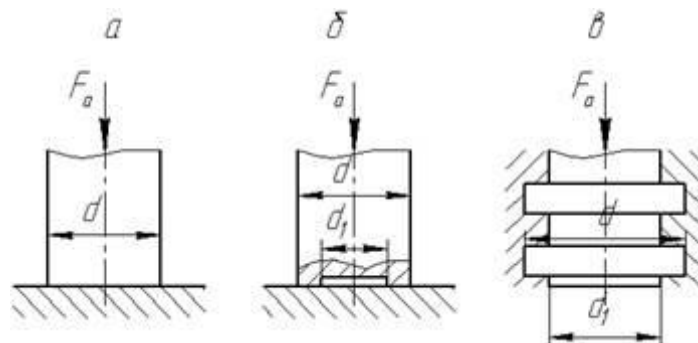


Рис. 9.16. Схеми п'ят осей та валів

Оцінювання роботоздатності цапф і п'ят осей та валів виконують: шипів за **деформацією згину**, шийок — за **деформацією кручення**, а п'ят — за **деформацією зминання** (див. рис. 9.17).

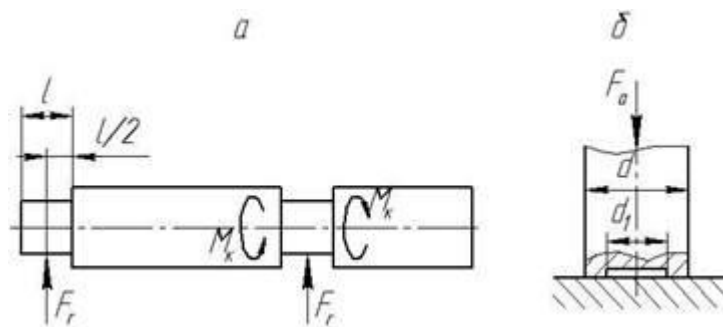


Рис. 9.17. Розрахункові схеми цапф і п'ят осей та валів



Запитання для самоконтролю

1. Яку деталь називають віссю?
2. За якими ознаками класифікують осі?
3. Яку деталь називають валом?
4. За якими ознаками класифікують вали?
5. У чому полягає суть перевірного та проектного розрахунку осей?
6. У чому полягає суть умовного розрахунку валів?
7. У чому полягає суть розрахунку валів на статичну міцність?
8. У чому полягає суть розрахунку валів на витривалість?
9. У чому полягає суть розрахунку валів на жорсткість?
10. Охарактеризуйте опорні ділянки валів і осей.

Тема 3.10. Вальниці

План

1. Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика
2. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали
3. Критерії роботоздатності та умовні розрахунки
4. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів

5. Поняття про підбір вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю. Стислі відомості про конструювання вальничних вузлів



1. Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика

Вальниці служать опорами для **валів** і **осей**, вони підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, та сприймають прикладені до них радіальні й осьові навантаження. Від якості вальниць значною мірою залежать працездатність і довговічність машин. Щоб уникнути зниження ККД механізму, втрати у вальницях мають бути мінімальними.

Вальниці класифікують за **видом** **тертя** та **сприйманим навантаженням**.

За **видом тертя** розрізняють:

- **вальниці ковзання**, у яких опорна ділянка ковзає вздовж поверхні вальниці;



- *вальниці кочення*, у яких тертя ковзання замінюють тертям кочення за допомогою установалення кульок



або роликів між опорними поверхнями вальниці і вала.



За сприйманим навантаженням розрізняють вальниці:

- **радіальні**, які сприймають радіальні навантаження;
- **упорні**, які сприймають осьові навантаження;
- **радіально-упорні**, які сприймають радіальні й осьові навантаження.

2. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали

Вальниці ковзання – це опори, які забезпечують обертальний рух валів і осей, взаємодія між якими здійснюється через тертя ковзання. Власне вальниця ковзання є вкладишем у вигляді втулки 1 (рис. 10.1а), або опорного кільця 2 (рис. 10.1б) встановлених у корпусі 3.

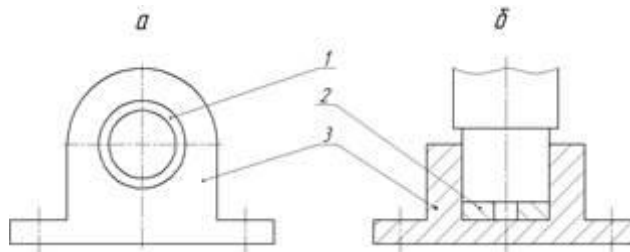


Рис. 10.1. Схема вальниці ковзання

Вальниці ковзання класифікують за такими ознаками:

- за родом тертя: **граничного тертя** (рис. 10.2а); **рідинного тертя** (рис. 10.2в);

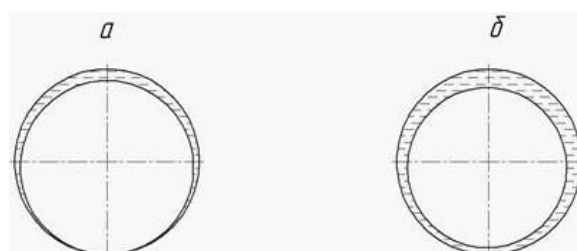


Рис. 10.2. Схеми вальниць ковзання за родом тертя

- за напрямом сприймання навантаження:
радіальні (рис. 10.3а);



радіально-упорні (рис. 10.3б);



упорні (підп'ятники) (рис. 10.3в);



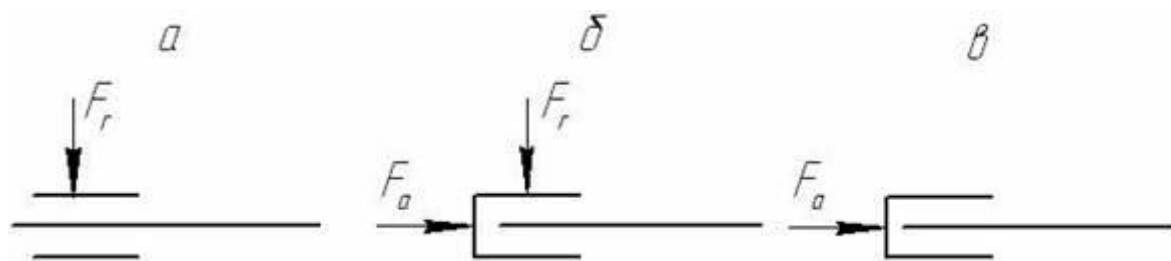


Рис. 10.3. Схеми вальниць ковзання за напрямом сприймання навантаження

- за способом компенсації перекосів валів:
несамоустановні (рис. 10.4а);



самоустановні (рис. 10.4б);



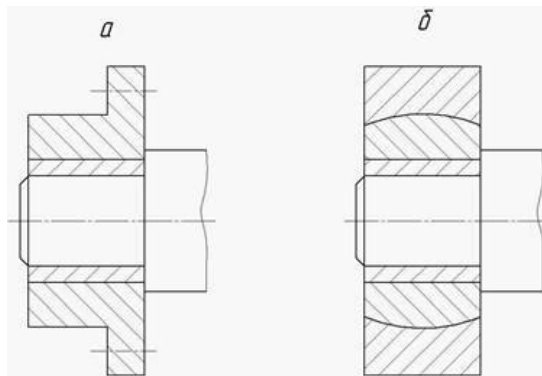


Рис. 10.4. Схеми вальниць ковзання за способом компенсації перекосів валів

Конструкції вальниць ковзання, режими їх роботи, матеріали

Радіальні вальниці ковзання (рис. 10.5) складаються з корпусу 1 і установлених в ньому вкладишів у вигляді суцільної 2 і роз'ємної 3 втулок, на які опирається вісь або вал. Конструктивно корпус вальниць ковзання виконують суцільними (рис. 10.5а)



або роз'ємними (рис. 10.5б).



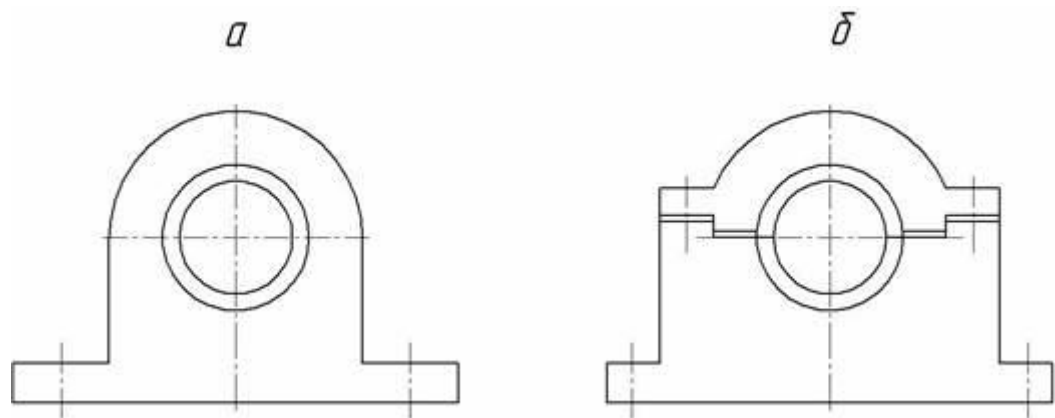


Рис. 10.5. Конструкції радіальних вальниць ковзання

Для суцільної вальниці вкладиш у вигляді втулки запресовують у суцільний корпус. Роз'ємний корпус вальниці складається з двох частин – основи і накривки, а вкладиш - роз'ємна втулка.

Осьові вальниці ковзання або підп'ятники (рис. 10.6) складаються з корпусу 1 і усталовленого в ньому вкладиша 2 у вигляді опорного кільця.

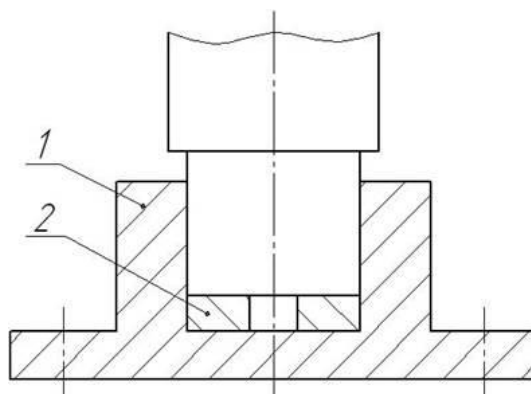


Рис. 10.6. Конструкція осьової вальниці ковзання

Для зменшення тертя у вальницях ковзання, зменшення спрацювання і нагріву поверхонь тертя їх змащують **маслом** або іншими відповідними мастильними матеріалами. Залежно від товщини масляного шару у вальниці вона працює в режимі **граничного** (піврідинного або півсухого) або **рідинного** тертя.

Залежно від виду навантаження і швидкості вкладиші виготовляють із таких матеріалів: сірих і антифрикційних чавунів, олов'яних, безолов'яних і свинцевих бронз, латуней, бабітів, алюмінієвих сплавів, спечених матеріалів на основі мідного і залізного порошку, пластмас, гуми, деревно-шарових пластиків.

3. Критерії роботоздатності та умовні розрахунки

Для вальниць ковзання граничного тертя виконують **умовні розрахунки**, суть яких полягає в обмеженні питомого тиску q у вальниці та в обмеженні параметра qv . Виконання цих умов у наближеній формі передбачає запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню і заїданню у вальницях.

Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

- для **радіальних вальниць** ковзання (рис. 10.7а)

$$q = F_r / (d \cdot l) \leq [q]; \quad qv \leq [qv], \quad (10.1)$$

де F_r – радіальне навантаження на вальницю; d – діаметр цапфи; l – довжина вальниці; $v = 0,5 \cdot \omega \cdot d$ – швидкість ковзання або колова швидкість **цапфи**, де ω – кутова швидкість вала або осі;

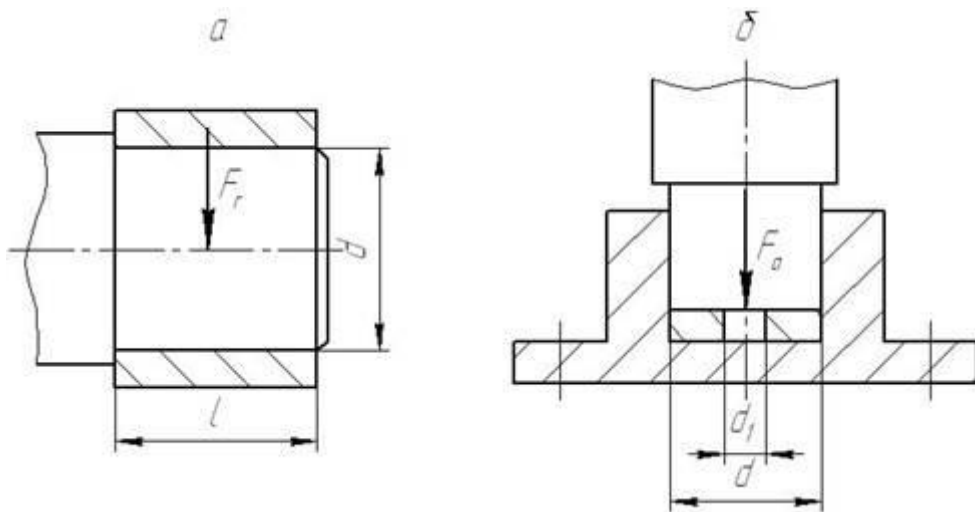


Рис. 10.7. Розрахункові схеми вальниць ковзання

- для **осьових (упорних) вальниць** ковзання (рис. 10.7б)

$$q = F_a / A \leq [q]; \quad qv \leq [qv], \quad (10.2)$$

де F_a – осьове навантаження на вальницю (підп'ятник); $A = 4 \cdot F_a \cdot z / \pi(d^2 - d_1^2)$ – площа п'яти: для суцільної – число опорних поверхонь $z = 1$, а $d_1 = 0$; для кільцевої – число опорних поверхонь $z = 1$, а $d_1 = (0,6 \dots 0,7)d$; для гребінчастої – число опорних поверхонь $z = 2 \dots 3$, а $d_1 = (0,7 \dots 0,8)d$; $v = 0,5 \cdot \omega \cdot d_m$ – середня швидкість ковзання або середня колова швидкість п'яти, де $d_m = 0,5(d + d_1)$ – середній діаметр підп'ятника; ω – кутова швидкість вала або осі.

Допустимі значення тиску $[q]$ та параметра $[qv]$ визначені з досвіду експлуатації вальниць ковзання з різними матеріалами вкладишів наведені у довідковій літературі.

Для вальниць ковзання рідинного тертя розрахунки виконують згідно з гідродинамічною теорією змащування, суть якої полягає в рішенні диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини.

4. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів



Вальниці кочення – це опори, які забезпечують обертальний рух валів і осей, що працюють на використанні принципу тертя кочення. Базова модель вальниці кочення (рис. 10.8) складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 3 кілець, тіл кочення 2 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем вальницю встановлюють на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори.

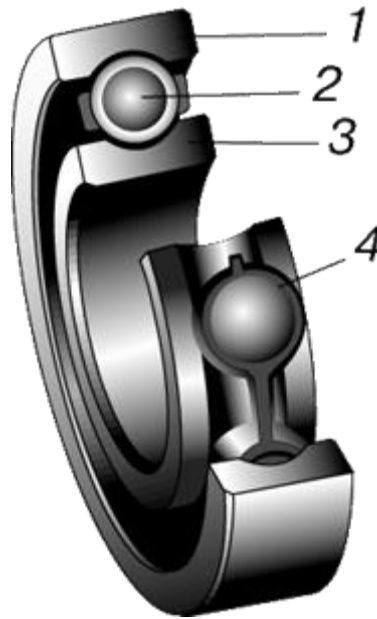


Рис. 10.8. Вальниця кочення

Вальниці кочення класифікують за такими ознаками:

- за формою тіл кочення: **кулька** (рис. 10.2а); **короткий ролик** (рис. 10.9б); **голчастий ролик** (рис. 10.9в); **витий ролик** (рис. 10.9г); **бочкоподібний ролик** (рис. 10.9д); **конічний ролик** (рис. 10.9е);

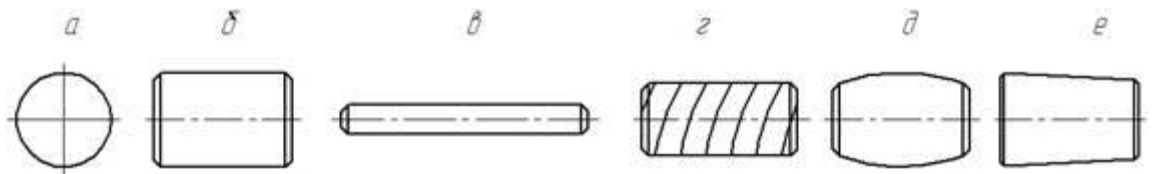


Рис. 10.9. Форми тіл кочення у вальницях

- за напрямом сприймання навантаження:
- **радіальні** (рис. 10.10а);



- **радіально-упорні** (рис. 10.10б);



- **упорні** (рис. 10.10в);



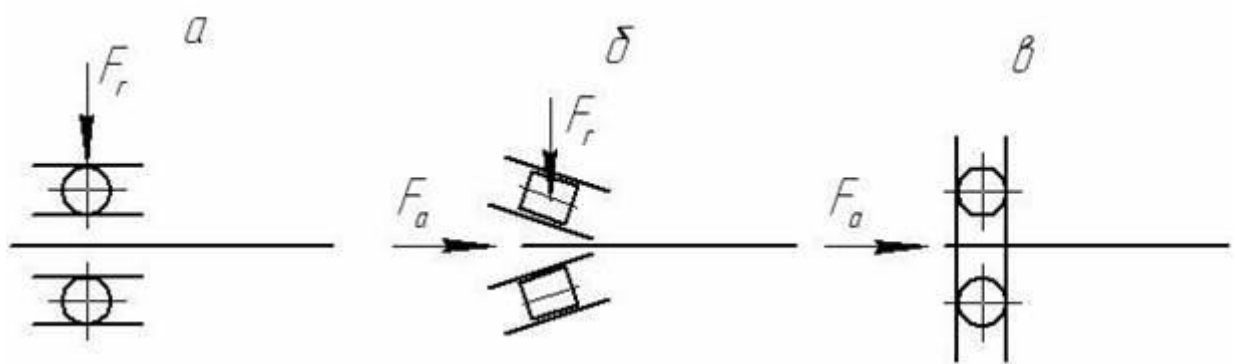


Рис. 10.10. Схеми вальниць кочення за напрямом сприймання навантаження

- за конструкцією:
однорядні (рис. 10.11а);



- багаторядні** (рис. 10.11б).



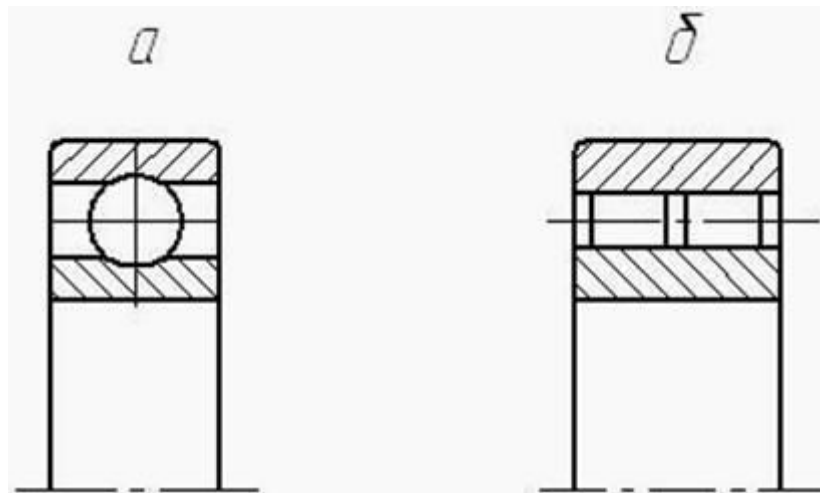


Рис. 10.11. Схеми вальниць кочення за конструкцією

Вальниці кочення мають умовне позначення у вигляді номера із чотирьох цифр для базових моделей з внутрішніми діаметрами внутрішніх кілець $d = 20 \dots 495 \text{ мм}$. Дві останні цифри номера від 04 до 99 помножені на п'ять визначають діаметр d , наприклад, $04 \times 5 = 20 \text{ мм}$, а $99 \times 5 = 495 \text{ мм}$. Виходячи з цього бачимо, що діаметр d дорівнює числу, яке закінчується на нуль або п'ять.

Третя цифра, після двох останніх, свідчить про серію вальниць. Особливо легка серія позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5 і середня широка – 6. Серія відрізняє вальниці одну від іншої за зовнішніми розмірами, що показано на рис. 10.12.

До пояснення серій вальниць

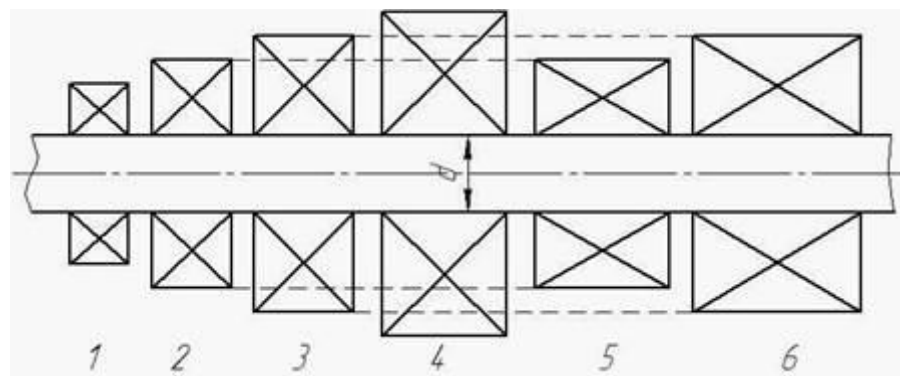


Рис. 10.12. Система умовних позначень

Четверта цифра, після трьох останніх, показує на тип вальниці, де зашифровані конструктивні відмінності і напрям сприймання навантаження. Є десять типів вальниць:

0 – радіальна кулькова однорядна;



1 – радіальна кулькова дворядна сферична;



2 – радіальна із короткими циліндричними роликами;



3 – радіальна роликова дворядна сферична;



4 – радіальна із довгими циліндричними роликами або голчаста;



5 – радіальна із витими циліндричними роликами;



6 – радіально-упорна кулькова однорядна;



7 – радіально-упорна роликова конічна;



8 – упорна кулькова;



9 – упорна роликова.



Типи вальниць для базових моделей показані на рис. 10.6.

