

29.3.2018

В.М. Доценко, Ю.В. Ковеза

«ХАІ»,
КАФ. 202

ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ



Конспект лекцій

УДК 621.81.001.66(075.8)

Д71

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. М. Л. Рябчиков,
канд. техн. наук, доц. О. В. Устиненко

Доценко, В. М.

Д71 Деталі машин і основи конструювання [Текст] : навч. посіб. /
В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т
ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2018. – 212 с.

ISBN 978-966-662-585-7

В стислій формі викладено класичний курс «Деталі машин і основи конструювання» відповідно до навчальної програми "Авіація і космонавтика". Особлива увага приділяється спеціальним вимогам до деталей літальних апаратів – вимогам мінімальної маси і габаритних розмірів, високої надійності, довговічності, питомої міцності, працездатності – у різних, у тому числі – в екстремальних умовах.

Для студентів машинобудівних вузів.

Іл. 254. Табл. 6. Бібліогр.: 15 назв

УДК 621.81.001.66(075.8)

© Доценко В. М., Ковеза Ю. В., 2018

© Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут», 2018

ISBN 978-966-662-585-7

ВСТУП

Рівень розвитку авіаційної і космічної техніки значною мірою характеризує стан економіки і обороноздатності країни. У створенні сучасних літальних апаратів (літаків, вертольотів і космічних систем різного призначення) вирішальна роль належить інженерам-конструкторам, для підготовки яких важливим є курс "Деталі машин і основи конструювання". Вивчення цього курсу, а також виконання курсового проекту з цієї дисципліни завершують загальноінженерну підготовку студентів. Надалі вони починають вивчати спеціальні дисципліни.

Визначимо основні поняття курсу "Деталі машин і основи конструювання". Під конструюванням розумітимемо процес створення образу виробу, тобто визначення конфігурації, розмірів і взаємного розташування деталей, а також порядку їх взаємодії. Образ створюваного внаслідок цього матеріального об'єкта має бути втілений у кресленнях і описах, доступних для розуміння кваліфікованому фахівцеві.

Розрізнятимемо конструювання якісне і кількісне. Перше – це визначення взаємного розташування деталей і вузлів і порядку їх взаємодії у процесі роботи машини, друге – встановлення геометричних розмірів елементів і знаходження інтегральних характеристик машини при розрахункових її параметрах.

Підкреслимо, що йдеться про створення ОБРАЗУ об'єкта, а не самого ОБ'ЄКТА. У виробничих умовах після закінчення етапу конструювання йдуть наступні етапи, які приводять до створення серійного зразка виробу і, зрештою, до випуску і продажу продукції. Таким чином, конструювання – тільки частина процесу створення об'єкта, і, як правило, не найдовша, не найдорожча, але найвідповідальніша, оскільки за помилки конструкторів доведеться розплачуватися і в прямому, і у переносному розумінні. Конструктор повинен завжди пам'ятати, що він ризикує не своїм життям, тому він зобов'язаний бути уважним і обережним.

Ще декілька основних визначень.

Машина – це технічна система, яка здійснює корисну роботу і характеризується головним чином потоком енергії і перетворенням енергії. Саме енергії, в цьому істотна відмінність машини від приладу (там потік і обмін інформації) або

апарата (потік і перетворення речовин). Машини, як правило, служать джерелом механічної енергії, яка отримується з будь-якої іншої: електричної, хімічної, потенційної та ін.

Механізм – це внутрішній устрій машини, що приводить її у дію. Тобто механізм – це сукупність елементів, впорядкований набір деталей, машина без джерела і перетворювача енергії. Як у казках: доки ви не окропили багатиря живою водою енергії, перед вами цілком досконалий, але механізм.

Механізм, у свою чергу, складається з блоків, блоки – з вузлів, вузли – з деталей. У нашому курсі ми дуже детально вивчаємо дві останні складові, тобто будемо займатися питаннями раціонального конструювання деталей і вузлів, які потім вбудовуються в різні машини.

Деталь – це виріб, отриманий без виконання складальних операцій, наприклад, вал, зубчасте колесо, болт (рис. В.1).



Рис. В.1

Вузол (складальна одиниця) – це сукупність спільно працюючих деталей, сполучених при складанні й об'єднаних одним призначенням, наприклад, редуктор, муфта, підшипник та ін. (рис. В.2).

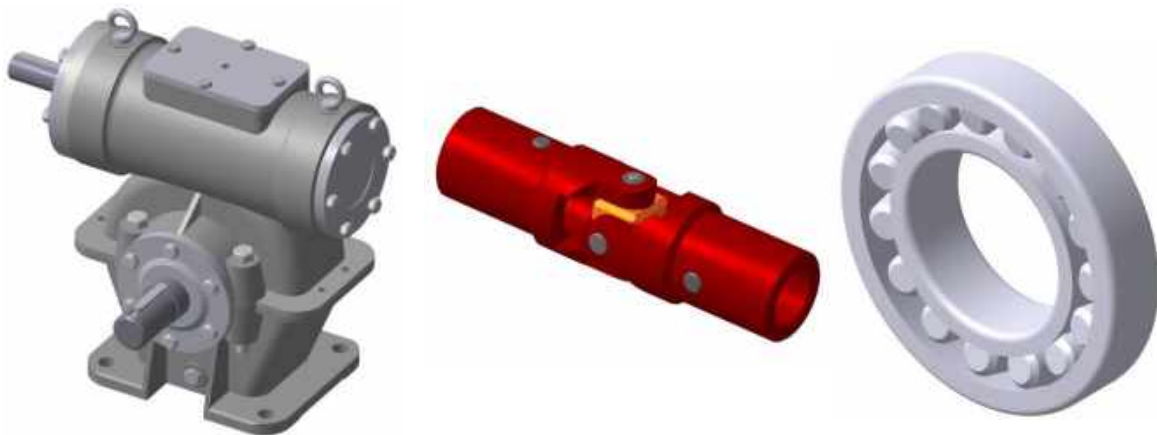


Рис. В.2

Розрізняють деталі машин і механізмів загального і спеціального призначення. Деталі літальних апаратів (ЛА) загального призначення зустрічаються в усіх літальних апаратах і виконують практично однакові функції. До цих деталей відносяться зубчасті колеса, вали, болти та деякі інші. Окрім деталей, в різних машинах і механізмах є також з'єднання і вузли загального призначення, наприклад, різьбові, зварні з'єднання, зубчасті та інші передачі, підшипники, муфти.

Деталі машин і механізмів загального призначення використовуються в досить великих кількостях, наприклад, мільйони зубчастих коліс, мільярди підшипників кочення та ін. Тому будь-яке удосконалення методів проектування цих деталей дозволяє отримати великий економічний ефект.

Деталі машин і механізмів спеціального призначення характерні тільки для одного або декількох типів машин. Наприклад, це – повітряні гвинти, лопатки турбін та ін., які вивчаються в спеціальних курсах: "Конструкція літаків", "Конструкція авіадвигунів" та ін.

У будь-якому літальному апараті більшість деталей, з'єднань і вузлів мають загальне призначення, що робить доцільним їх вивчення в цьому курсі.

Курс "Деталі машин і основи конструювання" присвячений теорії, розрахунку і конструюванню деталей, їх з'єднань і вузлів загального призначення. Він є сполучною ланкою між загальнотехнічними та спеціальними дисциплінами. Вивчення цього курсу базується на знаннях, отриманих студентами при вивченні математики, механіки, опору матеріалів, ТММ, матеріалознавства та ін.

У названих дисциплінах використовуються методи формальної логіки. У той же час курс "Деталі машин і основи конструювання" розвиває інженерні методи, у тому числі вміння синтезувати попередній досвід, на його основі знаходити і пропонувати нові ідеї, моделювати із застосуванням аналогів.

Перехід від формальної логіки теоретичних дисциплін до евристичної діяльності інженера є частиною того важкого якісного стрибка, який необхідно вчинити студентів при вивченні курсу.