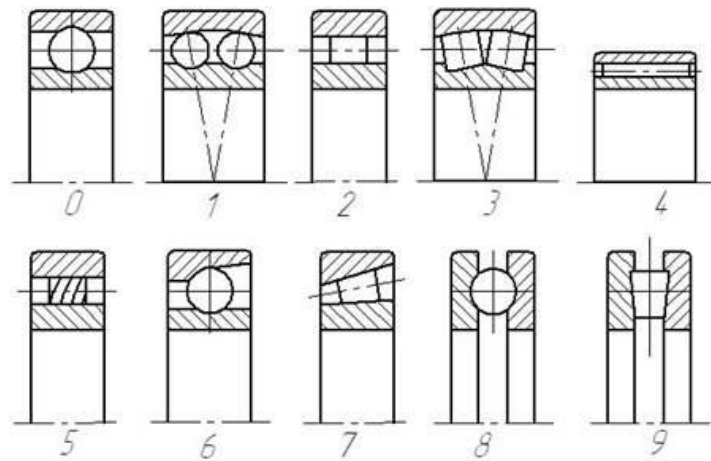
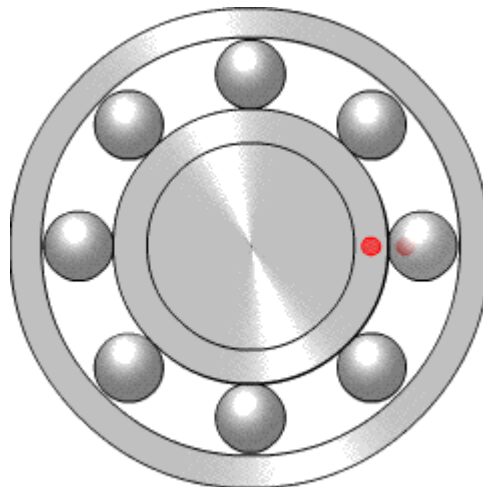


Рис. 10.13. Типи вальниць

Можливі у номері *п'ята і шоста цифри*, які характеризують конструктивні особливості вальниць порівняно з базовими моделями. Цифри 6, 5, 4, 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням вальниці, означають його *клас точності*. Найвищий клас точності – 2. Нормальний клас точності позначають цифрою 0, яку не показують.

Розподіл навантаження на тілах кочення



Розглянемо вальницю навантажену радіальною силою, як показано на рис. 10.14. Це навантаження на тіла кочення розподіляється нерівномірно і його сприймають тільки ті тіла кочення, що розміщені на дузі, яка не перевищує 180° .

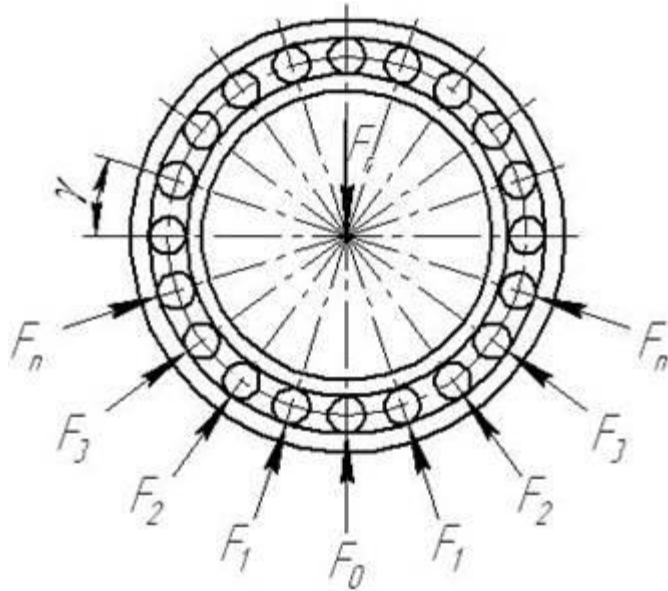


Рис. 10.14. Схема навантаження тіла кочення радіальної вальниці

За симетричного розміщення тіл кочення відносно лінії дії радіального навантаження F_r , за умовою рівноваги запишемо:

$$F_r - F_0 - 2F_1 \cdot \cos \gamma - 2F_2 \cdot \cos 2\gamma - 2F_3 \cdot \cos 3\gamma - \dots - 2F_n \cdot \cos n\gamma = 0, \quad (10.1)$$

де $\gamma = 360^\circ / z$; z — число тіл кочення — кульок або роликів.
Кут $n\gamma < 90^\circ$.

Із розв'язання задач теорії пружності про стиск пружних тіл за умови абсолютної точності розмірів тіл кочення і кілець за відсутності зазору встановлено такі співвідношення:

$$F_1 = F_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma; F_2 = F_0 \cdot \cos^{3/2} 2\gamma; F_3 = F_0 \cdot \cos^{3/2} 3\gamma; \dots; F_n = F_0 \cdot \cos^{3/2} n\gamma. \quad (10.2)$$

Якщо ці значення підставити у попередню умову рівноваги і розв'язати, то

$$F_0 = F_r / (1 + \cos^{3/2} \gamma + \cos^{3/2} 2\gamma + \cos^{3/2} 3\gamma + \dots + \cos^{3/2} n\gamma) = F_r \cdot K. \quad (10.3)$$

Для довільного числа кульок у вальниці коефіцієнт $K = 4,37 / z$.

Якщо врахувати поправки на вплив зазору та неточностей розмірів деталей вальниці, то: для радіальних вальниць — $F_0 = 5F_r / z$; для радіально-упорних — $F_0 = 5F_r / (z \cdot \cos \alpha)$, де α — кут контакту тіл кочення; для упорних — $F_0 = 1,25F_a / z$, де F_a — осьова сила на вальницю; 1,25 — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу сили між кульками.

Матеріали, види руйнування та критерії роботоздатності



Для кілець і тіл кочення вальниць основними матеріалами є **вальничні високовуглецеві хромисті сталі** ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Під час виготовлення вальниць кочення великих розмірів широко застосовують **цементовані сталі** 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А. Твердість після відповідної термообробки кілець і тіл кочення відповідно становить 60...65 *HRC* і 62...66 *HRC*.

Сепаратори виготовляють із сталей звичайної якості марок Ст.2, Ст.3 та інших, а для високошвидкісних вальниць – з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів і пластмас.

Руйнування вальниць проявляється в різних формах, це: втомне викришування і зминання робочих поверхонь кілець і тіл кочення; спрацювання кілець і тіл кочення; руйнування деталей вальниць.



Все це відбувається за рахунок дії змінних контактних напружень, впливу зовнішнього абразивного середовища, ударних перенавантажень. Оцінюють роботоздатність вальниць на основі критеріїв міцності та

зносостійкості, згідно зі стандартизованими методиками, за статичною (ГОСТ 18854- 82) і динамічною (ГОСТ 18855- 82) вантажопідіймальністю.

5. Поняття про підбір вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю. Стислі відомості про конструювання вальничних вузлів



Оскільки вальниці кочення **стандартні вироби**, то їх вибирають і виконують перевірі розрахунки за **статичною** і **динамічною** вантажопідіймальністю, межі застосування яких встановлені на основі кутової швидкості або частоти обертання вала: якщо кутова швидкість рухомого кільця $\omega < 0,1 \text{ рад/с}$ (1 об/хв) – розрахунки виконують за статичною вантажопідіймальністю; якщо кутова швидкість рухомого кільця $\omega > 0,1 \text{ рад/с}$ (1 об/хв) – розрахунки виконують за динамічною вантажопідіймальністю, до того ж за $0,1 < \omega < 1 \text{ рад/с}$ у розрахунках беруть $\omega = 1 \text{ рад/с}$.

Для вибору вальниць потрібні такі вихідні дані: діаметр цапфи вала; схема і величина сил на вальницю; кутова швидкість або частота обертання вала.

Підбір і розрахунок вальниць кочення на статичну вантажопідіймальність

Підбір і розрахунок вальниць кочення здійснюється за умовою:

$$F_{\epsilon} \leq C_o, \quad (10.4)$$

де F_{ϵ} – еквівалентне статичне навантаження на вальницю; C_o – базова статична вантажопідіймальність, яка наводиться у каталогах.

Базова статична вантажопідіймальність – це таке статичне навантаження на вальницю, якому відповідає залишкова деформація тіл кочення і кілець, що дорівнює $\Delta = 0,0001 \cdot d_{\text{тк}}$, де $d_{\text{тк}}$ – діаметр тіла кочення (рис. 10.15).

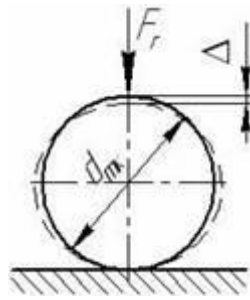


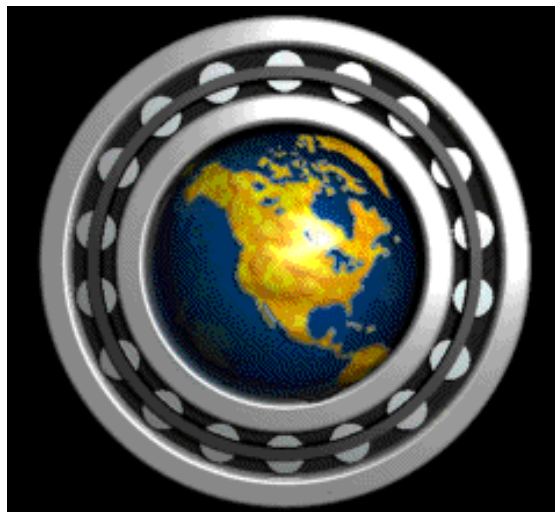
Рис. 10.15. Схема деформації тіл кочення і кілець

Еквівалентне статичне навантаження на вальницю визначають за формулою:

$$F_{\epsilon} = x_0 \cdot F_{rn} + y_0 \cdot F_{an}, \quad (10.5)$$

де $F_{rn} = F_{an}$ — відповідно радіальне і осьове навантаження (реакції) на вальницю; x_0, y_0 — відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження, наводять у довідковій літературі.

Підбір і розрахунок вальниць кочення на динамічну вантажопідіймальність



Базова динамічна вантажопідіймальність (C) — це постійне навантаження, яке може умовно сприймати вальницю протягом 10^6 обертів за ймовірності безвідказної роботи 90 %, наводять у довідковій літературі.

Підбір і розрахунок вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю зводиться до визначення їхньої довговічності в конкретних умовах роботи за формулою:

$$L_h = \frac{\pi \cdot 10^6}{1800 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C}{F_{\epsilon}} \right)^p, \quad (10.6)$$

де ω — кутова швидкість рухомого кільця, rad/c ; C — базова динамічна вантажопідіймальність; F_{ϵ} — еквівалентне навантаження на вальницю; p — показник ступеня, який згідно з експериментами для кулькових вальниць дорівнює 3, а роликових — $10/3$.

Еквівалентне навантаження на вальниці визначають за залежністю:

$$F_e = (x \cdot V \cdot F_{rn} + y \cdot F_{an}) \cdot k_e \cdot k_T, \quad (10.7)$$

де F_{rn}, F_{an} – відповідно радіальне і осьове навантаження (реакції) на вальницю; x, y – відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження, наводять у довідковій літературі; V – коефіцієнт обертання кільця; k_e – коефіцієнт безпеки; k_T – температурний коефіцієнт. Усі коефіцієнти наводять у довідковій літературі.

Значення коефіцієнтів x, y вибирають на основі порівняння відношення $F_{an} / V F_{rn}$ і параметра осьового навантаження e .

Осьові реакції визначають виходячи із схеми розміщення вальниць: «у розпір» (рис. 10.16а) або «у розтяжку» (рис. 10.16б), враховуючи дію сумарного зовнішнього осьового навантаження F_a та складових осьових реакцій S_n від радіальних реакцій F_{rn} , які визначають: $S_n = e \cdot F_{rn}$ – для кулькових вальниць; $S_n = 0,83 \cdot e \cdot F_{rn}$ – для роликових вальниць.

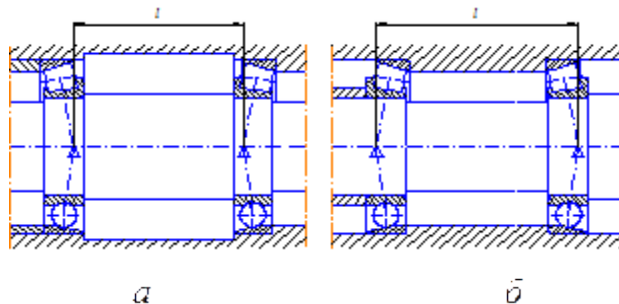


Рис. 10.16. Схеми розміщення вальниць

Для знаходження числових значень осьових реакцій F_{an} складається розрахункова схема та користуються правилом визначення осьових реакцій. Схеми навантаження вальниць показано на рис. 10.17.

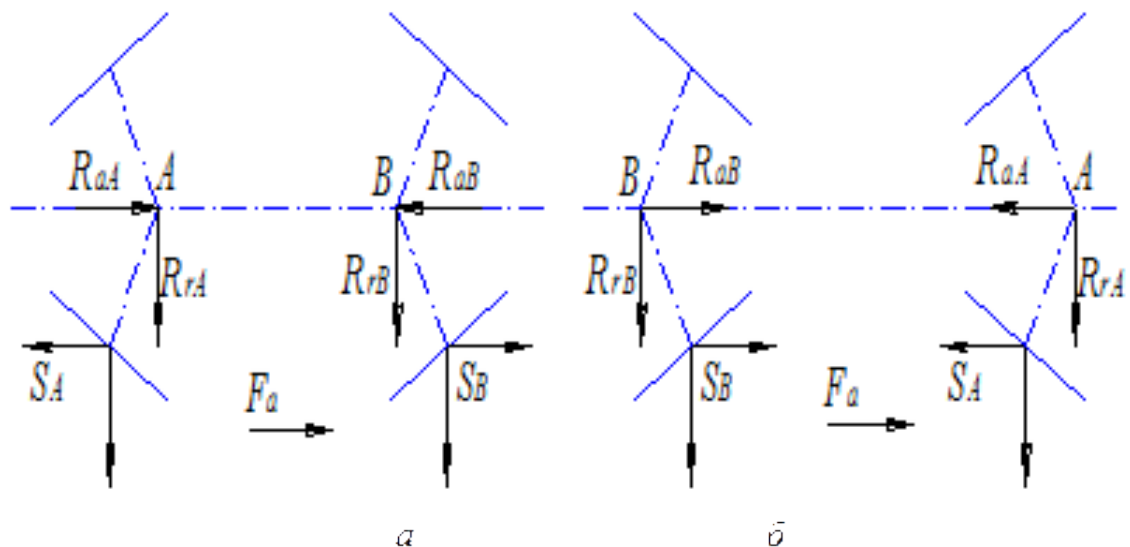


Рис. 10.17. Схеми навантаження вальниць

Правило визначення осьових реакцій:

1) Осьові сили, що діють на вальницю (F_a і S_n), приймаються зі знаком «+», якщо вони навантажують вальницю; зі знаком «-», якщо розвантажують.

2) Якщо отримана сума, вказаних у п.1, сил буде більше нуля, тоді осьову реакцію R_{ax} для цієї вальниці визначають як алгебраїчну суму сумарної зовнішньої сили F_a і складової осьової реакції S_n парної вальниці. Якщо ця сума буде менше нуля, тоді осьова реакція R_{ax} для цієї вальниці прирівнюється до складової осьової реакції S_n цієї самої вальниці.

Для схеми, показаної на рис. 10.10а:

$$\begin{aligned} \text{опора } A: \sum F = -S_B - F_a + S_A > 0, R_{aA} = F_a + S_B. \\ \sum F = -S_B - F_a + S_A < 0, R_{aA} = S_A \end{aligned} \quad (10.8)$$

$$\begin{aligned} \text{опора } B: \sum F = -S_A + F_a + S_B > 0, R_{aB} = F_a + S_A. \\ \sum F = -S_A + F_a + S_B < 0, R_{aB} = S_B \end{aligned} \quad (10.9)$$

Аналогічно складаються рівняння для схеми, показаної на рис. 10.10б.



Запитання для самоконтролю

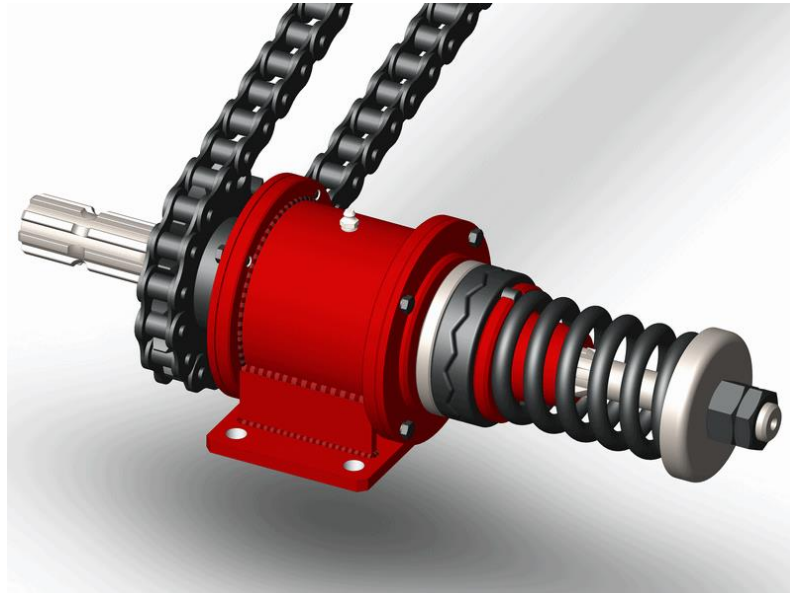
1. Які є вальниці за видом тертя?
2. Які є вальниці за сприйнятим навантаженням?
3. Які опори називають вальницями ковзання?
4. За якими ознаками класифікують вальниці ковзання?
5. Назвіть основні конструкції вальниць ковзання.
6. Що називають граничним і рідинним тертям?
7. Назвіть критерії роботоздатності вальниць ковзання.
8. За якими умовами виконують розрахунок вальниць ковзання?
9. Які опори називають вальницями кочення?

10. За якими ознаками класифікують вальниці кочення?
11. Які тіла кочення використовують для вальниць кочення?
12. Укажіть порядок розшифровування марки вальниці.
13. Які матеріали використовують для виготовлення вальниць кочення?
14. Поясніть методику розрахунку вальниць за статичною вантажопідіймальністю.
15. Поясніть методику розрахунку вальниць за динамічною вантажопідіймальністю.
16. Поясніть правило визначення осьових реакцій.

Тема 3.11. Муфти

План

1. Призначення та класифікація муфт. Застосування муфт
2. Конструкції муфт. Стислі відомості про вибір і розрахунок муфт



1. Призначення та класифікація муфт. Застосування муфт

Муфтами в деталях машин називають вироби, що з'єднують вали і передають крутний момент. Застосування муфт пов'язане з тим, що багато машин, зокрема і їх урухомники, komponують із окремих складаних одиниць, що мають вихідні та вхідні вали. Крім з'єднання валів і передавання крутних моментів муфти можуть виконувати і інші функції, такі як **компенсування похибок взаємного розміщення валів** (див. рис. 11.1), **зменшення динамічних навантажень**, **з'єднання і роз'єднання валів без зупинення двигуна**, **автоматично керувати роботою машини**, **запобігати поломці деталей машин від перевантажень**.

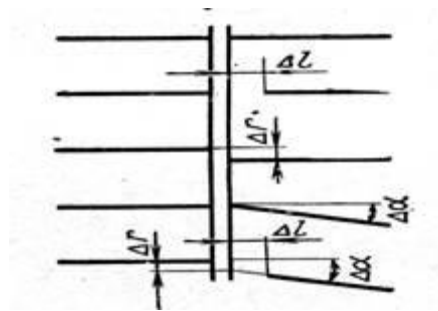


Рис. 11.1. Схеми похибок взаємного розміщення валів

За функціями, які можуть виконувати муфти, їх можна поділити на п'ять класів: *глухі, компенсаційні або рухомі, зчіпні, автоматичні або самокеровані та запобіжні*. Існують й інші класифікації муфт.

2. Конструкція муфт. Стислі відомості про вибір і розрахунок муфт

У машинах і їх урухомниках використовують муфти різноманітних конструкцій. Найбільш широко використовують **стандартизовані муфти**. Стандартні муфти не розраховують, а вибирають за діаметром d_s з'єднуваних валів і розрахунковим крутним моментом M_p .

$$M_p = K_p \cdot M_k, \quad (11.1)$$

де M_k – номінальний крутний момент на валах; K_p – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти. Залежно від режимів роботи машин $K_p = 1,0 \dots 4,0$ і вибирається із довідкової літератури. Далі наведені конструкції муфт із різних класів і їх перевірні розрахунки.

Глухі муфти – призначені для жорсткого з'єднання валів і передавання крутного моменту. Інших функцій вони не виконують. Такі муфти є **втулкові** (рис. 11.2), **фланцеві** (рис. 11.3) і **клемові** (рис. 11.4).

Втулкова муфта – суцільна втулка, яка насаджується на кінці валів, які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами здійснюється за допомогою штифтів (рис. 11.2а), або шпонок (рис. 11.2б), або шліців.



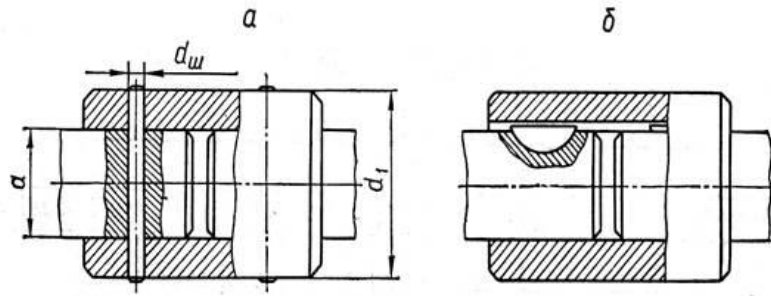


Рис. 11.2. Схема втулкової муфти

Втулкові муфти застосовують для діаметрів валів $d_s \leq (60 \dots 70) \text{ мм}$. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а за великих розмірів – чавун СЧ18, СЧ20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50. Міцність муфти оцінюється міцністю самої втулки і міцністю з'єднання її з валами.