Найважче даються переходи від однозначності рішення до багатоваріантності та від віри у правильність розрахунку до переважного використання емпіричних знань на всіх стадіях конструювання. Обидві ці труднощі у результаті приводять ще до однієї особливості нашого курсу, що помітно відрізняє його від вивчених вами раніше дисциплін – щонайширшому використанню різноманітної довідкової літератури, в якій систематизований багаторічний досвід інженерної діяльності.

Якщо в математиці не буває правил без винятків, то в спеціальних науках, завдяки наближеності їх до реального світу, навіть закони мають межі застосування. Інженеру часто доводиться приймати конструктивні рішення, спираючись не на дані розрахунків, а на дані попередніх досліджень і досвід експлуатації. У техніці розрахунковий шлях далеко не єдиний і зовсім не головний. Є дані, що в звичайних конструкціях розрахункових деталей – до 20 %, а усе інше визначається табличним, дослідно-інтуїтивним методом, або з використанням наявного досвіду.

Про табличний метод ми вже дещо розповіли – це довідники, альбоми конструкцій і тому подібне, у тому числі стандарти, які теж включають багаторазово апробовані рішення. Спосіб з використанням накопиченого досвіду має на увазі проведення серії експериментів і на їх основі ухвалення рішення про придатність або ні конструктивного рішення. Цей спосіб неминучий в процесі створення зразка, оскільки жоден виріб не потрапляє до споживача без попередніх випробувань на заводі та частково – в експлуатації. Нарешті, дослідно-інтуїтивний спосіб. Точніше було б сказати: інтуїтивно-дослідний, оскільки спочатку інтуїція видає рішення, а потім конструктор зобов'язаний його перевірити на практиці, яка, як відомо, єдиний критерій істини.

Завдання курсу. В результаті засвоєння курсу "Конструювання машин і механізмів" студент повинен **знати** класифікацію, призначення, конструкцію, області використання, розрахунки на міцність і за іншими критеріями працездатності деталей і вузлів загального призначення з урахуванням особливостей їх використання у складі авіаційно-космічної техніки.

Студент повинен навчитися самостійно конструювати деталі та вузли середньої складності, для чого необхідно **уміти**:

- переходити від схем до конструкцій і навпаки;
- робити розрахунки деталей і вузлів машин;
- підбирати матеріали деталей і стандартні деталі та вузли з довідників;
- конструювати деталі та вузли з використанням принципів раціонального проектування;
- оформляти розрахункову і конструкторську документацію відповідно до діючих стандартів.

Студент повинен **мати уявлення**:

- про нові схеми і види механічних передач, підшипників та інше;
- про проведення експериментальних досліджень, вимір параметрів, які визначають властивості деталей і вузлів і їх робочі характеристики (жорсткість, діючі навантаження, деформації, частоту обертання та ін.) за допомогою сучасних приладів.

Зупинимося детальніше на принципах раціонального проектування, оскільки про них йтиметься в кожному розділі нашого курсу. Їх, звичайно, досить багато, але зведемо їх до десяти основних.

1. Вижати максимум – підпорядкуй конструювання збільшенню економічного ефекту, визначуваного в першу чергу корисною віддачею машини, її довговічністю і вартістю експлуатаційних витрат за увесь період використання машини.

2. Не шукай міцності в масі – забезпеч високу міцність деталей і машини в цілому наданням деталям раціональних форм з найкращим використанням матеріалу, застосуванням матеріалів підвищеної міцності, введенням зміцнювальної обробки.

3. Пам'ятай про людей – забезпеч безпеку обслуговуючого персоналу; попереджай можливість нещасних випадків шляхом максимальної автоматизації

робочих операцій, впровадження блокування, застосування закритих механізмів і установа захисних обгороджувань. Полегшуй обслуговування машини і її утримання. Зосереджуй органи управління і контролю по можливості в одному місці, зручному для огляду і маніпулювання; зроби доступними і зручними для огляду вузли і механізми, що потребують періодичної перевірки.

4. Не ускладнюй – спрощуй конструкцію машин; уникай складних багатодетальних конструкцій; не застосовуй оригінальних деталей і вузлів там, де можна обійтися стандартними, нормальними, уніфікованими, запозиченими і покупними деталями і вузлами.

5. Економ на всьому, але не на головному – прагнучи, як загальне правило, до дешевизни виготовлення, не обмежуй витрати на виготовлення ключових деталей; виконуй такі деталі з якісних матеріалів, застосовуй для їх виготовлення технологічні процеси, що забезпечують найбільше підвищення надійності та терміну служби.

6. Не винаходь велосипед – ширше використовуй досвід виконаних конструкцій, досвід суміжних, а в потрібних випадках і віддалених за профілем галузей машинобудування.

7. Не клади усі яйця в один кошик – резервую або дублюй життєво важливі функції машини.

8. Роби красиво – надай машині прості, стрункі та гладкі зовнішні форми, дотримуйся вимог технічної естетики, покращуй зовнішню обробку машин. Пам'ятай, що негарний літак не полетить!

9. Не чекай милості від природи – припускай самий гірший, навіть фантастичний випадок при визначенні невідомих параметрів і навантажень, оскільки в реальності все буде ще гірше.

10. Memento more – не проектуй вічних деталей і вузлів, їх ресурс має бути близьким до ресурсу усієї машини; пам'ятай про тих, хто розбиратиме твій вузол після закінчення його ресурсу.

Проблематика і структура курсу. При проектуванні конструктор вирішує безліч проблем. Багато чого з цих проблем вивчається в нашому курсі. Як відомо, суть проблеми – у протиріччях. Рішення проблем – процес дослідження протиріч, це – діалектика.

Розглянемо проблематику нашого курсу на прикладі приводу гвинтів вертольоту МІ-1 (рис. В.3). Потужність P передається від двигуна за допомогою головного валу на головний редуктор, який знижує частоту обертання двигуна і передає обертовий момент T через вал гвинта на несучий гвинт, а через хвостовий вал – на хвостовий гвинт.

Двигуни і повітряні гвинти вивчають на спеціальних кафедрах, інші елементи приводу є предметом вивчення в нашому курсі.

Ось деякі протиріччя, які виникають при проектуванні приводу:

1. *Протиріччя між надійністю і масою приводу.* Збільшення перерізів деталей і товщини їх стінок в цілях підвищення надійності призводить до зростання маси літального апарату. У літаках першого покоління виготовляли деталі з вели-

ким запасом міцності, але внаслідок зайвої маси такі літаки не злітали.