Перевірний розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення:

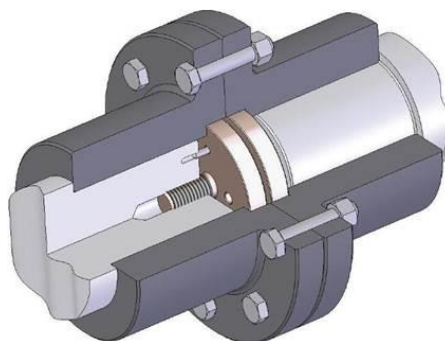
$$\tau_k = \frac{M_p}{W_k} = \frac{M_p}{0,2 d_1^3 \left[1 - \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 \right]} \leq [\tau_k] \quad (11.2)$$

Перевірний розрахунок штифтів виконують за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot M_p}{\pi \cdot d \cdot d_{ш}^2} \leq [\tau_{зр}] \quad (11.3)$$

Тут розрахункові розміри відповідають позначенням на рис. 11.2а. Допустимі напруження за розрахунків беруть $[\tau_k] = (30 \dots 40) \text{ МПа}$, а $[\tau_{зр}] = (40 \dots 45) \text{ МПа}$. Перевірні розрахунки шпонкового або шліцевого з'єднання виконані у темі 14.

Фланцева муфта (рис. 11.3) складається з двох півмуфт, виконаних у вигляді фланців, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами: із зазором (чорновими) – рис. 11.3, варіант 1; без зазору (чистовими) – рис. 11.3, варіант 2.



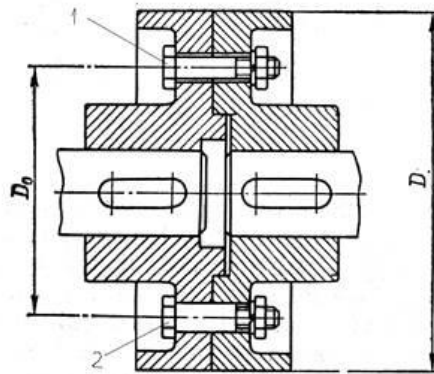


Рис. 11.3. Схема фланцевої муфти

У варіанті 1 момент M_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт від затягування болтів, а у варіанті 2 – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу і зминання.

Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761-80) для валів $d_s = (12 \dots 220) \text{ мм}$. Півмуфти виготовляють із сталі 35, сталевого литва 35Л або з чавунного литва. Болти, що ставляться зі зазором виготовляють із сталі Ст.3, а болти, що ставляться без зазору – зі сталей 40, 45.

Роботоздатність фланцевої муфти оцінюють міцністю болтового з'єднання фланців. Перевірочні розрахунки таких болтових з'єднань показано у темі 13.

Клемова муфта (рис. 11.4) складається з двох півмуфт 1 і 2 з клемами, розділених по площині, яка проходить через поздовжні осі валів і з'єднані між собою болтами 3. У малих муфтах момент M_p передають за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт з валом від затягування болтів. У великих муфтах для надійності роботи додатково ставлять призматичну шпонку.



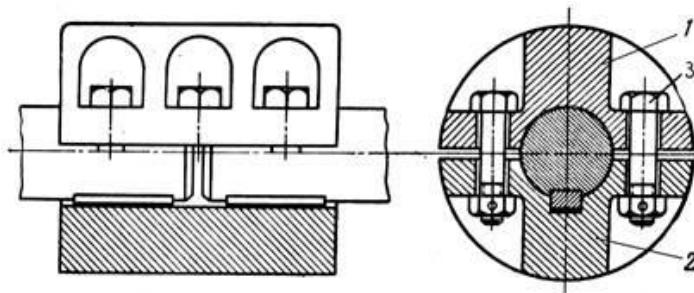


Рис. 11.4. Схема клемової муфти

Роботоздатність клемової муфти оцінюють міцністю клемового болтового з'єднання. Перевірні розрахунки таких болтових з'єднань розглянуті у темі 13.

Компенсувальні (рухомі) муфти можна розділити на два підкласи – **жорсткі** і **пружні**. **Жорсткі компенсувальні муфти**, крім з'єднання валів і передавання моментів, можуть компенсувати похибки взаємного розміщення валів (див. рис. 11.1). Для прикладу, тут розглянуті кулачково-дискова (рис. 11.5) і зубчаста (рис. 11.6) муфти. **Пружні компенсувальні муфти**, крім з'єднання валів і передавання моментів, можуть компенсувати похибки взаємного розміщення валів (див. рис. 11.1) та зменшувати динамічні навантаження. Для прикладу, тут розглянуті пружна втулково-пальцева (рис. 11.7) і пружна з металевою змієподібною пружиною (рис. 11.8) муфти.

Кулачково-дискова муфта (рис. 11.5) складається з двох півмуфт 1 і 3, що взаємодіють між собою через проміжний диск 2. На внутрішніх торцях півмуфт 1 і 3 виконані діаметрально розміщені пази, а проміжний диск 2 на обох торцях має взаємно перпендикулярні виступи – кулачки. Ці кулачки на проміжному диску 2 входять у пази півмуфт 1 і 3. Кулачково-дискова муфта забезпечує компенсацію похибок Δl , Δr і $\Delta \alpha$. Кулачково-дискові муфти стандартизовані (ГОСТ 20720-81) для валів $d_s = (16 \dots 150) \text{ мм}$.

Неспівосність валів призводить до ковзання проміжного диска відносно півмуфт і спрацювання кулачків. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням неспіввісності та кутової швидкості валів. Деталі кулачково-дискових муфт виготовляють із сталей Ст.5 або 45Л. Для важконавантажених муфт застосовують леговані сталі 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

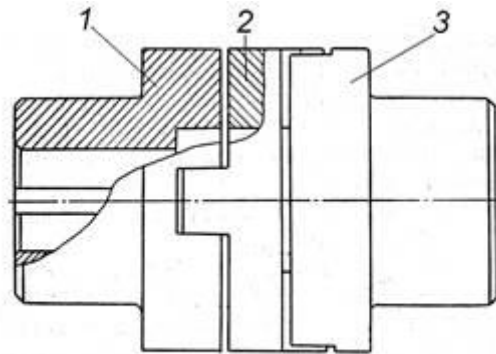
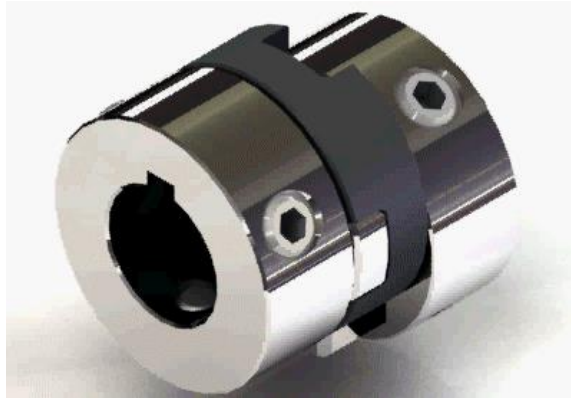


Рис. 11.5. Схема кулачково-дискової муфти

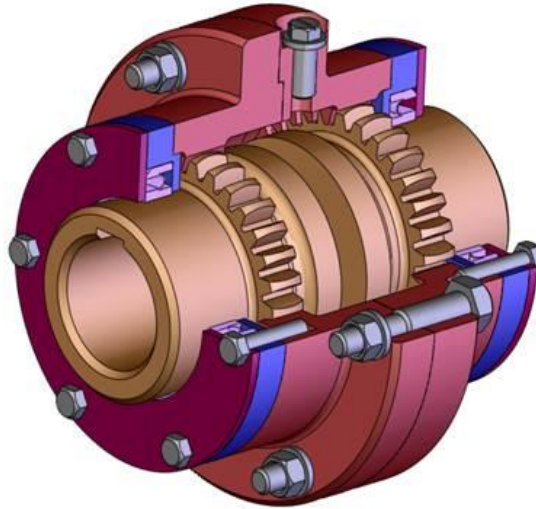
Роботоздатність кулачково-дискової муфти визначається стійкістю робочих поверхонь кулачків і пазів півмуфт проти спрацювання. Є два підходи оцінювання зносостійкості: коли забезпечується мащення поверхонь – обмежують питомий тиск q ; коли не забезпечується мащення поверхонь – обмежують напруження зминання під час передавання муфтою моменту M_p .

$$q = \frac{8 \cdot M_p}{D^2 \cdot h} \leq [q]; \quad \sigma_{зм} = \frac{6 \cdot M_p \cdot D}{(D^3 - d^3) \cdot h} \leq [\sigma_{зм}], \quad (11.4)$$

де D – зовнішній діаметр муфти; d – діаметр вала; h – висота кулачка. Допустимий тиск і допустимі напруження зминання приймають залежно від матеріалу, термообробки і умов роботи муфт $[q] = 15 \dots 25 \text{ МПа}$, а $[\sigma_{зм}] = 15 \dots 20 \text{ МПа}$.

Зубчаста муфта (рис. 11.6) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зовнішні зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими вінцями. Дві половини обойми 3 з'єднуються між собою за допомогою чистових болтів. Зуби півмуфт 1 і 2 та обойми 3 мають евольвентний профіль. Зубчаста муфта забезпечує компенсацію похибок Δl , Δr і $\Delta \alpha$, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осевого зміщення сполучених зубів, а самі

зуби мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею. Зубчасті муфти стандартизовані (ГОСТ 5006-83) для валів $d_{\varepsilon} = (40 \dots 200) \text{ мм}$.



Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей марок 45, 50 або 40Х. Для підвищення зносостійкості зубів їх термообробляють до твердості $(40 \dots 45) \text{ HRC}$. Тихохідні муфти можна виготовляти із твердістю зубів $\leq 350 \text{ HB}$.

Компенсація неспівосності валів супроводжується неперервним ковзанням у контакті зубів і відповідним їх зносом. Для зменшення зносу зубів в обойму муфти заливають рідке мастило високої в'язкості.

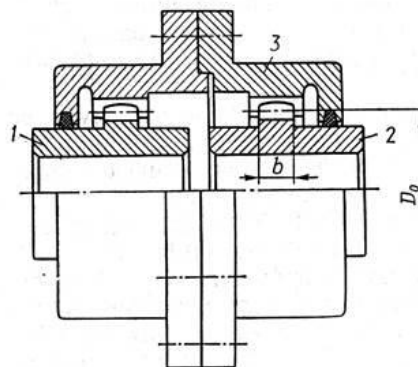


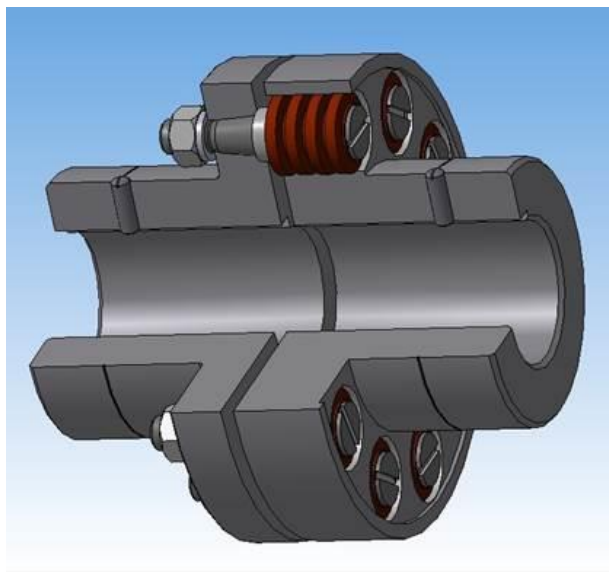
Рис. 13.6. Схема зубчастої муфти

Роботоздатність зубчастої муфти оцінюють стійкістю робочих поверхонь зубів проти прискореного спрацювання і визначають за умовою питомого тиску:

$$q = \frac{M_p}{0,9 \cdot b \cdot D_0^2} = \frac{M_p}{0,9 \cdot b \cdot (m \cdot z)^2} \leq [q], \quad (11.5)$$

де b – ширина зубчастого вінця; m – модуль зубів; z – число зубів;
 $[q] = 12 \dots 15 \text{ МПа}$ – допустимий питомий тиск.

Пружна втулково-пальцева муфта (рис. 11.7) складається з двох півмуфт 1 і 2, гумових втулок 3 і пальців 4. На пальцях 4 розміщені гумові втулки 3. Пальці 4 нерухомо закріплені у півмуфті 1, а гумові втулки 3 взаємодіють з півмуфтою 2. Пружність муфти забезпечується деформацією гумових втулок 3 під час передавання моменту M_p . Пружна втулково-пальцева муфта забезпечує компенсацію похибок Δl , Δr і $\Delta \alpha$. Пружні втулково-пальцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 21424-75) для валів $d_s = (10 \dots 160) \text{ мм}$.



Півмуфти виготовляють із чавуну СЧ20, сталі 30 або 35Л. Матеріал пальців – сталь 45, а втулок – гума з границею міцності під час розтягування не менш ніж 8 МПа.

Роботоздатність пружних втулково-пальцевих муфт оцінюють міцністю на згин пальців та на зминання гумових втулок.

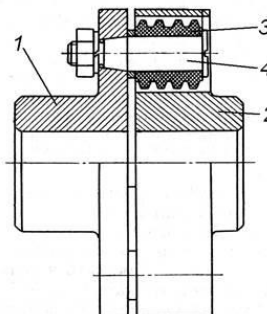


Рис. 11.7. Схема пружної втулково-пальцевої муфти

Умова міцності на згин пальців:

$$\sigma_{zz} = \frac{M_{zz}}{W_{zz}} = \frac{10 \cdot M_p \cdot l_n}{D_0 \cdot z \cdot d_n^3} \leq [\sigma_{zz}] \quad (13.6)$$

Умова міцності на зминання втулок:

$$\sigma_{zm} = \frac{F_{zm}}{A_{zm}} = \frac{2 \cdot M_p}{D_0 \cdot z \cdot d_n \cdot l_s} \leq [\sigma_{zm}] \quad (13.7)$$

Тут, у цих формулах: D_0 – діаметр кола розміщення пальців; z – число пальців; d_n – діаметр пальця; l_n – довжина пальця; l_s – довжина втулки. Допустимі напруження на згин пальців $[\sigma_{zz}] = (60 \dots 70) \text{ МПа}$, а допустимі напруження на зминання втулок $[\sigma_{zm}] = (2,0 \dots 2,5) \text{ МПа}$.

Муфта із змієподібною пружиною (рис. 11.8) складається з двох півмуфт 1 і 2, із зубами 3 спеціального профілю, між якими розміщена змієподібна пружина 4. Кожух 5 утримує пружину в робочому положенні, захищає муфту від пилу і служить ємкістю для мастила. Пружність муфти забезпечується деформацією змієподібної пружини 4 під час передавання моменту M_p . Муфта зі змієподібною пружиною забезпечує компенсацію похибок Δl , Δr і $\Delta \alpha$.



Роботоздатність муфт зі змієподібною пружиною оцінюється міцністю пружини і вібростійкістю. Викладення розрахунків таких муфт громіздка і тому тут не наведена. З нею можна ознайомитися у підручниках з деталей машин.

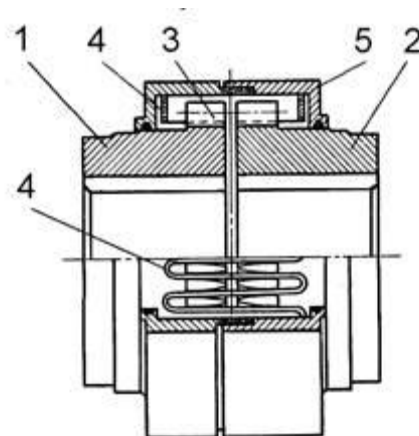


Рис. 11.8. Схема муфти зі змієподібною пружиною

Зчіпні муфти належать до тих, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинення і роботи урухомника. Ці муфти поділяють на **кулачкові** та **фрикційні**.

Кулачкова муфта (рис. 11.9) у найпростішому вигляді складається із двох півмуфт 1 і 2, на торцях яких розміщено кулачки. Півмуфту 1 закріплюють на валу нерухомо, а півмуфта 2, що знаходиться на другому валу, може переміщатися уздовж нього. Рухому півмуфту 2 переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт момент передається від одного вала до другого. Кулачкова муфта вимагає достатньо високої точності центрування валів тому, що перекоси різко зменшують надійність її роботи.



Вмикання кулачкових муфт під час обертання валів супроводжуються ударами. Такі муфти не рекомендують використовувати для вмикання урухомників під навантаженням.

Конструктивно кулачкові муфти відрізняються формою кулачків – прямокутні або трапецієподібні. У муфтах з трапецієподібним профілем кулачків виникають осьові сили. Тому кут α трапецієподібного профілю вибирається у межах $\alpha = (2...5)^\circ$.

Півмуфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а за великих розмірів – із сталей 45, 40X, 40XH. Твердість кулачків має бути $\geq 50 \dots 55 HRC$.

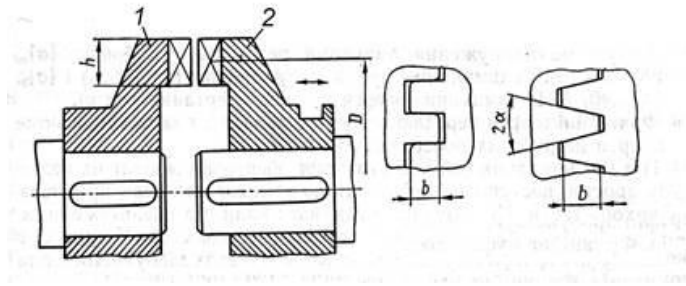


Рис. 11.9. Схема кулачкової муфти

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється міцністю робочої поверхні кулачків, яка залежить від напружень зминання. За рівномірного розподілу навантаження між усіма кулачками

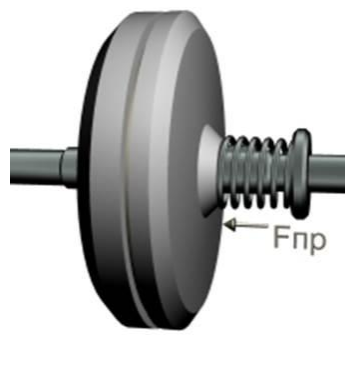
$$\sigma_{зм} = \frac{2M_p}{D \cdot z \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{зм}] \quad (11.8)$$

Тут розрахункові розміри відповідають позначенням на рис. 11.9, а z – число кулачків. Допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}]$ рекомендують брати: вмикання за зупиненого урухомника $[\sigma_{зм}] = (90 \dots 100) МПа$; вмикання муфти під час обертання валів $[\sigma_{зм}] = (35 \dots 40) МПа$.

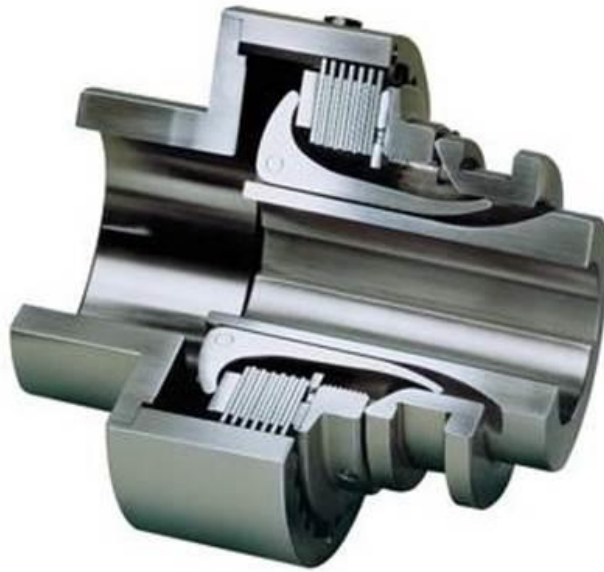
Фрикційні муфти передають момент за рахунок тертя на робочих поверхнях їхніх деталей. Під час вмикання фрикційних муфт момент зростає поступово-пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя.

Фрикційні муфти за формою поверхонь тертя є таких видів: **дискові** (рис 11.10), **конусні** (рис. 11.11), **барабанного типу** (циліндричні) (рис. 11.12).

Дискові фрикційні муфти є із однією парою поверхонь тертя (рис. 11.10а)



і з багатьма парами поверхонь тертя (рис. 11.10б).



У першому випадку муфта складається з двох півмуфт 1 і 2, притиснутих одна до іншої своїми торцевими площинами. Керування муфтою здійснюється за рахунок осьового зміщення на валу півмуфти 2 спеціальним механізмом. У другому випадку муфта складається з двох півмуфт 1 і 2, групи дисків – зовнішніх 3 і внутрішніх 4, натискного диска 5, який переміщається в осьовому напрямку. Зовнішні диски 3 з'єднані за допомогою шліців з півмуфтою 1, а внутрішні диски 4 з'єднані за допомогою шліців з півмуфтою 2. Вмикання та вимикання муфти здійснюється натискним диском за допомогою механізму керування.

Потрібна сила притискання дисків:

$$F_a = \frac{4 \cdot M_p}{f \cdot z \cdot (D_1 + D_2)}, \quad (11.9)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на торцевих поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя.

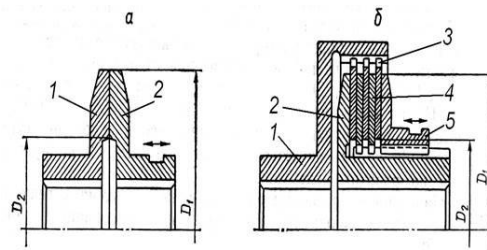


Рис. 11.10. Схеми фрикційних дискових муфт

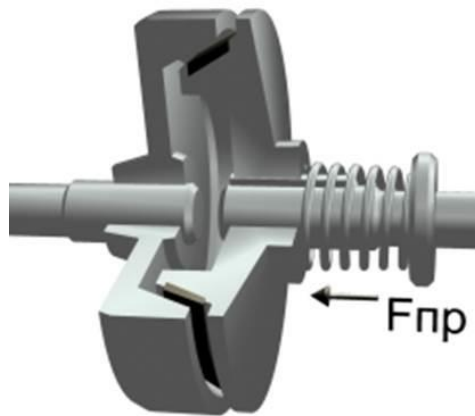
Як матеріали дисків застосовують загартовані сталі, чавуни, обкладки із азбесту або спеченого матеріалу.

Основним критерієм роботоздатності таких муфт є зносостійкість поверхонь тертя, яку оцінюють питомим тиском:

$$q = \frac{F_a}{A_q} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} \leq [q] \quad (11.10)$$

Допускається тиск для дисків $[q] = (0,2 \dots 0,8) \text{ МПа}$ і залежить від пари матеріалів поверхонь тертя дисків.

Конусна фрикційна муфта (рис. 11.11) має дві півмуфти 1 і 2, які стикуються між собою на конічних поверхнях.