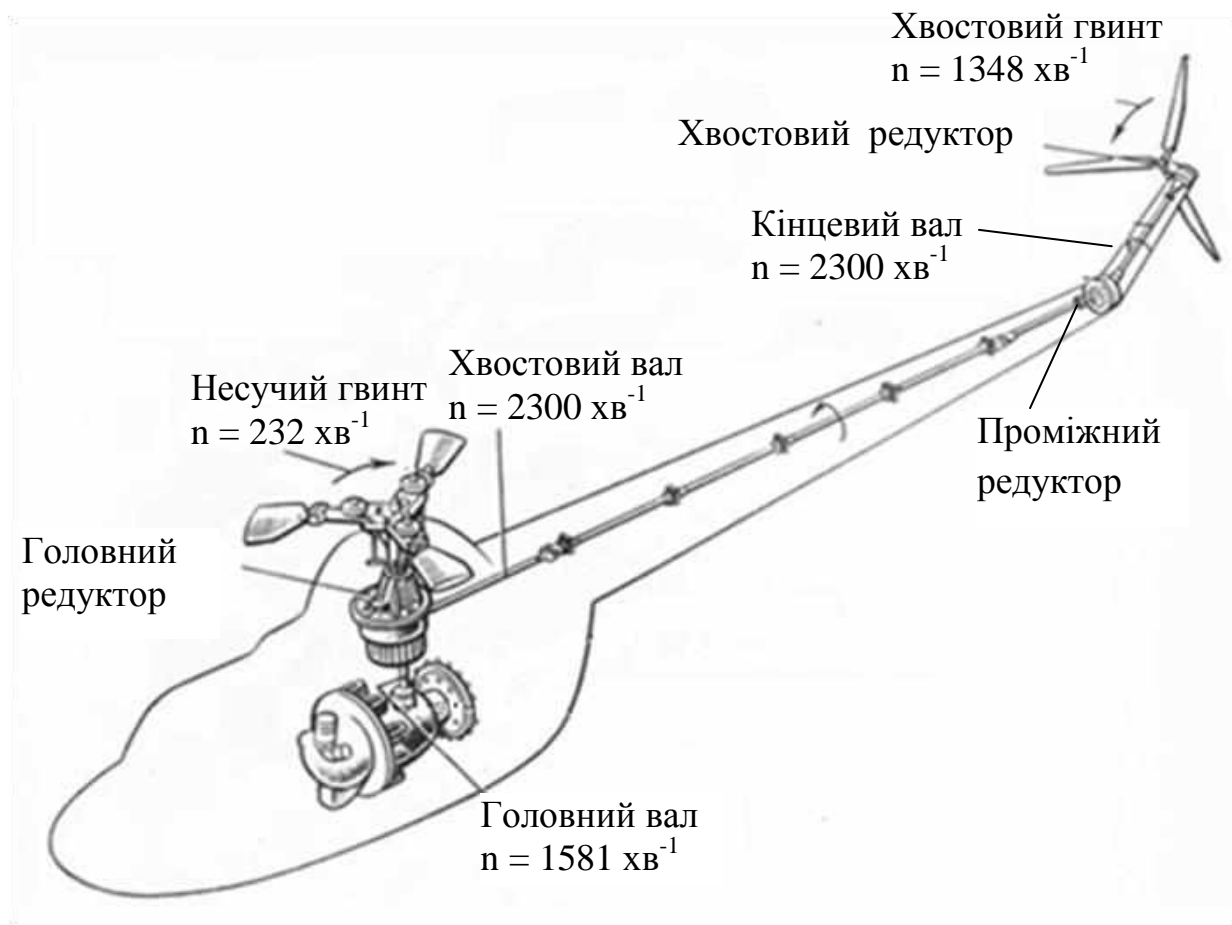


Рис. В.3

2. *Протиріччя між параметрами двигуна і редуктора.* Обертовий момент залежить від потужності та частоти обертання:

$$T = 9550 \frac{P}{n},$$

де P – потужність, кВт; n – частота обертання, хв⁻¹.

Чим більше частоти обертання двигуна, тим менше його габарити і маса, тому що діють менші момент і сили. Але при цьому збільшується передатне відношення від двигуна до гвинта і зростають складність і вага редуктора. Наприклад, у вертолітному редукторі Р-7 є кінцеве зубчасте колесо, діаметр якого досягає 1000 мм, а його маса становить 3000 кг.

3. *Протиріччя між конструкцією і технологічністю.* Чим складніше конструкція деталі (вузла), тим, як правило, гірше її технологічність.

4. *Протиріччя між надійністю деталі та її вартістю.* Вимога надійності забезпечується зростанням витрат на виготовлення деталі. Наприклад, при підвищенні надійності підшипників кочення їх вартість може збільшитися в сотні разів.

1. КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Працездатність деталей машин оцінюють за допомогою певних критеріїв. Найважливіші з них – міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість та ін.

Міцність – це здатність конструкції, її частин і деталей видержувати певне навантаження, не руйнуючись. Розрізняють міцність об'ємну і поверхневу (контактну). При недостатній об'ємній міцності руйнування відбувається по всьому перетину деталі (наприклад, втомна поломка вала або статична поломка зуба шестерні при перевантаженнях). Недотримання умов контактної міцності призводить до руйнування контактуючих поверхонь – наприклад, до втомного викришування доріжок кочення підшипників або поверхонь зубців. Розрахунки на міцність виконують: за напруженням, що допускається, за коефіцієнтами запасу міцності, за руйнівним навантаженням і за вірогідністю безвідмовної роботи.