Вмикання і вимикання муфти здійснюється осевим переміщенням на валу півмуфти 2. Потрібна сила притискання півмуфт 1 і 2

$$F_a = \frac{4 \cdot M_p \cdot \sin \alpha}{f \cdot (D_1 + D_2)} \quad (11.11)$$

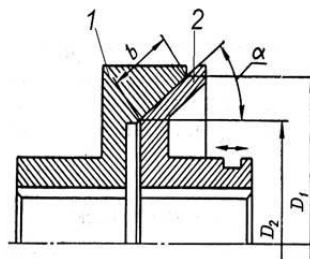


Рис. 11.11. Схема конусної фрикційної муфти

Як матеріали півмуфт застосовують сталі, чавуни, обкладки із азбесту або спеченого матеріалу.

Основним критерієм роботоздатності таких муфт є зносостійкість поверхонь тертя, яку оцінюють питомим тиском:

$$q = \frac{F_a}{A_q} = \frac{2 \cdot F_a}{\pi \cdot b \cdot (D_1 + D_2) \cdot \sin \alpha} \leq [q] \quad (11.12)$$

Про допустимий питомий тиск, який залежить від пари матеріалів поверхонь тертя сказано вище.

Фрикційна муфта барабанного типу (циліндрична) (рис. 11.12) розглянута на прикладі шинопневматичної муфти. Між півмуфтами 1 і 2 розміщено гумову шину 4 і прикріплено до півмуфти 1. Гумова шина 4 на внутрішній поверхні покрита набором колодок 3 з антифрикційного матеріалу. За допомогою штуцера 5 внутрішня камера шини сполучена з повітряною магістраллю керування. Під час подання повітря у камеру шини 4 колодки 3 притискаються до півмуфти 2 зі силою необхідною для передавання крутного моменту.

Основним критерієм роботоздатності таких муфт є зносостійкість циліндричних поверхонь тертя, яку оцінюють питомим тиском:

$$q = \frac{F_p}{A_q} = \frac{2 \cdot M_p}{\pi \cdot f \cdot b \cdot D^2} \leq [q] \quad (11.13)$$

Про допустимий питомий тиск, який залежить від пари матеріалів поверхонь тертя сказано вище.

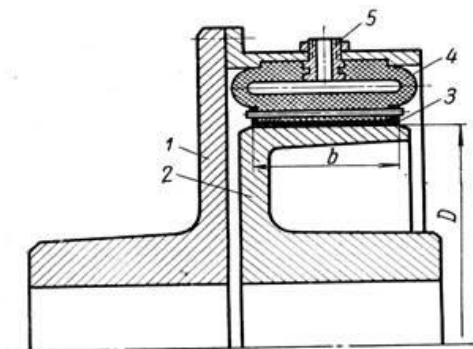


Рис. 11.12. Схема фрикційної муфти барабанного типу

Автоматичні муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. До них відносять відцентрові та обгінні муфти.

Відцентрові муфти за конструкцією дуже різноманітні. Їми керує відцентрова сила.



На рис. 11.13 зображено принципову схему відцентрової муфти, яка складається з півмуфти 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, і півмуфти 4 у вигляді барабана.

Під час обертання півмуфти 1 колодки 2 знаходяться під дією відцентрової сили F_{ε} та сили пружини F_n . Якщо швидкість вала мала, то $F_n > F_{\varepsilon}$ – муфта не передає крутного моменту, тому що колодки 2 не притискаються до півмуфти 4. Із збільшенням кутової швидкості ω_1 зростає відцентрова сила F_{ε} , а за $F_{\varepsilon} > F_n$ колодки 2 притискаються до барабана 4 і за рахунок сил тертя передається крутний момент. Зі зменшенням кутової швидкості ω_1 муфта розмикається.

Для передавання муфтою розрахункового крутного моменту M_p має виконуватися рівність:

$$M_p = \frac{(F_{\varepsilon} - F_n) \cdot f \cdot z \cdot D}{2}, \quad (11.14)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодками і барабаном; z – число колодок у муфті.

Відцентрова сила, що діє на колодку під час роботи муфти у розрахунковому режимі:

$$F_{\varepsilon} = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (11.15)$$

де m — маса колодки.

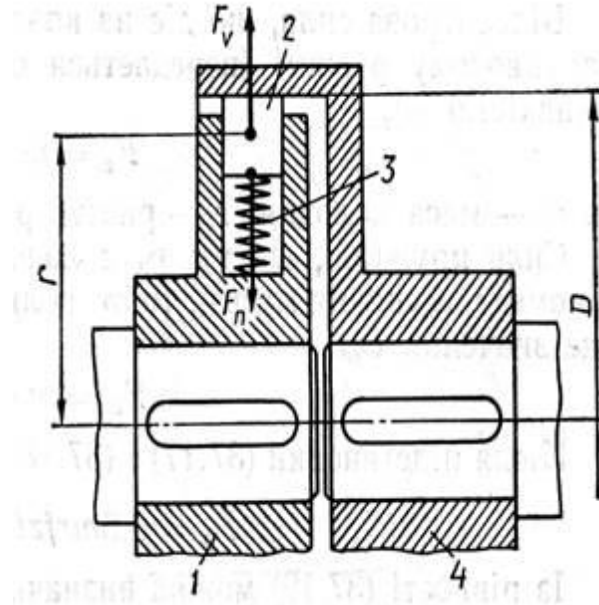


Рис. 11.13. Схема відцентрової муфти

Сила пружини, що утримує колодку, дорівнює відцентровій силі у момент вмикання муфти, тобто, коли кутова швидкість півмуфти 1 має значення ω_0 . Тоді:

$$F_n = m \cdot \omega_0^2 \cdot r, \quad (11.16)$$

$$M_p = \frac{m \cdot r \cdot f \cdot z \cdot D}{2} \cdot (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (11.17)$$

Основним критерієм роботоздатності таких муфт є зносостійкість колодок і барабана, яка оцінюється питомим тиском

$$q = \frac{m \cdot r}{A} \cdot (\omega^2 - \omega_0^2) \leq [q], \quad (11.18)$$

де A — площа контакту колодки з барабаном.

Про допустимий питомий тиск $[q]$, який залежить від пари матеріалів поверхонь тертя сказано вище.

Обгінні муфти (рис. 11.14) передають крутний момент в одному напрямі.



Вони складаються із півмуфти 1 у вигляді зірочки, півмуфти 2 у вигляді обойми, кульок або роликів 3 і притискних пристроїв 4. Під час роботи муфти кульки або ролики 3 силами тертя зтягуються в бік звуження зазору між обоймою 2 та зірочкою 1 і заклинюються. Притискні пристрої 4 у муфті утримують ролики 3 у постійному контакті з обоймою 2 і зірочкою 1.

В обгінних муфтах використовують стандартні ролики із роликотвальниць, а обойму і зірочку виготовляють із сталей ШХ 15, 20Х.

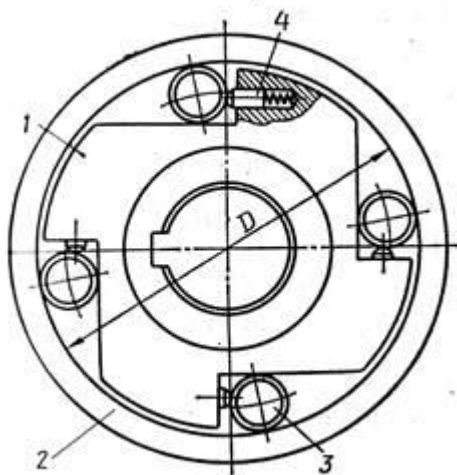


Рис. 11.14. Схема обгінної муфти

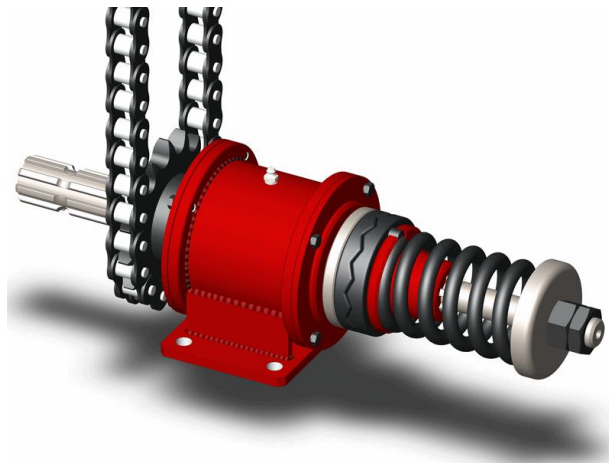
Основним критерієм роботоздатності таких муфт є міцність ролика і робочих поверхонь зірочки і обойми, яку оцінюють поверхневими контактними напруженнями:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{4 \cdot M_P}{D \cdot z \cdot d_p \cdot l_p \cdot \alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (11.19)$$

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених деталей; z – число роликів; d_p – діаметр ролика; l_p – довжина ролика; $\alpha = 5^\circ \dots 7^\circ$ – кут заклинювання ролика; $[\sigma_H] = (1200 \dots 1500) \text{ МПа}$ – допустимі контактні напруження.

Запобіжні муфти використовують для захисту окремих деталей машин від перевантажень. Вони є із неруйнованими та з руйнованими елементами. До муфт із неруйнованими елементами можна віднести описані раніше кулачкові та фрикційні муфти.

Запобіжні кулачкові муфти подібні до зчіпних муфт, але вони не мають механізму примусового керування. Тут півмуфти замикає сила стиснутих пружин. Для осьового зміщення рухомої півмуфти кут профілю кулачків $\alpha \geq 40^\circ$. У разі перевантаження муфта спрацьовує – кулачки виходять із зачеплення, що супроводжується тріском, двигун зупиняється. Запобіжні кулачкові муфти стандартизовані (ГОСТ 15620-77).



Подібні до запобіжних кулачкових муфт є запобіжні кулькові муфти. Вони стандартизовані за ГОСТ 15621-77.



Запобіжні фрикційні муфти відрізняються від зчіпних фрикційних муфт відсутністю механізму керування. Ці муфти замикаються силою стиснутих пружин. Запобіжні фрикційні муфти стандартизовані (ГОСТ 15622-77).

У режимі запобіжних муфт із неруйнівним елементом із обмеженням робочого навантаження можуть працювати і автоматичні муфти – відцентрова та обгінна.

До муфт з руйнованими елементами відносять муфти із зрізним штифтом.

Муфта із зрізним штифтом (рис. 11.15) складається з двох півмуфт 1 і 2, сполучених між собою штифтами 3. Число штифтів у муфті $z = 1$, рідше $z = 2$. Матеріал штифтів – середньовуглецева сталь.

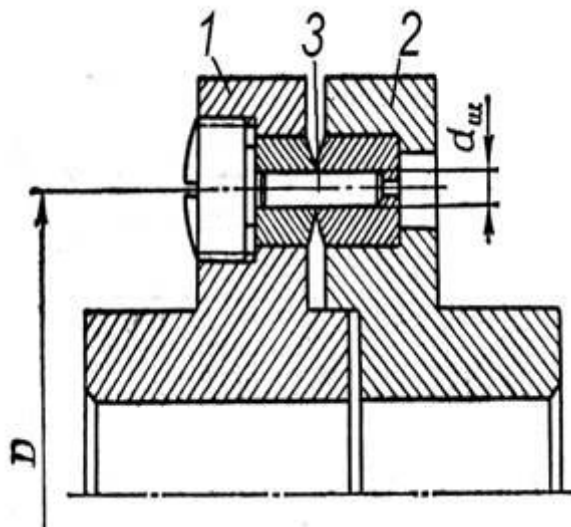


Рис. 11.15. Схема муфти із зрізним штифтом

Максимальний крутний момент, за якого відбувається зріз штифтів

$$M_{\max} = \tau_{\varepsilon} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot z \cdot \frac{D}{2} . \quad (11.20)$$

Якщо для муфти відомий максимальний крутний момент $M_{\max}$, тоді потрібний діаметр штифта можна визначити за формулою

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{8 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot D \cdot z \cdot \tau_{\varepsilon}}} . \quad (11.21)$$

Границю міцності на зріз τ_{ε} можна наближено визначити залежно від границі міцності на розтяг σ_{ε} матеріалу штифта $\tau_{\varepsilon} \approx 0,8 \cdot \sigma_{\varepsilon}$.

В урухомниках машин застосовуються і комбіновані муфти.



Запитання для самоконтролю

1. Які вироби називають муфтами?
2. Яке призначення муфт?
3. На які класи ділять муфти за їх функціями?
4. Для чого призначені глухі муфти і які вони є?
5. Яке призначення компенсаційних муфт, які вони є?
6. Для чого призначені зчіпні муфти і які вони є?
7. Яке призначення автоматичних, самокерованих муфт?
8. Які функції виконують запобіжні муфти?

Тема 3.12. Шпонкові і шліцьові з'єднання

План

1. Шпонкові з'єднання. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками
2. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірний розрахунок

1. Шпонкові з'єднання. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками



Шпонкові з'єднання – це з'єднання, що утворені за допомогою шпонок. **Шпонкою** називають деталь, яку вставляють у пази вала і маточини для утворення з'єднання, здатного передавати крутний момент від вала до маточини або навпаки. Це з'єднання типу вал-маточина.

На основі розроблених нових конструкцій шпонок, на рівні винаходів, нами запропоновано нову класифікацію шпонкових з'єднань, яка відрізняється від наведеної у підручниках з деталей машин. Її суть така:

- шпонкові з'єднання жорсткими стандартними шпонками (рис. 12.1) – **клиновими**,



- призматичними**,



- сегментними.**

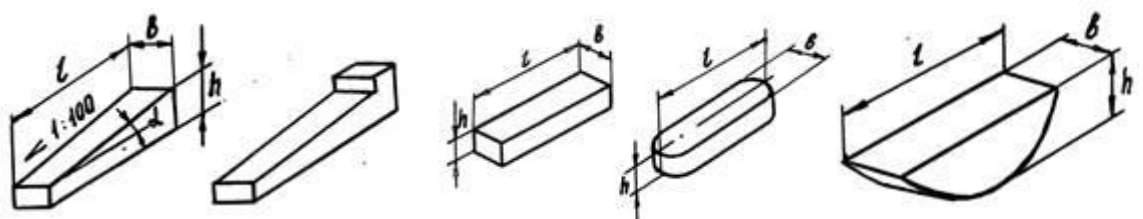


Рис. 12.1. Схеми жорстких стандартних шпонок

- шпонкові з'єднання жорсткими спеціальними шпонками (рис. 12.2), з різними поперечними перерізами;

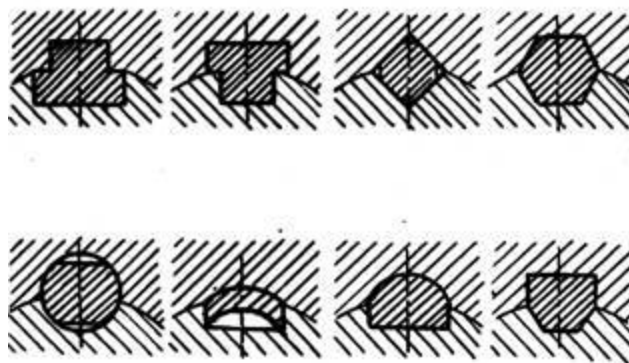


Рис. 12.2. Схеми перерізів жорстких спеціальних шпонок

- шпонкові з'єднання напівжорсткими або напівпружними шпонками (рис. 12. 3).

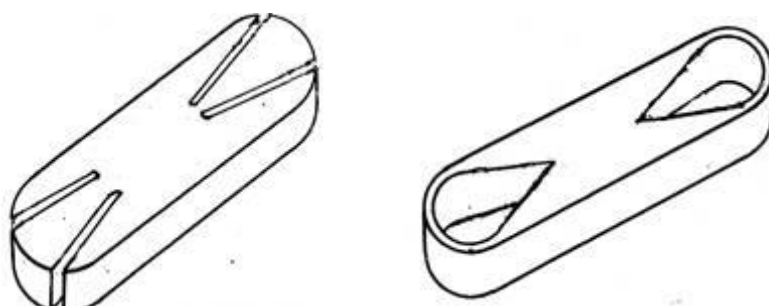


Рис. 12.3. Схеми напівжорстких або напівпружних шпонок
 - шпонкові з'єднання пружними шпонками (рис. 12.4);

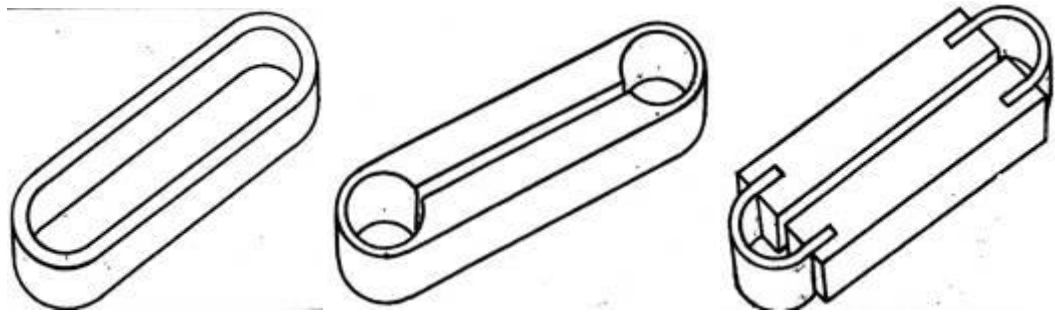


Рис. 12.4

- шпонкові з'єднання запобіжними шпонками (рис. 12.5).

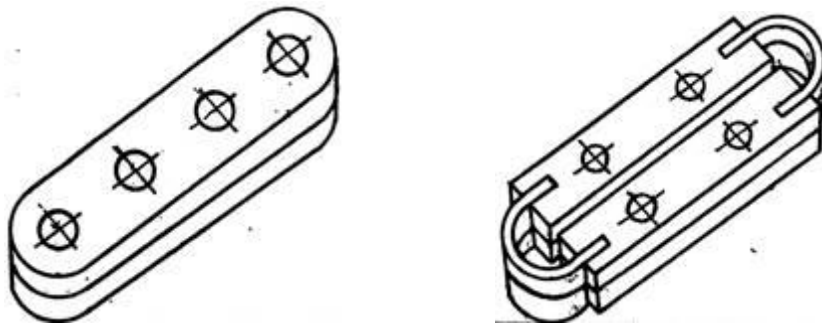


Рис. 12.5

Шпонкові з'єднання жорсткими шпонками розрізняють **ненапружені** та **напружені**. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних і сегментних шпонок. Напружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою клинових шпонок.

Пази в маточині виконують **довбанням** або **протягуванням** одношліцьовою протяжкою завширшки b на глибину t_1 .

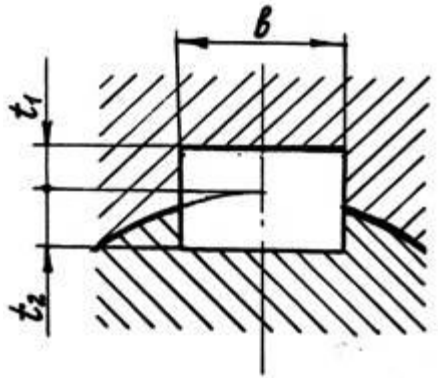


Рис. 12.6. Схема пазів у валу і маточині з розмірами

Пази на валу (рис. 12.7) виконують фрезеруванням пальцевою або дисковою фрезами завширшки b на глибину t_2 .

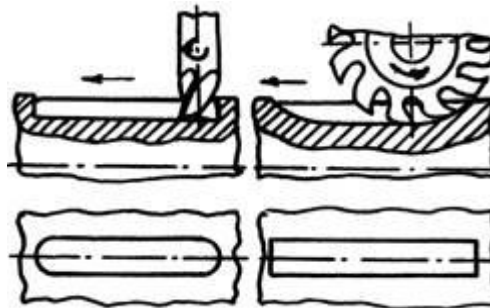


Рис. 12.7. Схеми виготовлення пазів у валу

Найбільше ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з посадкою $\frac{J_9}{h9}$, а у валу – $\frac{P9}{h9}$ (рис. 12.8). Шпонки входять у паз маточини таким чином, що між верхньою гранню шпонки і дном маточини утворюється зазор. У з'єднанні клинковою шпонкою зазори утворюються між боковими гранями вала і маточини з боковою гранню шпонки.

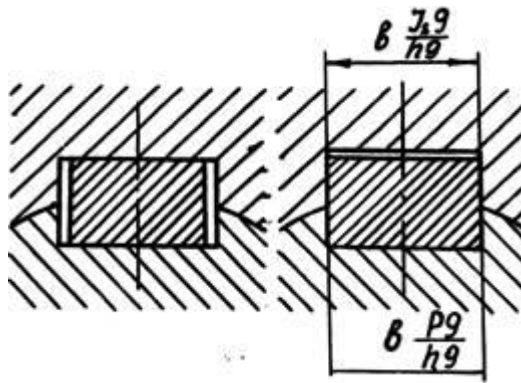


Рис. 12.8. Схеми встановлення і посадок шпонок у пази вала і маточини

Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою **призматичних** (ГОСТ 23360-78)



і **сегментних** (ГОСТ 24071-80) стандартних шпонок.



Згідно із стандартом ширина шпонок b і висота h вибирається залежно від діаметра вала d . Довжину шпонки l вибирають залежно від довжини маточини l_m деталі.

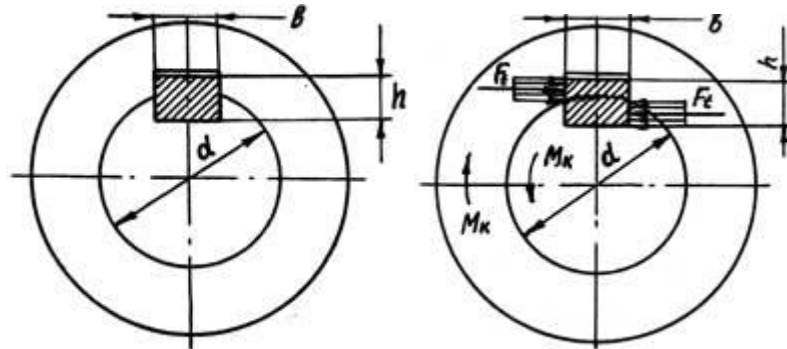


Рис. 12.9. Розрахункова схема ненапружених шпонкових з'єднань

До прикладання крутного моменту M_k у шпонці не виникають напруження (рис. 12.9), тому таке шпонкове з'єднання є ненапруженим. Під час прикладання крутного моменту (рис. 12.9) у з'єднаннях вал-шпонка і маточина-шпонка виникають напруження зминання, а на більшій грані шпонка може зрізатися.

Для ненапружених шпонкових з'єднань виконують, як правило, перевірні розрахунки:

- на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (12.1)$$

- на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{F_s}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{зр}. \quad (12.2)$$

У наведених умовах міцності l – робоча довжина шпонки. Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ залежать від матеріалу маточини і приймаються $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 120 \text{ МПа}$. Допустимі напруження зрізу $[\tau]_{зр}$ залежать від матеріалу шпонки і рівні $[\tau]_{зр} = 0,25 \sigma_T$, де σ_T – границя текучості матеріалу шпонки.

Коли умови міцності не виконуються, потрібно збільшити довжину шпонки, якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити дві шпонки, взаємно зміщені на 180° .

Розрахунок напружених шпонкових з'єднань

Напружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою **клинових** шпонок (ГОСТ 23068-80). Згідно із стандартом ширина шпонок b і висота h вибирається залежно від діаметра вала d . Довжину

шпонки l вибирають залежно від довжини маточини l_m деталі. Ухил широкої грані приймається $1:100$.

Напружені шпонкові з'єднання за способом розміщення клинових шпонок на валах є (рис. 12.10) **фрикційними, на лисці, тангенціальними і врізними**(рис. 12.11).

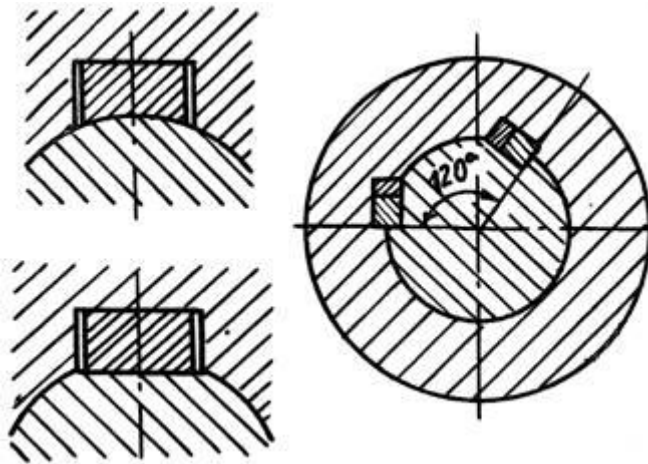


Рис. 12.10. Схеми шпонкових з'єднань клиновою шпонкою

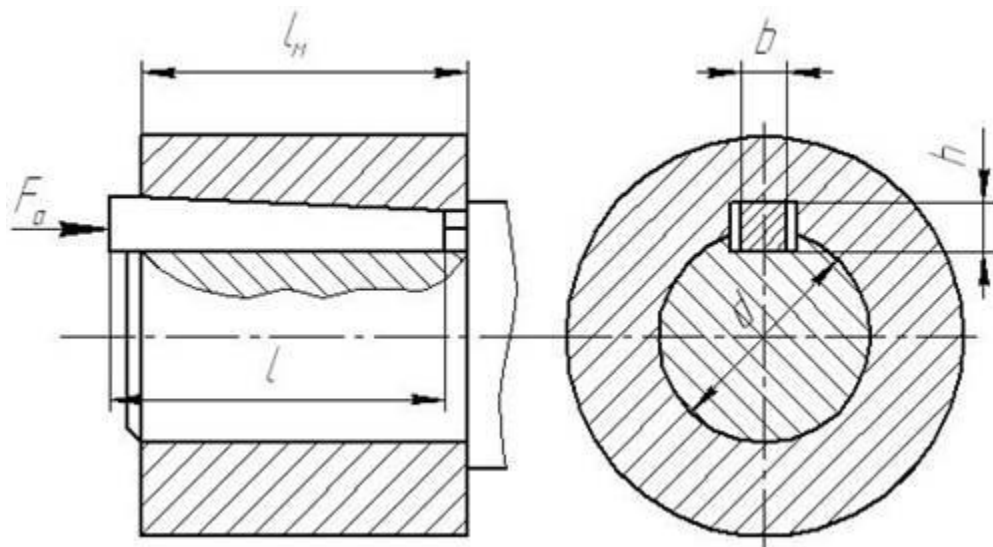


Рис. 12.11. Схеми шпонкового з'єднання врізною клиновою шпонкою

Розглянуті з'єднання клиновими шпонками передають крутний момент за рахунок сил тертя, які виникають у сполуках широких граней з валом і маточиною. Сили тертя створює натяг у радіальному напрямі під час забивання клинових шпонок. Тому з боку бічних граней клинових шпонок передбачаються зазори.

Таким чином у ненавантаженому крутним моментом з'єднанні на робочих гранях шпонки (рис. 12.12) мають місце напруження зминання $\sigma_{зм}$, тому таке шпонкове з'єднання є напруженим. Під час прикладання крутного моменту у сполуках вал-шпонка і маточина-шпонка напруження

зминання $\sigma_{зм}$ змінюються (див. рис. 12. 12, б, в, з). Крайнім станом вважається розподіл напруження зминання $\sigma_{зм}$ за епюрою зображеною на рис. 12.12в.

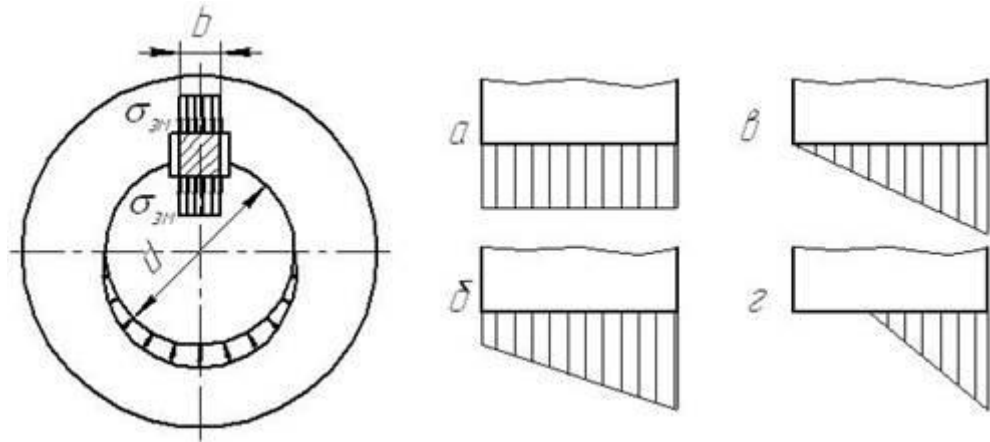


Рис. 12.12. Схеми розподілу навантаження у з'єднанні клиновою шпонкою

Крутний момент M_k , прикладений до вала (рис. 12.13), зрівноважується дією сили F_n , прикладеної до вала з боку шпонки, і дією такої самої сили з боку маточини, а також дією сил тертя F_f з боку шпонки та маточини. Тоді умова рівноваги вала буде:

$$M_k = \frac{F_f \cdot d}{2} + F_f \cdot c + \frac{F_n \cdot b}{6} \quad (12.3)$$

Враховуючи те, що: $F_f = f \cdot F_n$, $F_n = \frac{\sigma_{зм} \cdot b \cdot l}{2}$ і $c \approx \frac{d}{2}$ з умови рівноваги

$$\sigma_{зм} = \frac{12 \cdot M_k}{b \cdot l (b + 6 \cdot f \cdot d)} \leq [\sigma]_{зм} \quad (12.4)$$

отримаємо

У наведених умовах міцності f – коефіцієнт тертя; l – робоча довжина шпонки. Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ залежать від матеріалу маточини і приймаються $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 120 \text{ МПа}$.

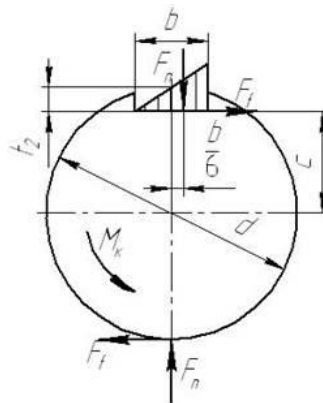
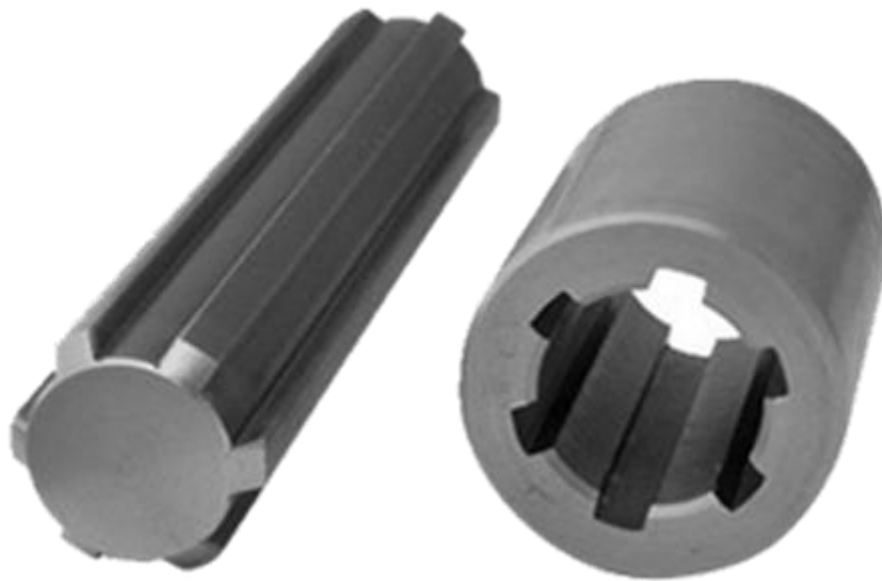


Рис. 12.13. Розрахункова схема з'єднання клиновою шпонкою

2. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірний розрахунок



Коли не забезпечується міцність шпонкового з'єднання під час передавання крутного моменту, тоді застосовують шліцьове з'єднання (рис. 12.14). Таке з'єднання утворюється за рахунок **шліців** (зубців), що нарізають на поверхні вала та отвору маточини.

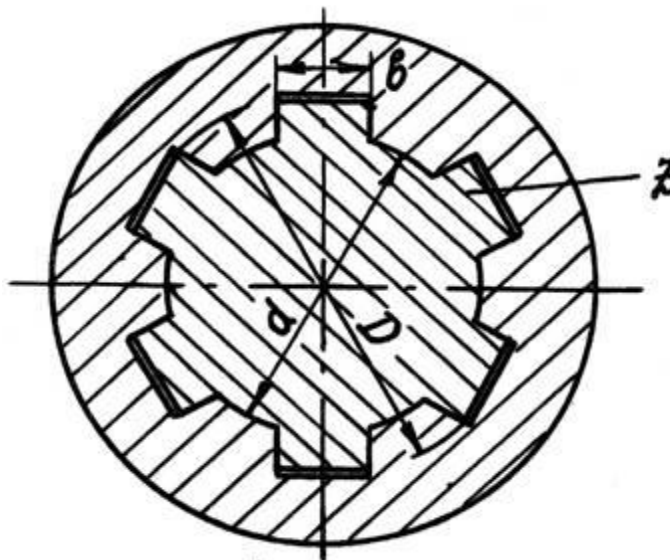
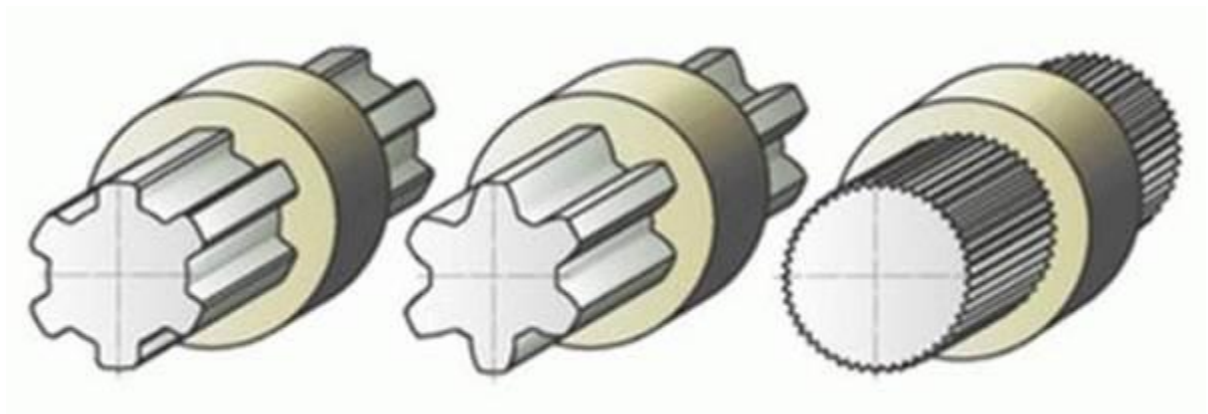


Рис. 12.14. Схема шліцьового з'єднання

Класифікують шліцьові з'єднання таким чином:

- за формою профілю шліців: **прямокутні**, **евольвентні** та **трикутні**;



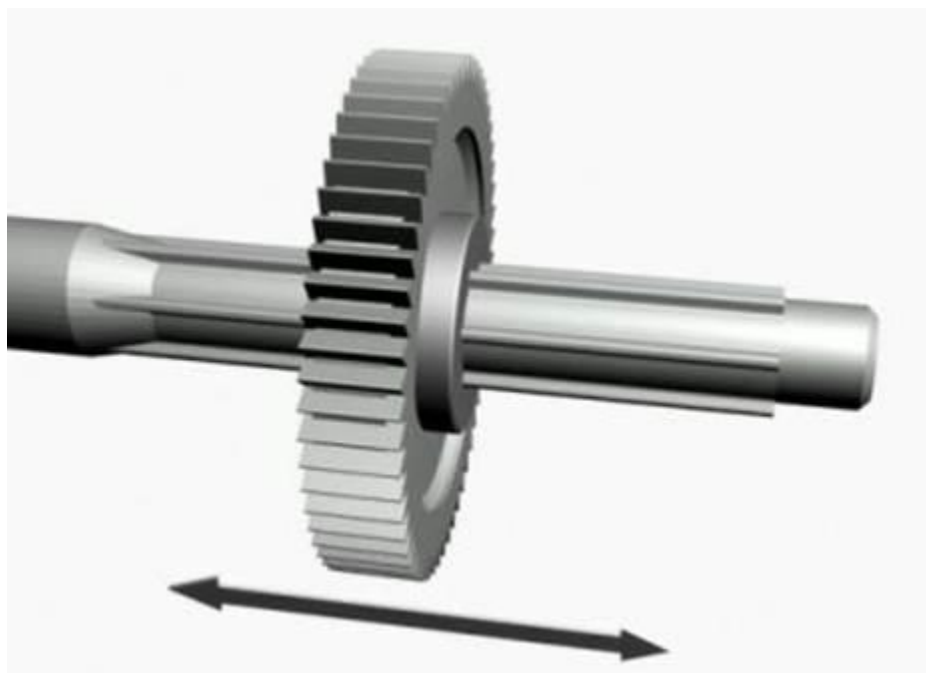
- за центруванням: за внутрішнім діаметром d , за зовнішнім діаметром D та за бічними гранями шліців b ;

- за серіями: легкої, середньої та важкої.

Шліцьові з'єднання з прямокутним профілем шліців стандартизовані по ГОСТ 1139-80, з евольвентним профілем шліців стандартизовані за ГОСТ 6033-80, а з трикутним профілем шліців – нестандартизовані.

Розміри поперечного перерізу: внутрішній діаметр d , зовнішній діаметр D , ширина b і число z шліців приймаються залежно від діаметра вала і технологічних міркувань. Довжину шліців l вибирають залежно від довжини маточини l_m .

Розрахунок шліцьових з'єднань



Шліци шліцьових з'єднань працюють на деформацію **зминання**, **зрізу** і **згину**. Найнебезпечнішою є деформація зминання. На рис. 12.15 показано розрахункову схему шліцьового з'єднання.

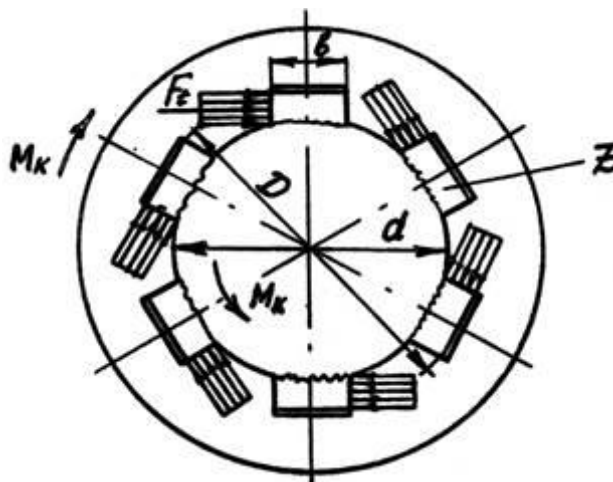


Рис. 12.15. Розрахункова схема шліцьового з'єднання

Для оцінювання роботоздатності шліцьового з'єднання визначають напруження **зминання**, **зрізу** і **згину** за формулами:

$$\sigma_{зм} = \frac{8 \cdot M_k}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (12.5)$$

- на зминання

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_k}{(D + d) \cdot b \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\tau]_{зр}; \quad (12.6)$$

- на зріз

$$\sigma_{зг} = \frac{3 \cdot M_k \cdot (D - d)}{(D + d) \cdot b^2 \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{зг}. \quad (12.7)$$

- на згин

В умовах міцності маємо $\psi = 0,75 \dots 0,80$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на шліци з'єднання.



Запитання для самоконтролю

1. За допомогою чого утворюють шпонкові з'єднання?
2. Яку деталь називають шпонкою?
3. Які є жорсткі шпонки?
4. Які шпонки називають ненапруженими і напруженими?
5. За якою умовою перевіряють міцність ненапружених шпонкових з'єднань?
6. За якими умовами перевіряють міцність напружених шпонкових з'єднань?
7. Яке з'єднання називають шліцьовим?
8. Які є шліцьові з'єднання за формою профілю?
9. Які є шліцьові з'єднання за центруванням?
10. Як розподіляють шліцьові з'єднання за серіями?
11. За якими деформаціями перевіряють міцність шпонкових з'єднань?

Тема 3.13. Нарізні з'єднання

План

1. Загальні відомості, застосування. Конструктивні форми нарізних з'єднань
2. Стандартні кріпильні деталі, їх матеріали. Способи стопоріння нарізних з'єднань
3. Найпростіші випадки розрахунку на міцність



1. Загальні відомості, застосування. Конструктивні форми нарізних з'єднань

Нарізними називають такі з'єднання, які виконують за допомогою деталей, що мають *нарізь*. Залежності від того, на якій поверхні виготовлено нарізь, розрізняють *нарізі*:

циліндричні



і конічні.



Нарізь може бути нанесено на зовнішню або внутрішню циліндричну чи конічну поверхні – відповідно **зовнішня**



чи внутрішня.



Якщо гвинтову лінію виконано за годинниковою стрілкою –
нарізь **права**,



а навпаки – нарізь **ліва**.



За числом заходів розрізняють нарізі **однозаходні**



або **багатозаходні**.



За профілем нарізі є:

трикутні (рис. 13.1а, коли $\alpha = 60^\circ$ – метрична,

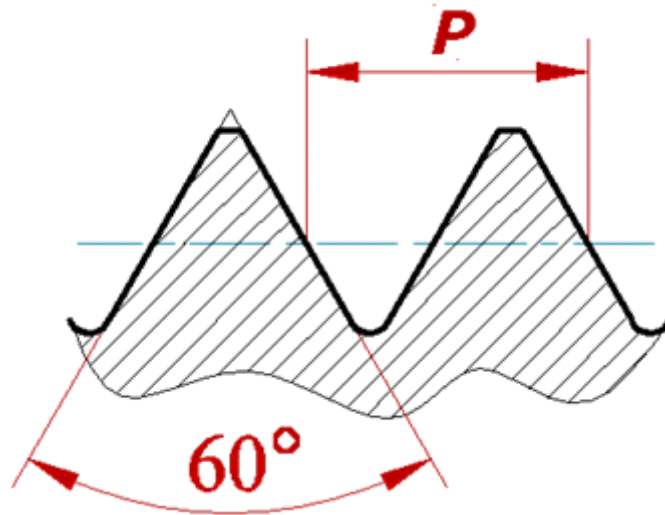


Рис. 13.1а

а коли $\alpha = 55^\circ$ – дюймова, рис. 13.1б),

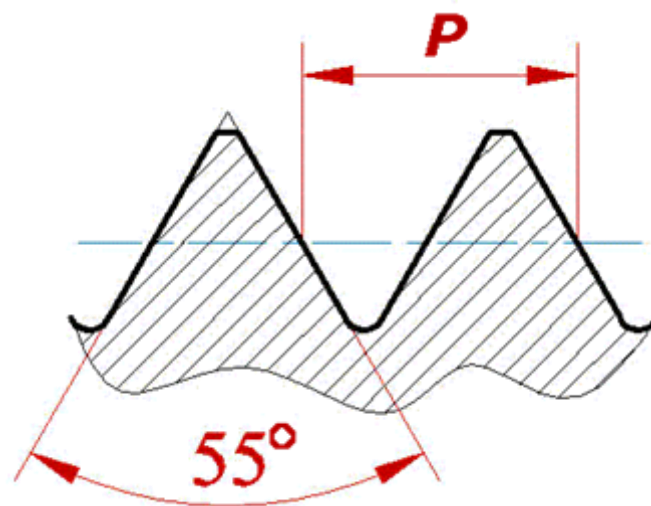


Рис. 13.1б

трапецієподібні (рис. 13.1в),

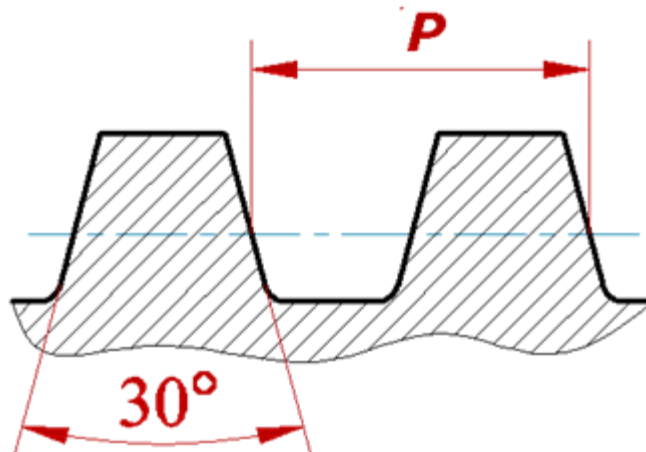


Рис. 13.16

упорні (рис. 13.12),

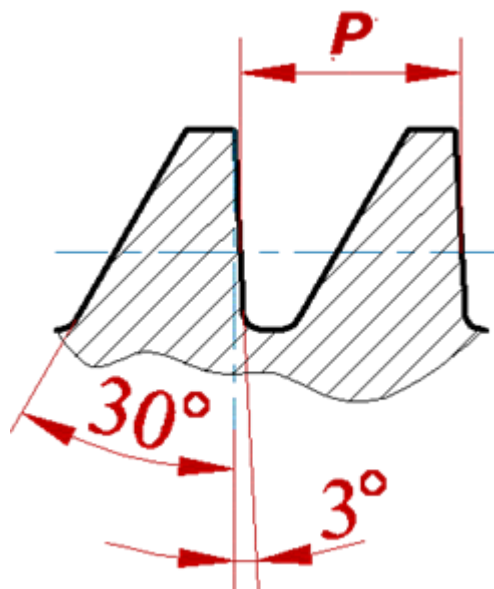


Рис. 13.12

круглі (рис. 13.10),

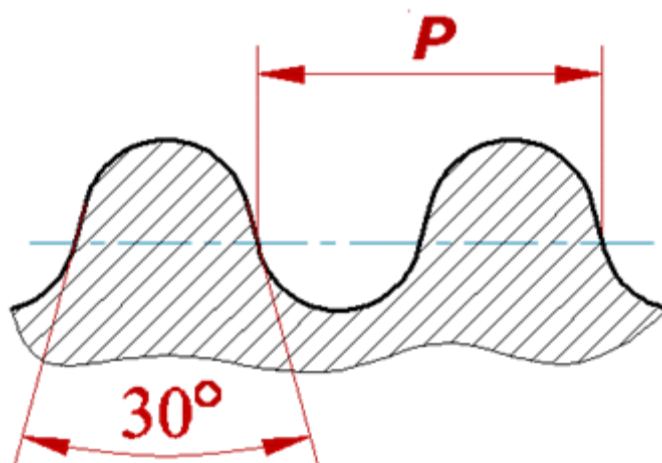


Рис. 13.1д

прямокутні (рис. 13.1ж).

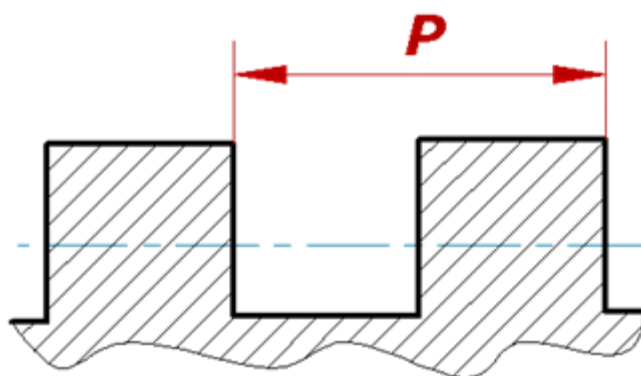


Рис. 13.1ж

За призначенням нарізі поділяють на **кріпильні**



та **ходові**.

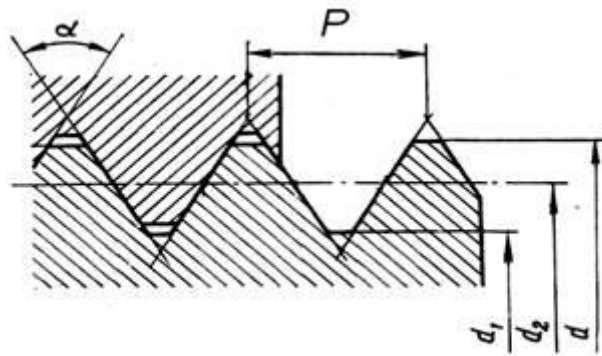


Рис. 13.1з. Нарізі та їх параметри

Основні параметри циліндричної нарізі: d – зовнішній діаметр; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; P – крок ; α – кут профілю
і $\beta = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2}$ – кут підймання гвинтової лінії (див. рис. 13.1з, 13.5а).

Класифікація нарізних з'єднань така:

- залежно від характеру навантаження і способу збирання поділяють на **ненапружені** (зібрані без попереднього затягування) і **напружені** (зібрані з попереднім затягуванням);
- залежно від призначення розрізняють з'єднання **міцні** і **міцно-щільні**;
- залежно від кількості болтів розрізняють з'єднання з **одиноким болтом** і **групові**. У групових з'єднаннях можливий рівномірний і нерівномірний розподіл навантаження.

2. Стандартні кріпильні деталі, їх матеріали. Способи стопоріння нарізних з'єднань

До деталей нарізних з'єднань відносять болти (гвинти з гайками) (рис. 13.2а),



гвинти (рис. 13.2б)



і шпильки (рис. 13.2в).

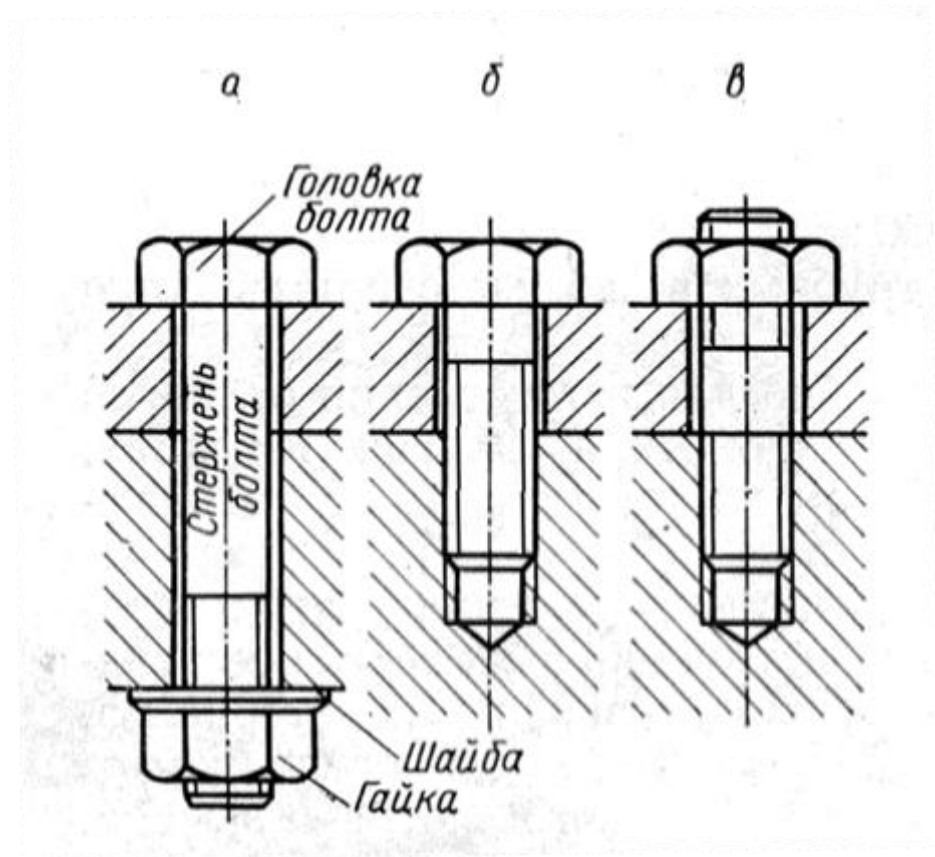


Рис. 13.2. Деталі нарізних з'єднань

Хоч нарізь володіє **самогальмівними** якостями, які запобігають **самовідгвинчуванню** нарізних деталей, для підвищення надійності з'єднань використовують різні **стопорні пристрої**. В окремих випадках під гайку або головку гвинта ставлять плоску шайбу, щоб зменшити пошкодження поверхні деталі.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок і стопорних пристроїв дуже різноманітні і достатньо описані у відповідних довідниках і стандартах.

Для виготовлення нарізних деталей використовують вуглецеві сталі звичайної якості, якісні та леговані конструкційні сталі. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4-87, згідно з яким болти, гвинти і шпильки поділяють на **12 класів міцності**, а гайки – на **7 класів**. Клас міцності болтів, гвинтів і шпильок позначають двома цифрами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності матеріалу $\sigma_B, \text{МПа}$, а друге число, поділене на 10 і помножене на σ_B , дає границю текучості матеріалу $\sigma_T, \text{МПа}$. Клас міцності гайок позначають одним числом. Якщо це число помножити на 100, то матимемо напруження $\sigma_F, \text{МПа}$, від навантаження випробувань. Детальні відомості про умовні позначення нарізних деталей наведено в ГОСТ 1759.0-87.

Розподіл навантаження на витках різьби

Теоретичне розв'язання задачі про розподіл навантаження на витках нарізі було зроблене Жуковським М.Є. Експериментальні дослідження підтвердили цю теорію. Розподіл сил між витками нарізі за рішенням М.Є. Жуковського для гайки з десятьма витками показано на рис. 13.3.

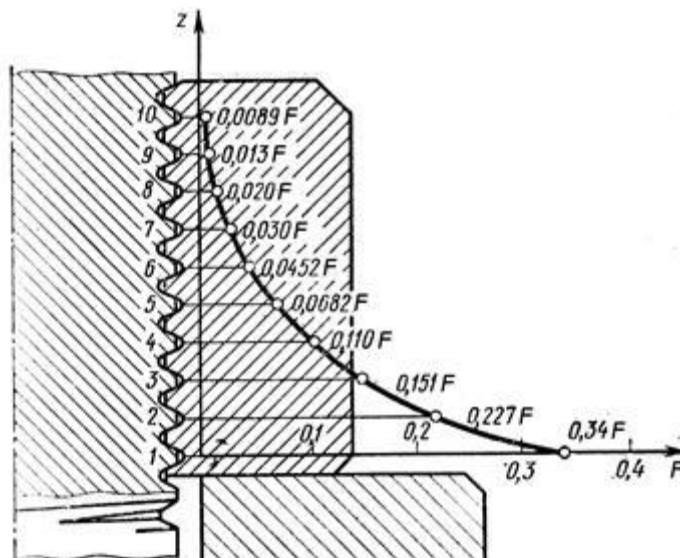


Рис. 13.3. Графік розподілу навантаження на витках нарізі

Із графіка бачимо, що найбільш навантажений перший виток сприймає майже 0,34 загальної сили F на болт, а десятий виток – менше 0,01 загальної сили F на болт. Причиною нерівномірного розподілу навантаження на витках нарізі є те, що стрижень болта розтягується – крок збільшується, а гайка стискається – крок зменшується. Така нерівномірність розподілу

навантаження витків призводить до зменшення витривалості різьбових деталей. Ця теорія обґрунтовує і обмеження висоти гайки.

Технологічні і конструктивні заходи з підвищення витривалості гвинтів

Рівномірність розподілу сили на витках нарізі можна поліпшити використанням спеціальних гайок. На рис. 13.4б,в,г,д,е,є показані спеціальні гайки для роботи в умовах динамічного навантаження, розроблені на рівні винаходів. Вони складаються із нарізного корпусу і втулки, з'єднаних пресовою посадкою. Порівняно зі стандартною гайкою (рис. 15.4а), ці гайки, за дослідними даними, можуть підвищити витривалість нарізних з'єднань на 20...30 %.

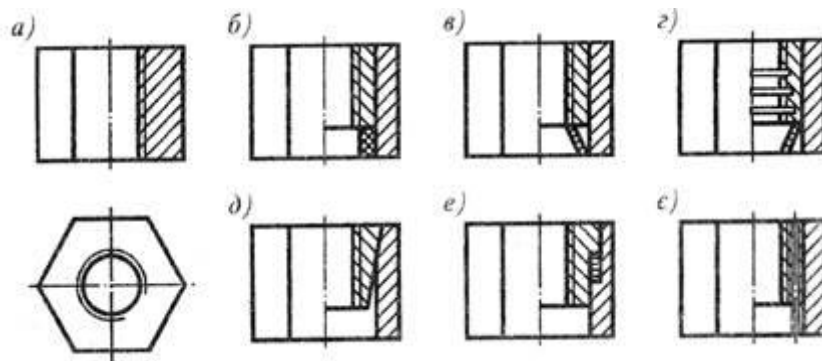
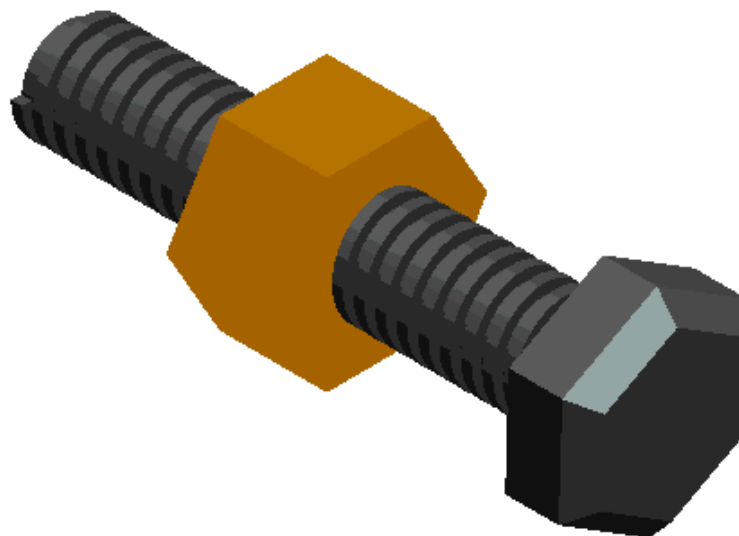


Рис. 13.4. Конструкції спеціальних гайок

3. Найпростіші випадки розрахунку на міцність



Момент тертя в нарізі та опорній поверхні гайки

Під час загвинчування гайки для затягування нарізного з'єднання виникає **момент сил тертя** M_3 , який складається з моментів сил **тертя у нарізі** M_{pz} та **на торці гайки** M_{mz}

$$M_3 = M_{pz} + M_{mz} \quad (13.1)$$

Під час розгляду визначення **моменту сил тертя у нарізі** M_{pz} зручно різьбу розгорнути за середнім діаметром d_2 в нахилenu площину, а гайку замінити повзуном (рис. 13.5a). Тоді колова сила тертя для прямокутного профілю $F_t = F_n \cdot f$, а для трикутного - $F_t = F_n \cdot f_1$, де $f_1 = f / \cos \frac{\alpha}{2}$ – приведений коефіцієнт тертя. Момент сил тертя у нарізі буде:

$$M_{pz} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \quad (13.2)$$

де F_a – осьова сила гвинта від затягування нарізного з'єднання; β – кут піднімання гвинтової лінії (див. розд. 13.1); φ – приведений кут тертя – $\varphi = \operatorname{arctg} f_1$.

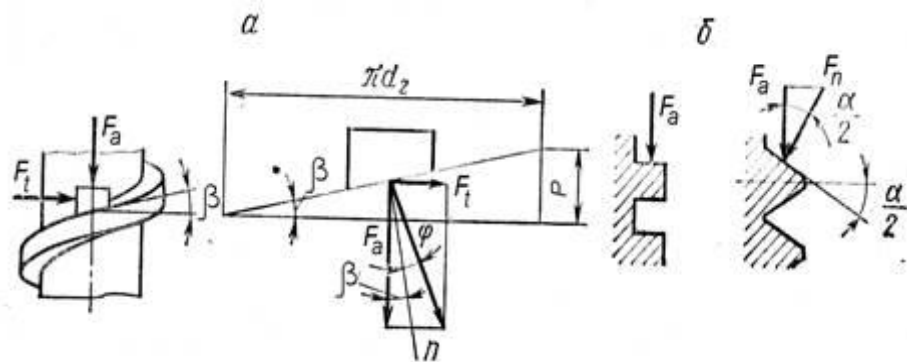


Рис. 13.5. Схема взаємодії сил між гвинтом і гайкою

Опорна торцева площа гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами d_0 і D (див. рис. 13.6). Із теорії механізмів і машин відомо, що

$$M_{mz} = 2 \cdot f \cdot \pi \cdot p \int_{d_0/2}^{D/2} \rho^2 d\rho \quad (13.3)$$

де $p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)}$ — середній тиск на опорній поверхні гайки.

Остаточно
маємо

$$M_{mz} = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_a \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \quad (13.4)$$

Для технічних розрахунків можна користуватися формулою, якщо вважати, що рівнодійну сил тертя прикладено на середньому радіусі $d_m/2$, де $d_m = (D + d_0)/2$, тоді:

$$M_{m\pm} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot F_a \cdot d_m \quad (13.5)$$

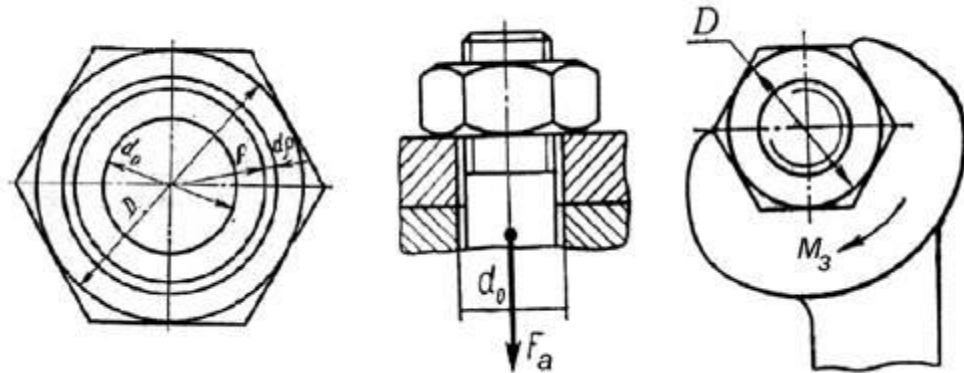


Рис. 13.6. До визначення моменту сил тертя на торці гайки

Величину моменту M_3 беруть за основу під час створення звичайних і спеціальних ключів, що використовують для затягування нарізних з'єднань.

Розрахунки одиноких і групових з'єднань на міцність

Розрахунок ненапруженого різьбового з'єднання.

До ненапружених нарізних з'єднань відносять такі, у яких до прикладання зовнішніх навантажень не виникають напруження – вони попередньо незатягнуті. Прикладом такого з'єднання може бути кріплення гака на поперечині (рис. 13.7).

Під час навантаження гака силою F_ε в стрижні, де виконано нарізь, діє сила $F_a = F_\varepsilon$, яку спричинює деформація розтягу. Небезпечним перерізом буде переріз на нарізній ділянці, площа якого $A_p = \pi \cdot d_1^2 / 4$. Відповідно умова міцності для перевірного розрахунку стрижня нарізі на розтяг

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_f}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p \quad (13.6)$$

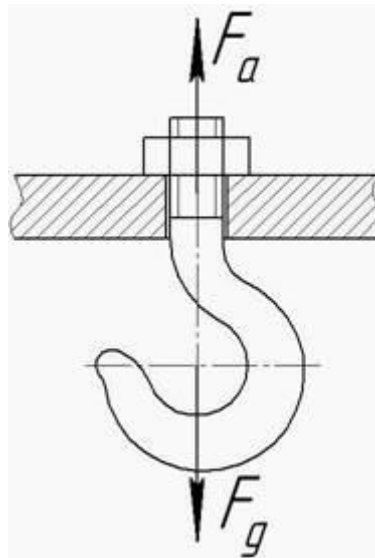


Рис. 13.7. Схема ненапруженого нарізного з'єднання

За проектного розрахунку, із записаної умови міцності, визначають потрібний внутрішній діаметр нарізі:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (13.7)$$

Отримане значення d_1 округлюють до стандартного і вибирають всі розміри нарізі.

Допустиме напруження:

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [s], \quad (13.8)$$

де $[s] = 2 \dots 4$ – коефіцієнт запасу міцності болта.

Розрахунок напруженого нарізного з'єднання

До напружених нарізних з'єднань відносять такі, у яких до прикладання зовнішніх навантажень виникають напруження – вони попередньо затягнуті. Розглянемо на прикладі нарізного з'єднання (рис. 13.8) навантаженого поперечно-зсувною силою F_t , коли болт чорновий, поставлений в отворі зі зазором. Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд $F_t \leq f \cdot F_a$, де f – коефіцієнт тертя ковзання в стику деталей. До роботи таке з'єднання необхідно попередньо затягнути. Під час затягування стрижень болта розтягується осовою силою F_a і одночасно скручується моментом сил тертя у нарізі M_{pz} . Для такого випадку міцність болта оцінюють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + \tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (13.9)$$

де σ_p – напруження розтягу; τ_k – напруження кручення.

Небезпечним перерізом для болта є переріз з найменшим діаметром d_1 на нарізній ділянці.

Напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (13.10)$$

а напруження кручення

$$\tau_k = \frac{M_{pz}}{W_k} = \frac{8 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{\pi \cdot d_1^3}. \quad (13.11)$$

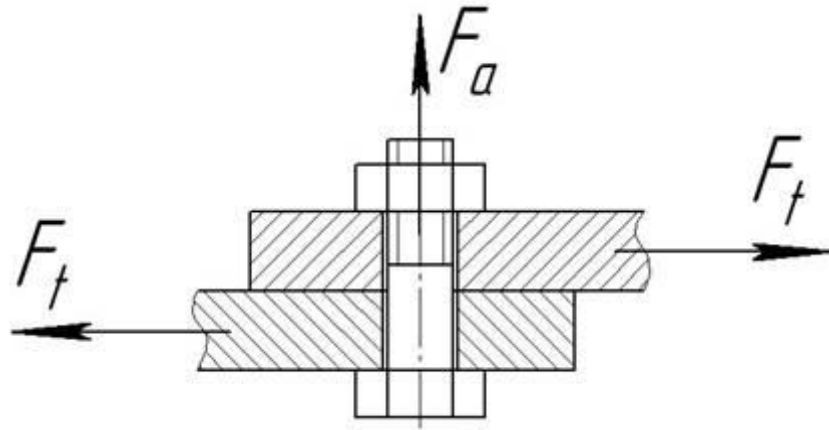


Рис. 13.8. Схема напруженого нарізного з'єднання

Після підставлення σ_p і τ_k в умову міцності дістанемо:

$$\sigma_E = \frac{4 \cdot F_a \cdot k_{cx}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (13.12)$$

де k_{cx} – коефіцієнт, що враховує скручування болта під час затягування

$$k_{cx} = \sqrt{1 + 4 \cdot \left[\frac{2 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{d_1} \right]^2}. \quad (13.13)$$

Для стандартних нарізей $k_{cx} = 1,25 \dots 1,35$; $F_a = F_t / f$ – осьова сила затягування.

Підчас проектного розрахунку, із умови міцності, визначають потрібний внутрішній діаметр нарізі

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a \cdot k_{cx}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (13.14)$$

Отримане значення d_1 округляють до стандартного і вибирають всі розміри нарізі.

Розрахунок нарізного з'єднання чистовим болтом

Розглянемо на прикладі нарізного з'єднання (рис. 13.9) навантаженого поперечною силою F_t , коли болт чистовий, поставлений в отворі без зазору, а затягування болта необов'язкове.

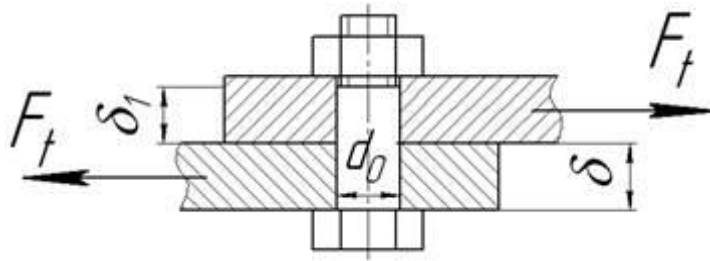


Рис. 13.9. Схема нарізного з'єднання чистовим болтом

Болт у цьому нарізному з'єднанні розраховують за умовами міцності на зріз і зминання:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_{зр}; \quad \sigma_{зм} = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{\delta_{\min} \cdot d_0} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (13.15)$$

де $\delta_{\min}$ – менша із двох товщин δ або δ_1 .

Потрібний діаметр стрижня болта може бути визначений із цих умов міцності на зріз і зминання:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot [\tau]_{зр}}}; \quad d_0 \geq \frac{F_t}{\delta_{\min} \cdot [\sigma]_{зм}}. \quad (13.16)$$

Приймаємо d_0 більше або рівне більшому, округлюючи до стандартного ряду $Ra \ 5$. Діаметр нарізі d приймаємо меншим близьким до d_0 . Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$, а напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 0,8 \cdot \sigma_T$.

Розрахунок клемового нарізного з'єднання

Клемові нарізні з'єднання (рис. 13.10) застосовують для кріплення на валах різних важелів. Момент сили F в такому з'єднанні передається за рахунок моменту сил тертя F_f . Це напружене нарізне з'єднання, у якому до прикладання зовнішнього навантаження необхідно виконати попереднє

затягування. Розрахунок такого з'єднання виконують, як указано у розділі 13.6.2.

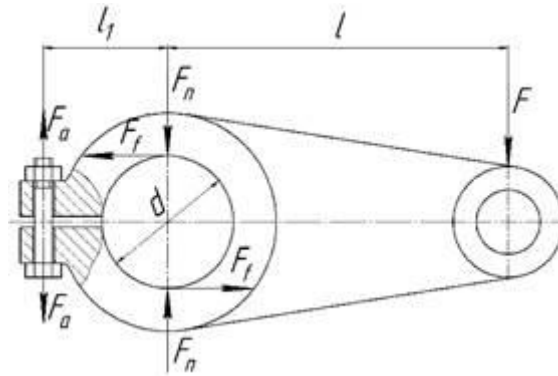


Рис. 13.10. Схема клевого нарізного з'єднання

Осьова сила затягування болта F_a визначається за виразом:

$$F_a = \frac{F \cdot l}{f \cdot (2l_1 + d)} \quad (13.17)$$

Розрахунок нарізного з'єднання з ексцентричним навантаженням

Такі нарізні з'єднання утворюють, як правило, болтами з ексцентричними головками. Але ексцентричне навантаження діє на болт із симетричною головкою (рис. 13.11), якщо опорні поверхні під гайкою або головкою його мають перекіс.

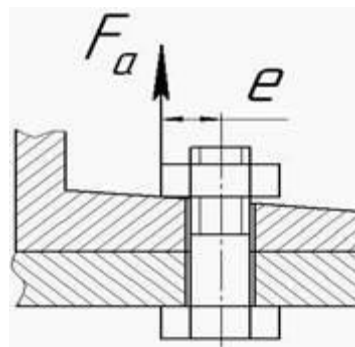


Рис. 13.11. Схема нарізного з'єднання з ексцентричним навантаженням

У цьому випадку у болті виникають деформації розтягування, кручення і згину. Враховуючи попередні викладки (розд. 13.2), можна записати, що

$$\sigma_{\max} = k_{\text{ск}} \cdot \sigma_p + \sigma_{\text{зг}} \leq [\sigma]_p \quad (13.18)$$

За перевірному розрахунку

$$\sigma_{\max} = \frac{4F_a}{\pi} \cdot \frac{k_{cx} \cdot d_1 + 8 \cdot e}{d_1^3} \leq [\sigma]_p. \quad (13.19)$$

За проектному розрахунку

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_p} \cdot \left(k_{cx} + \frac{e}{d_1} \cdot 8\right)}. \quad (13.20)$$

Розрахунок групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження

Групові нарізні з'єднання з рівномірним розподілом навантаження можуть бути без попереднього і з попереднім затягуванням болтів. Для одного болта зовнішня осьова сила $F_1 = F/z$, де z – кількість болтів у з'єднанні. Для з'єднання навантаженого осьовою силою F без попереднього затягування болтів, потрібний діаметр визначають за формулою:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (13.21)$$

Прикладом групового нарізного з'єднання з попереднім затягуванням болтів є кріплення накривок ємностей, що знаходяться під тиском рідини або газу (рис. 13.12). Результируюча сила F тиску рідини або газу на кришку є зовнішньою осьовою силою, яка рівномірно розподіляється на болти. Для одного болта зовнішня осьова сила

$$F_1 = F/z. \quad (13.22)$$

Потрібну силу попереднього затягування кожного болта вибирають за умови щільності з'єднання $F_0 = \kappa_z \cdot F_1$, де $\kappa_z = 1,2 \dots 5$ – коефіцієнт затягування болтів, який залежить від умови щільності і матеріалу прокладок.

Розрахункову силу болта з'єднання визначають за формулою:

$$F_{\text{вп}} = F_0 \cdot k_{cx} + F_1 \cdot \chi = (k_z \cdot k_{cx} + \chi) \cdot F_1, \quad (13.23)$$

де $\chi = 0,1 \dots 0,3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткостей болта і деталей з'єднання.

Потрібний внутрішній діаметр нарізи за умови міцності на розтяг визначають

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{\text{вп}}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (13.24)$$

Згідно із значенням d_1 вибирають стандартні розміри нарізи болта.

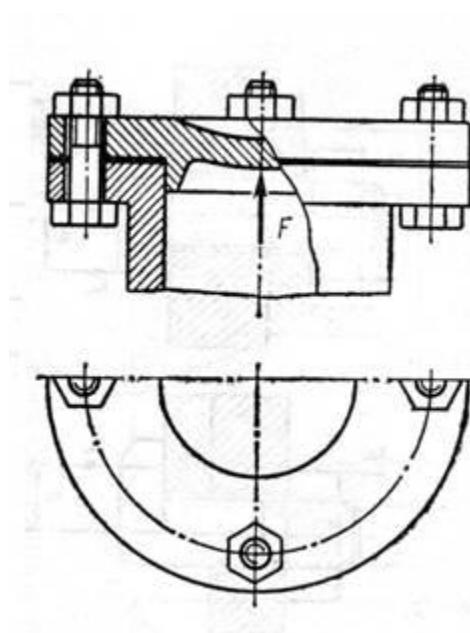


Рис. 13.12. Схема групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження

Розрахунок групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження

Групові нарізні з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження можуть бути такими, що сили діють у площині стику або мати довільне навантаження.

На рис. 13.13 показано групове нарізне з'єднання з довільним навантаженням. У такому з'єднанні всі зовнішні сили потрібно звести до центра ваги стику деталей (точка A). Як результат матимемо навантаження з'єднання осьовими силами та силами, що лежать у площині стику деталей.

Розглянемо варіант групового нарізного з'єднання опори, наприклад, вальниці з основою, навантаженого силою F під кутом α . Силу F розкладемо на дві взаємоперпендикулярні складові: $F_z = F \cdot \cos \alpha$; $F_\epsilon = F \cdot \sin \alpha$. Дію цих складових сил замінимо дією таких самих сил, але прикладених у центрі A стику. Тоді маємо, що сила F_ϵ діє на осі болтів – відриває опору, сила F_z діє у стику – зсуває опору і момент пари сил $F_z \cdot h$ – перекидає опору.

Визначимо сили F_1 , F_2 і F_3 , що сприймаються одним болтом з'єднання (у цьому з'єднанні 2 болти) у такому вигляді: від дії сили F_ϵ : $F_1 = F_\epsilon / 2$; від дії сили F_z : $F_2 = F_z / (2f)$; від дії моменту пари сил $F_z \cdot h$: $F_3 = F_z \cdot h / l$.

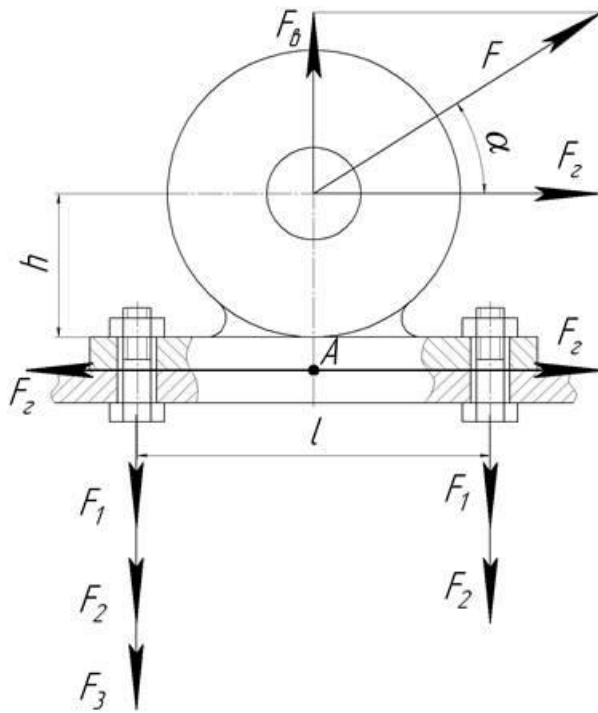


Рис. 13.13. Схема групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження

Найбільш навантажений болт у з'єднанні є той, що розміщений ліворуч від центра ваги стику. Тому сила найбільш навантаженого болта з'єднання $F_{\max} = F_1 + F_2 + F_3$. Сила $F_{\max}$ є розрахунковою силою для групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження.



Запитання для самоконтролю

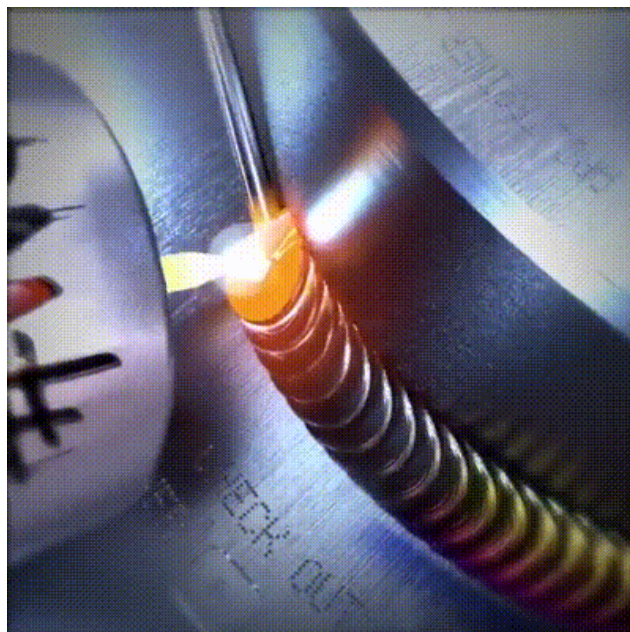
1. Які з'єднання називають нарізними?
2. Які нарізи називають правими, а які лівими?
3. Які є нарізи залежно від профілю?
4. На які види поділяють нарізи за призначенням?

5. Назвіть основні параметри циліндричної нарізі.
6. Наведіть класифікацію нарізних з'єднань.
7. Що відносять до деталей нарізних з'єднань?
8. Які заходи використовують для підвищення витривалості гвинтів?
9. З яких моментів складається момент сил тертя?
10. Що називають приведеним кутом тертя?
11. Як виконують розрахунок ненапруженого нарізного з'єднання?
12. За якою умовою виконують розрахунок напруженого нарізного з'єднання?
13. В чому полягає суть розрахунку нарізного з'єднання чистовим болтом?
14. Як визначають осьову силу затягування болта для клемового з'єднання?
15. Як розраховують нарізне з'єднання з ексцентричним навантаженням?
16. Як виконують розрахунок групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження?
17. В чому полягає суть розрахунку групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження?

Тема 3.14. Нероз'ємні з'єднання

План

1. Нероз'ємні з'єднання, їх класифікація, застосування
2. Зварні з'єднання. Основні види зварних з'єднань і типи швів.
Розрахунок на міцність зварних швів
3. Заклепкові з'єднання. Сфера застосування. Основи розрахунку.
Матеріали заклепок
4. Клейові з'єднання. Переваги, недоліки, застосування. Розрахунок
клейових з'єднань



1. Нероз'ємні з'єднання, їх класифікація, застосування

Нероз'ємними називають з'єднання, які не дають можливості розібрати конструкцію без руйнування з'єднуваних деталей. Нероз'ємні з'єднання, як правило, встановлюють там, де розчленування конструкції диктує технологія – можливість, зручність чи економічність виготовлення. Такі з'єднання розміщують у місцях, що називають **технологічними розрізами**. Застосування технологічних розрізів не підвищує ваги цієї конструкції порівняно із вагою нерозрізної конструкції чи збільшує її незначно.

Нероз'ємні з'єднання можна здійснювати такими методами:

- механічними засобами – **заклепуванням, вальцюванням, посадкою з натягом**;
- силами фізико-хімічного зчеплення – **зварювання, паяння, склеювання**.

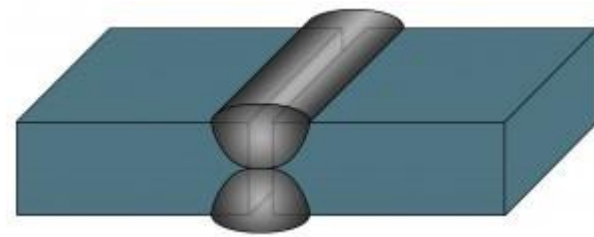
2. Зварні з'єднання. Основні види зварних з'єднань і типи швів. Розрахунок на міцність зварних швів



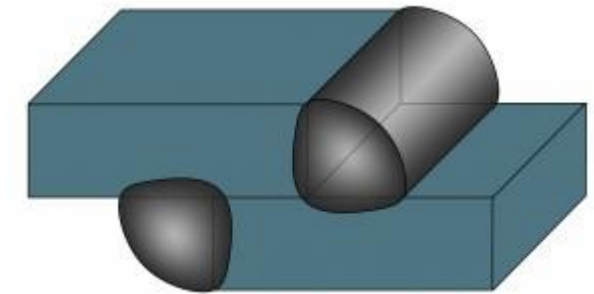
*З'єднання деталей за допомогою зварювання – місцевого нагрівання стику деталей до розплавленого стану називають **зварними**.* Утворення таких з'єднань базується на використанні сил молекулярного зчеплення.

Класифікація зварних з'єднань така:

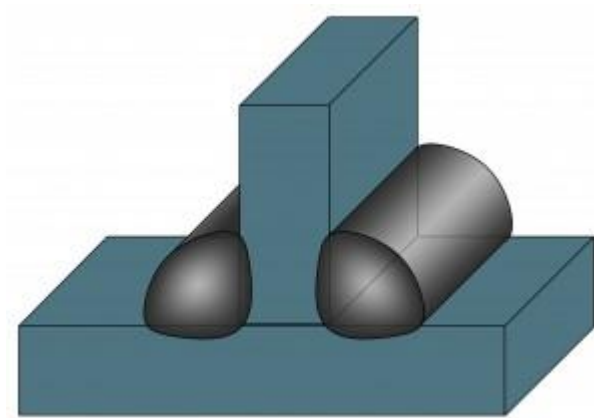
- залежно від взаємного розміщення деталей:
стикові (рис. 14.1a);



напусткові (рис. 14.1б);



таврові (рис. 14.1в);



кутові (рис. 14.1г);

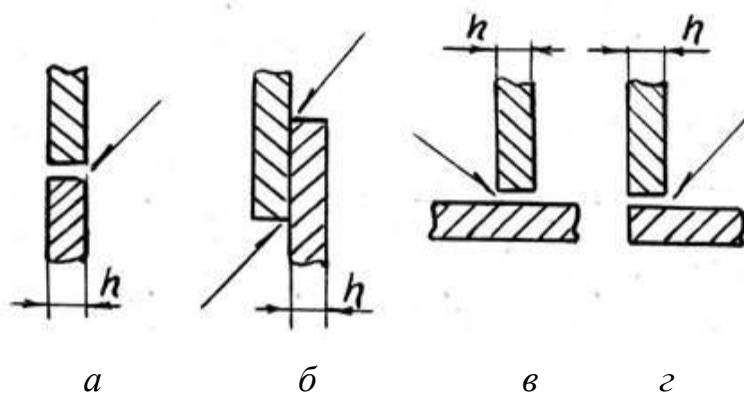
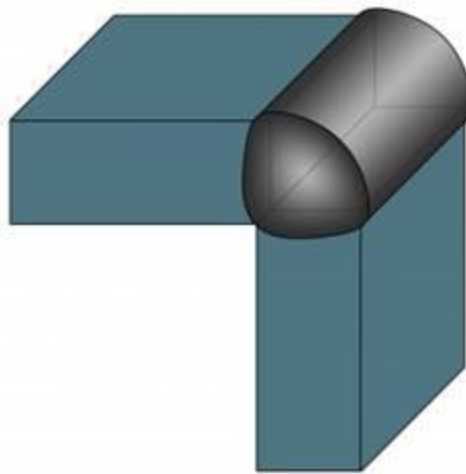


Рис. 14.1. Схеми зварних з'єднань за розміщенням деталей

- за розміщенням зварних швів щодо лінії дії сили: **лобові** (рис. 14.2а); **флангові** (рис. 14.2б); **комбіновані** (рис. 14.2в);

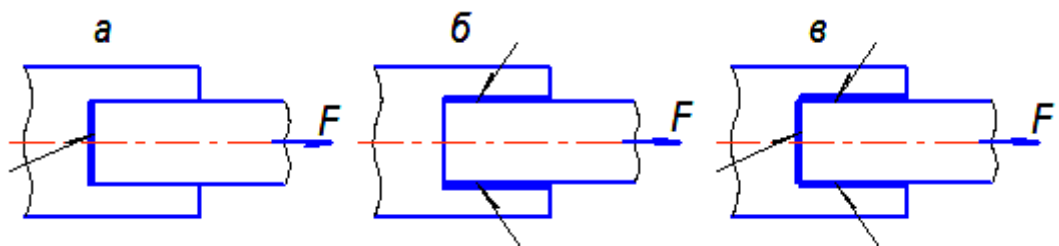


Рис. 14.2. Схеми зварних з'єднань за розміщенням зварних швів

- за формою поперечного перетину валикових швів: **нормальний** (рис. 14.3а); **підсилений** (рис. 14.3б); **послаблений** (рис. 14.3в).

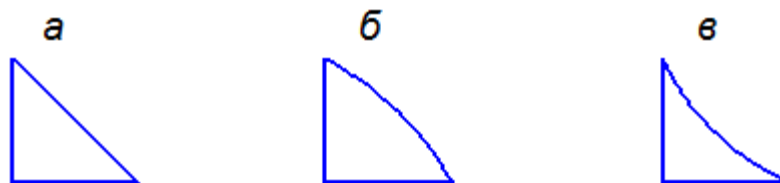


Рис. 14.3. Форми поперечного перетину валикових швів
 Стикові зварні з'єднання є найраціональнішими.



Вони є з прямими і косими швами. Поблизу стику деталі повинні мати рівну товщину h для забезпечення однакового нагріву. Залежно від товщини h зварювані деталі виготовляють із підготовленими крайками, форми деяких показано на рис. 14.4. На креслениках стикові зварні з'єднання позначають, наприклад, «С11», де С – стиковий шов; 11 – форма розробки крайок.

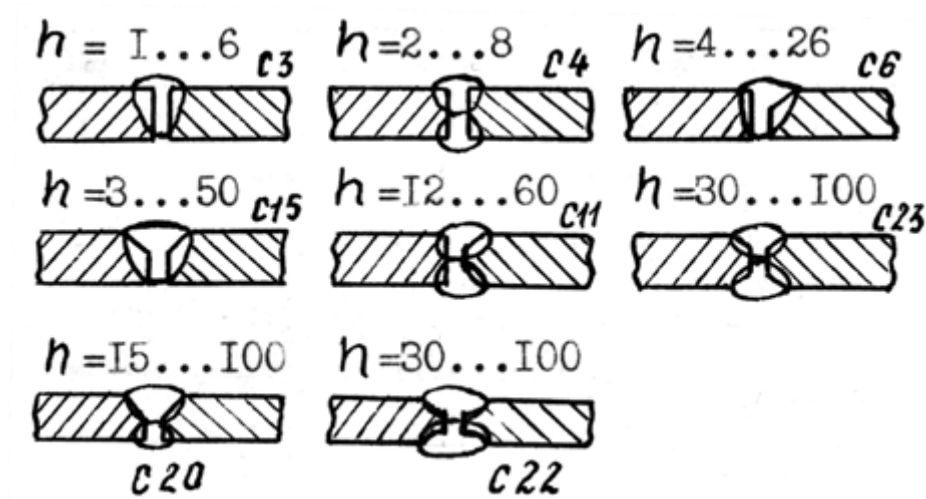


Рис. 14.4. Приклади деяких форм розробки крайок

Напусткові зварні з'єднання виконують за допомогою валикових швів: лобових, флангових або комбінованих з формою поперечного перетину – нормальних, підсилених або послаблених.



Довжину лобових швів у напусткових з'єднаннях не обмежують, а довжина флангових має бути меншою ^{50к}, оскільки зі збільшенням довжини підвищується нерівномірність розподілення напружень у шві.

Таврові зварні з'єднання (рис. 14.5) використовують у разі розміщення деталей у взаємно перпендикулярних площинах.



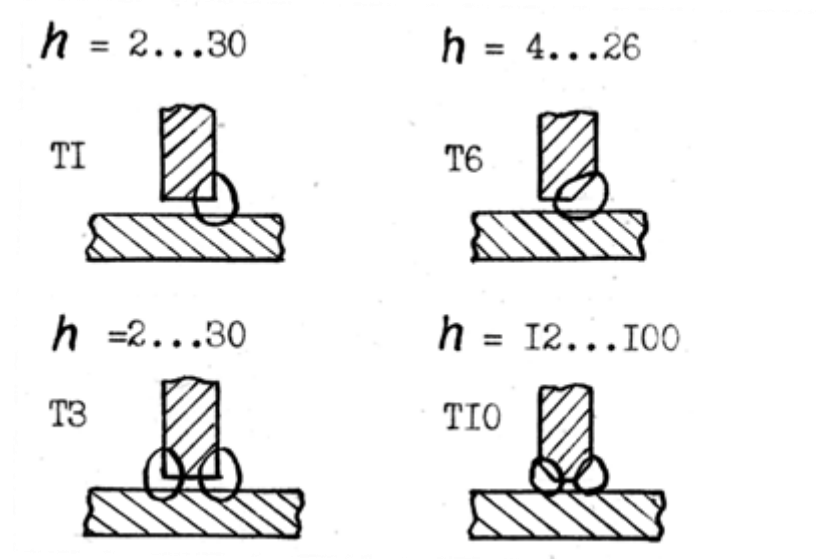


Рис. 14.5. Приклади деяких форм розробки крайок таврових з'єднань

На креслениках таврові зварні з'єднання позначають, наприклад, «T10», де *T* – тавровий шов; 10 – форма розробки крайок.

Кутові зварні з'єднання (рис. 14.6) здійснюють без попередньої підготовки крайок і з підготовкою крайок. Їх використовують переважно для забезпечення щільності.



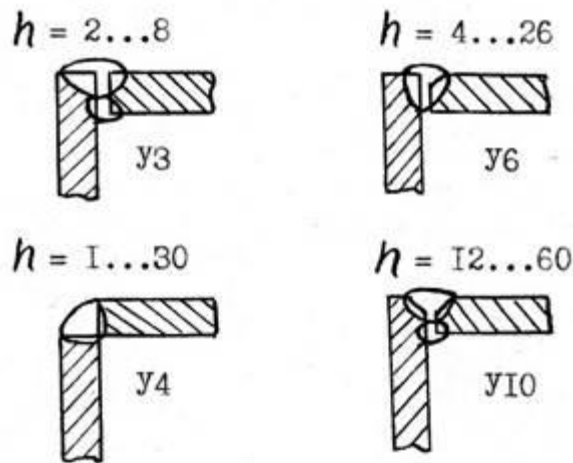


Рис. 14 6. Приклади деяких форм розробки крайок кутових з'єднань

На креслениках кутові зварні з'єднання позначають, наприклад, «У6», де У – кутовий (угловой) шов; 6 – форма розробки крайок.

Сфера застосування

Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань. Вони не вимагають додаткових деталей. Міцність з'єднання залежить від **однорідності** та **безперервності** матеріалу зварного шва і навколишньої його зони.

У сучасному машинобудуванні використовують різні способи зварювання. Переважне використання знаходять: **ручне** та **автоматичне дугове** зварювання металевим електродом, **електрошлакове**, контактне – стикове, шовне та точкове. Кожний із них має свої конкретні галузі застосування.

Ручне дугове зварювання використовують переважно для з'єднань із короткими або складними конфігураціями, а також в індивідуальному та мало серійному виробництві.



Автоматичне дугове зварювання доцільно використовувати для неперервних прямолінійних та кільцевих швів значної довжини, особливо в великосерійному виробництві.

Електрошлакове зварювання металевим електродом відрізняється від дугового тим, що нагрівання здійснюють теплом, що виділяється під час проходження струму через шлакову ванну. Цей спосіб дуже продуктивний, ним зварюють сталеві та чавунні вироби завтовшки до одного метра.

Контактне зварювання ґрунтується на нагріванні стику деталей теплотою, яка виділяється під час проходження електричного струму. Цим зварюванням з'єднують деталі, виготовлені із тонколистових елементів.

Розрахунки на міцність

Під час проектування зварних з'єднань основною умовою є забезпечення рівномірності їх і з'єднуваних елементів деталей. Згідно з цією умовою залежно від розмірів та взаємного розміщення деталей установлюють і визначають розміри зварних швів. У багатьох випадках, коли розміри зварних швів визначають за формою деталей, то розрахунки виконують як перевірні.

Розрахунок стикових зварних з'єднань

Стикові зварні з'єднання, показані на рис. 14.7, працюють **на деформацію розтягування**. Для таких з'єднань із прямим і косим швами умова міцності для перевірного розрахунку має вигляд:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{h \cdot l} \leq [\sigma]_p \quad (14.1)$$

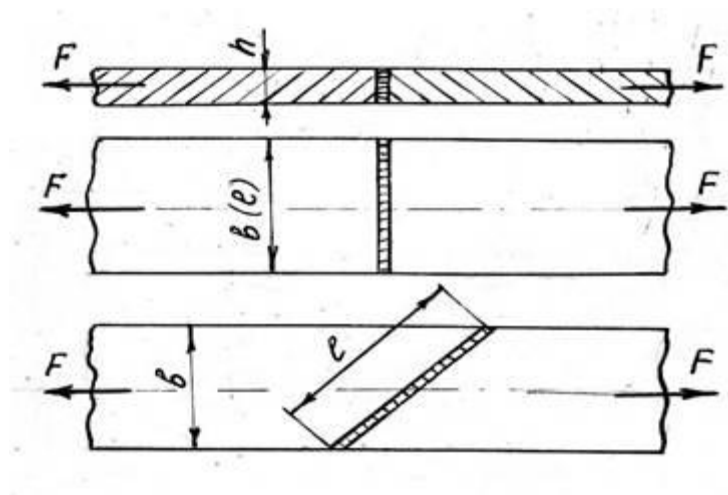


Рис. 14.7. Розрахункова схема стикового з'єднання

Під час **проектного розрахунку** визначають довжину l зварного шва

$$l = \frac{F}{h \cdot [\sigma]_p} \quad (14.2)$$

Розрахунок напусткових зварних з'єднань

Напусткове зварне з'єднання, показане на рис. 14.8, працює **на деформацію зрізу** за найменшим перерізом, який знаходиться у бісектрисній площині прямого кута в поперечному перерізі валикового шва. Для такого з'єднання умова міцності для перевірного розрахунку має вигляд:

$$\tau_{zp} = \frac{F}{A_{zp}} = \frac{F}{0,7 \cdot h \cdot l} \leq [\tau]_{zp} \quad (14.3)$$

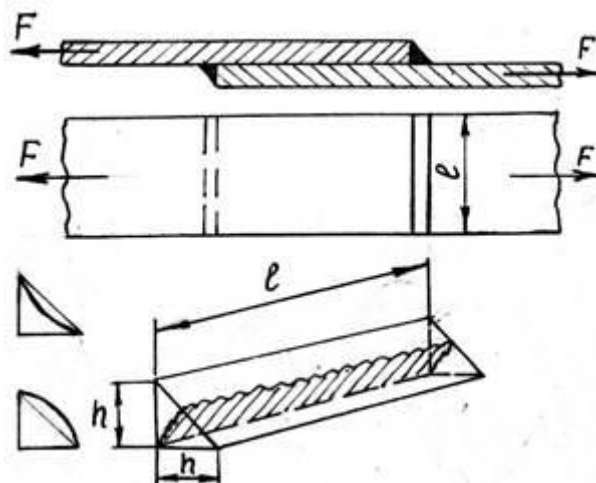


Рис. 14.8. Розрахункова схема напусткового з'єднання

Під час **проектного розрахунку** визначають довжину l зварного шва

$$l = \frac{F}{0,7 \cdot h \cdot [\tau]_{зр}} \quad (14.4)$$

Допустимі напруження для зварних з'єднань $[\sigma]_з$ і $[\tau]_{зр}$ визначають у частках від допустимого напруження розтягування $[\sigma]_{р0}$ для основного матеріалу згідно з рекомендаціями наведеними у довідниках.

У навчальній і довідковій літературі з деталей машин наведено багато інших схем зварних з'єднань і їх розрахунків.

3. Заклепкові з'єднання. Сфера застосування. Основи розрахунку. Матеріали заклепок



Заклепкові з'єднання це такі, які утворюють за допомогою спеціальної деталі – заклепки, яку встановлюють в отвори з'єднуваних деталей. Отвори в деталях під заклепки виконують свердлінням або продавлюванням. Клепання виконують ручним або машинним способом, у холодному або гарячому стані.

Заклепка має, як правило, циліндричний стрижень і закладну головку на одному кінці. Стрижень у заклепок може бути

суцільним (рис. 14.1),



напівсуцільним (рис. 14.2)



і трубчастим (рис. 14.3).



Форми головок – півкруглі,



конусні,



циліндричні



та комбіновані.

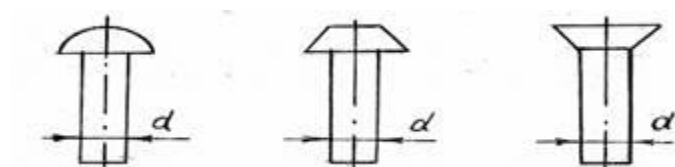


Рис. 14.1



Рис. 14.2

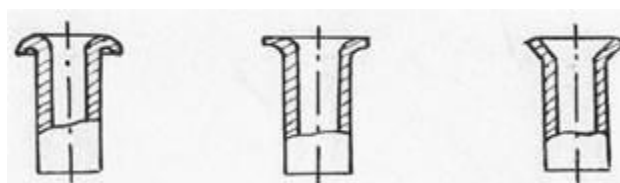


Рис. 14.3. Конструкції заклепок

Форма та розміри основних видів заклепок стандартизовані.

Матеріал заклепок має бути достатньо пластичним, щоб забезпечити формування замикаючих головок. Заклепки бувають **сталеві**, **алюмінієві**, **латунні**, **мідні** та інші. Група заклепок утворює заклепковий шов.

Класифікація заклепкових з'єднань така:

- залежно від взаємного розміщення деталей: **стикові** – з однією накладкою (рис. 14.4) і з двома накладками (рис. 14.5); **напусткові** (рис. 14.6);

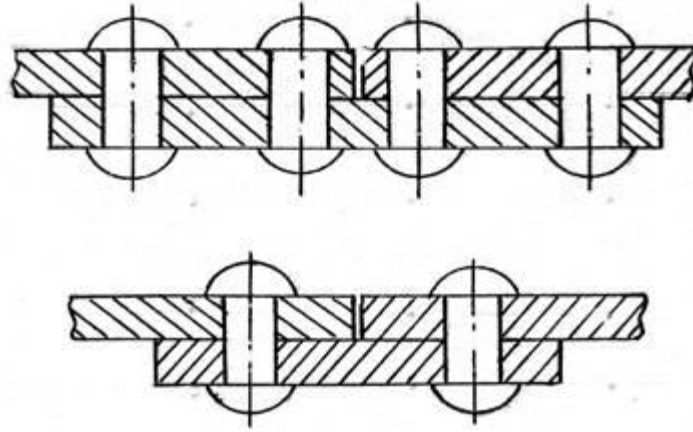


Рис. 14.4. Схеми стикових заклепкових з'єднань

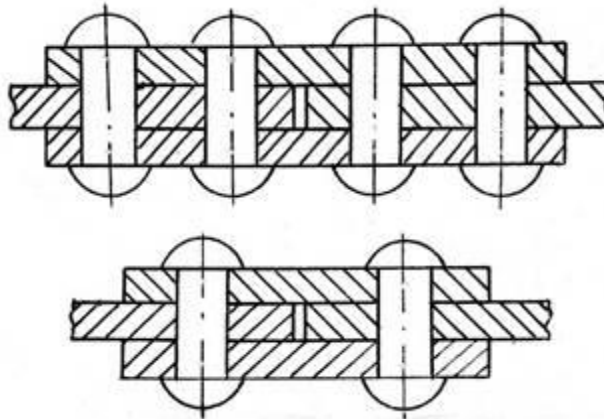


Рис. 14.5. Схеми стикових заклепкових з'єднань

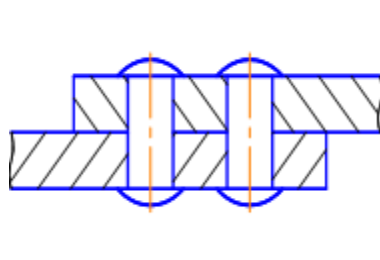


Рис. 14.6. Схеми напусткових заклепкових з'єднань

- за розміщенням заклепкових швів щодо лінії дії сили: **лобові** (рис. 14.7а); **флангові** (рис. 14.7б); **комбіновані** або з **шаховим розміщенням** (рис. 14.7в);

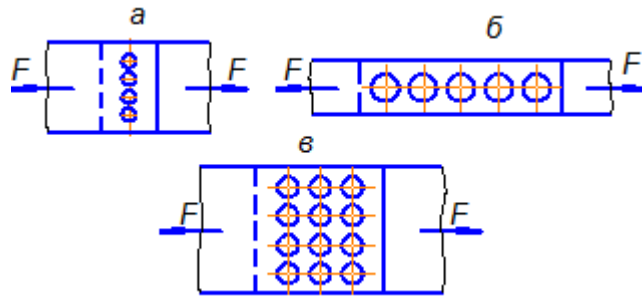


Рис. 14.7. Схеми розміщення заклепкових швів

- за призначенням заклепкові шви поділяють на **міцні**, **щільноміцні** та **щільні**.

Сфера застосування

Заклепкові з'єднання застосовують у конструкціях, що не допускають зварювання через небезпеку викривлення деталей або відпускання загартованих деталей, яке може відбутися під час нагрівання, а також у конструкціях, частини яких виготовляють з матеріалів, що не можуть зварюватися. Використовують заклепкові з'єднання головним чином у різних металевих конструкціях, що сприймають інтенсивні вібраційні або ударні навантаження.

Заклепкові з'єднання досить трудомісткі, вимагають великих витрат матеріалу, мають малу продуктивність під час виготовлення та високу вартість.

Розрахунки на міцність

Основні розміри заклепкового з'єднання (рис. 14.8) вибирають із довідників: діаметр заклепок $d \approx 2h$ за $h \leq 5\text{ мм}$, $d \approx (1,1 \dots 1,6)h$ за $h = (6 \dots 20)\text{ мм}$; крок заклепок $p = (3 \dots 4)d$; відстань між рядами $m = (2,5 \dots 3)d$, а відстані заклепок до краю $a = (1,5 \dots 2)d$ і $b \approx 2d$.

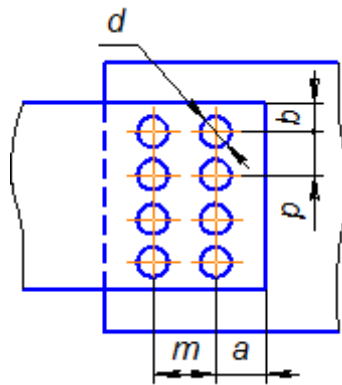


Рис. 14.8. Розміри заклепкового з'єднання

Оскільки основні розміри заклепкового з'єднання можуть бути вибрані попередньо, то розрахунок на міцність виконується як перевірний або як результат проектного розрахунку визначають потрібне число заклепок z .

Під час розрахунку заклепкових з'єднань, у яких лінія дії навантаження проходить через центр ваги вважають, що все зовнішнє навантаження сприймається стрижнями заклепок і всі заклепки навантажуються рівномірно.

Розрахунок стикових заклепкових з'єднань

На рис. 14.9 показано розрахункову схему стикового заклепкового з'єднання з двома накладками. У такому з'єднанні заклепки працюють на деформації зрізу і зминання.

Перевірка міцності заклепок на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot i} \leq [\tau]_{зр} \quad (14.5)$$

Перевірка міцності заклепок на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{h_{\min} \cdot d \cdot z} \leq [\sigma]_{зм} \quad (14.6)$$

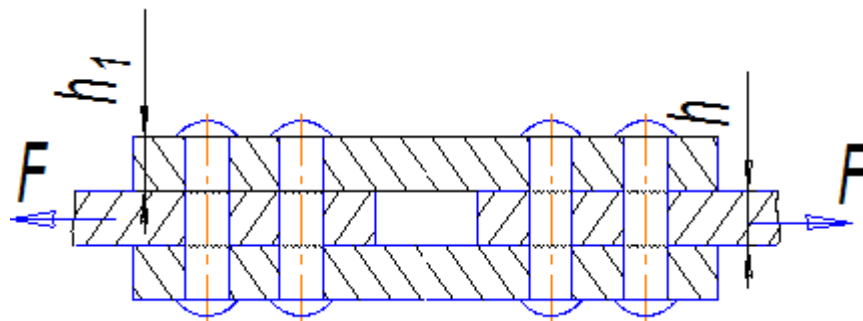


Рис. 14.9. Схема стикового заклепкового з'єднання з двома накладками

Під час проектного розрахунку із наведених умов міцності визначають число заклепок:

$$z_{\tau} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot [\tau]_{зр}} ; \quad z_{\sigma} = \frac{F}{h_{\min} \cdot d \cdot [\sigma]_{зм}} . \quad (14.7)$$

Остаточно із двох умов приймають число заклепок більше. Це число заклепок відносять до частини по один бік стику, таке саме число приймають і по другий бік стику.

За цих умов міцності: i – число перерізів заклепки; $h_{\min}$ – мінімальна товщина зминання; $[\tau]_{зр}$ і $[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження заклепок, відповідно на зріз і зминання, які залежать від їх матеріалів, способу виконання отворів у деталях, характеру навантаження – вибирають із довідкової літератури.

Розрахунок напусткових заклепкових з'єднань

На рис. 14.10 показано розрахункову схему напусткового заклепкового з'єднання. У такому з'єднанні заклепки працюють на деформації зрізу і зминання.

Перевірка міцності заклепок **на зріз**:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau]_{зр} . \quad (14.8)$$

Перевірка міцності заклепок **на зминання**:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{h_{\min} \cdot d \cdot z} \leq [\sigma]_{зм} . \quad (14.9)$$

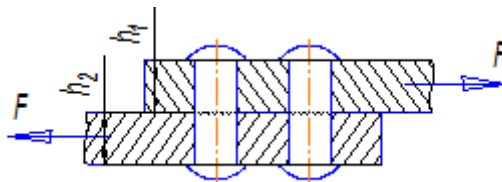


Рис. 14.10. Схема напусткового заклепкового з'єднання

Під час проектного розрахунку із наведених умов міцності визначають число заклепок:

$$z_{\tau} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot [\tau]_{зр}} ; \quad z_{\sigma} = \frac{F}{h_{\min} \cdot d \cdot [\sigma]_{зм}} . \quad (14.10)$$

Остаточно із двох умов приймають число заклепок більше.

За цих умов міцності: $h_{\min}$ – мінімальна товщина зминання; $[\tau]_{зр}$ і $[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження заклепок, відповідно на зріз і зминання, які залежать від їх матеріалів, способу виконання отворів у деталях, характеру навантаження – вибирають із довідкової літератури.

4. Клейові з'єднання. Переваги, недоліки, застосування. Розрахунок клейових з'єднань



У машинобудуванні дедалі частіше застосовують **з'єднання металевих і неметалевих деталей різними клеями**, виготовленими на основі синтетичних смол.

Клейові з'єднання мають такі переваги: *можливість з'єднання деталей малої товщини і з різнорідних матеріалів, забезпечення герметичності і стійкості проти корозії*. До недоліків клейових з'єднань належать: *порівняно низька теплостійкість, зниження міцності деяких синтетичних матеріалів з часом, а також залежність міцності з'єднання від якості підготовки поверхні і режиму склеювання*.

Клеї готують у вигляді спеціальних розчинів фенолформальдегідних, кремнійорганічних, епоксидних та інших синтетичних смол і сполук. Границя міцності клейового шва для випадків зсуву або відриву коливається від 10 до 60 МПа і залежить від конструкції з'єднання, марки клею і температури, за якої працює шов. Під час склеювання неметалевих матеріалів зазвичай досягають однакової міцності з'єднаних деталей і клейового шва. Але під час склеювання металів клейовий шов завжди значно менш міцний, ніж метал. Найміцнішими є такі з'єднання, які працюють тільки на відрив або тільки на зсув. За конструкцією клейові з'єднання схожі на зварні (рис. 14.11).

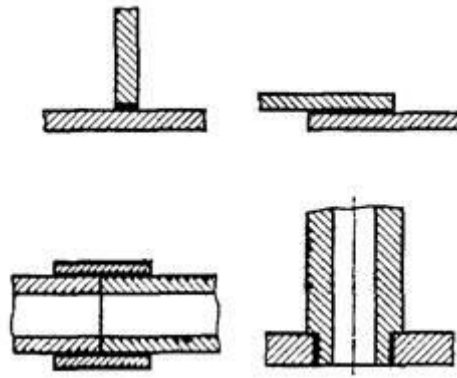


Рис. 14.11

Для клейових з'єднань деталей рекомендують:

- **епоксидний клей**, що являє собою в'язку масу, до якої під час склеювання додають спеціальний порошок – наповнювач (фарфорове борошно або цемент). Клей з наповнювачем застосовують для склеювання легких металів, текстоліту з чавуном або сталями, а без наповнювача – для склеювання силікатного скла, фарфору або кераміки з металами або одного з одним. Пошириніший епоксидний клей марок АМ-1 й ЗД-6;

- **клей універсальний БФ** (фенолополівінілацетальний), який випускають готовим до використання і застосовують для склеювання алюмінієвих і мідних сплавів, сталі, пластмас та інших неметалевих матеріалів у будь-якому їх поєднанні. Клей БФ створює захисний антикорозійний шар.

Поверхні склеюваних деталей мають бути старанно оброблені, припасовані одна до одної, очищені від жиру і бруду. Щоб поліпшити склеювання, поверхні зачищають наждачною шкуркою, обдувають піском або застосовують інші способи.



Запитання для самоконтролю

1. Які з'єднання називають нероз'ємними?
2. Прокласифікуйте нероз'ємні з'єднання.
3. Які з'єднання називають зварними?

4. Як класифікують зварні з'єднання залежно від взаємного розміщення деталей?
5. Як класифікують зварні з'єднання за розміщенням зварних швів щодо лінії дії сили?
6. Які є способи зварювання? Охарактеризуйте їх.
7. За якими напругами виконують розрахунок стикових і напусткових зварних з'єднань?
8. Які з'єднання називають заклепковими?
9. Прокласифікуйте заклепкові з'єднання.
10. За якими напругами виконують розрахунок стикових і напусткових заклепкових з'єднань?
11. Укажіть сферу застосування клейових з'єднань.

Технічна механіка [Текст]: конспект лекцій для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр спеціальності 208 «Агроінженерія» галузь знань 20 «Аграрні науки і продовольство» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» галузь знань 27 «Транспорт» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» галузь знань 13 «Механічна інженерія» денної форми навчання/уклад. Я.В. Оласюк – Любешів: ВСП «Любешівський ТФК Луцького НТУ», 2022. – 227 с.

Комп'ютерний набір і верстка : Я.В. Оласюк

Редактор: Я.В. Оласюк

Підп. до друку _____ 2022 р. Формат А5.

Папір офіс. Гарн. Таймс. Умов. друк. арк. _____

Обл. вид. арк. _____ Тираж 15 прим.