На рис. 1.1 показана діаграма залежності напруження σ від відносної деформації ε . Діаграма має чотири характерні ділянки:

– ділянка пропорційності $0 - \sigma_n$. Найбільше напруження, до якого матеріал слідує закону Гука, називається межею пропорційності σ_n . Межа пропорційності залежить від умовно прийнятої міри наближення, з якою початкову ділянку діаграми можна розглядати як пряму. Пружні властивості матеріалу зберігаються до напруження, яке називається межею пружності $\sigma_{пр}$, тобто це найбільше напруження, до якої матеріал не отримує залишкових деформацій;

– ділянка плинності. Під границею плинності σ_T розуміються ті напруження, при яких відбувається зростання деформації без помітного збільшення навантаження. У тих випадках, коли на діаграмі відсутня явно виражена ділянка плинності, за межу плинності умовно береться величина напруження, при якій залишкова деформація становить 0,2 % ($\sigma_{0,2}$);

– ділянка самозміцнення. Найвища точка відповідає максимальному навантаженню в процесі навантаження і закінчення рівномірної пластичної деформації по перетину зразка. Відношення максимальної сили, яку здатний витримати зразок, до його початкової площі поперечного перерізу зветься «межа міцності» або «тимчасовий опір» σ_v ;

– ділянка руйнування. Після досягнення максимуму навантаження відбувається падіння напруження за рахунок локального зменшення площі поперечного перерізу зразка. Останню ділянку

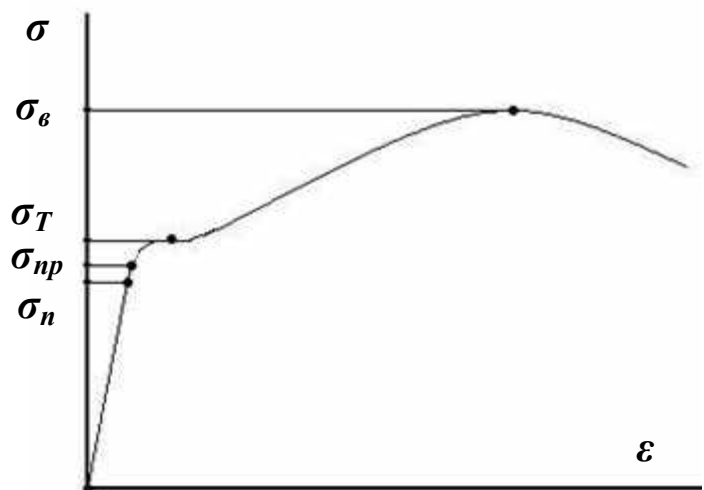


Рис. 1.1

діаграми називають зоною місцевої плинності.

Розрахунок на міцність при постійних напруженнях. Розрахунок деталей за нормальним напруженням зводиться до виконання таких умов:

$$\text{а) } \sigma \leq [\sigma]; \quad \text{б) } S = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{max}} \geq [S]; \quad \text{в) } [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]}.$$

Для дотичних напружень τ розрахунок аналогічний.

У наведених формулах S – коефіцієнт запасу міцності. Це відношення граничних напружень до максимальних, виникаючих при роботі деталі.

Для пластичних матеріалів приймають:

$$\sigma_{lim} = \sigma_T, \quad \tau_{lim} = \tau_T.$$

Розрахунки виконують за умови відсутності пластичних деформацій.

Для крихких матеріалів приймають

$$\sigma_{lim} = \sigma_B, \quad \tau_{lim} = \tau_B.$$

Розрахунки виконують за умови відсутності руйнувань.

Допустимі коефіцієнти запасу міцності: $[S] > 1,2 \dots 1,8$ – для пластичних матеріалів; $[S] > 3$ – для крихких матеріалів.

Розрахункові напруження визначають методами опору матеріалів у небезпечних перерізах деталей. Розглянемо прості види деформацій:

1. **Розтягування/стискування.** Осьовим розтягуванням (стискуванням) називають такий вид деформації, при якому в поперечних перерізах тіла виникає єдиний внутрішній силовий чинник – подовжня сила, яка рівномірно розподіляється по площі поперечного перерізу та спричиняє нормальні напруження. Розтягування/стискування виникає при дії двох сил уздовж однієї лінії. При $l_{pc} > l_0$ (рис. 1.2) має місце розтягування, при $l_{pc} < l_0$ – стискування.

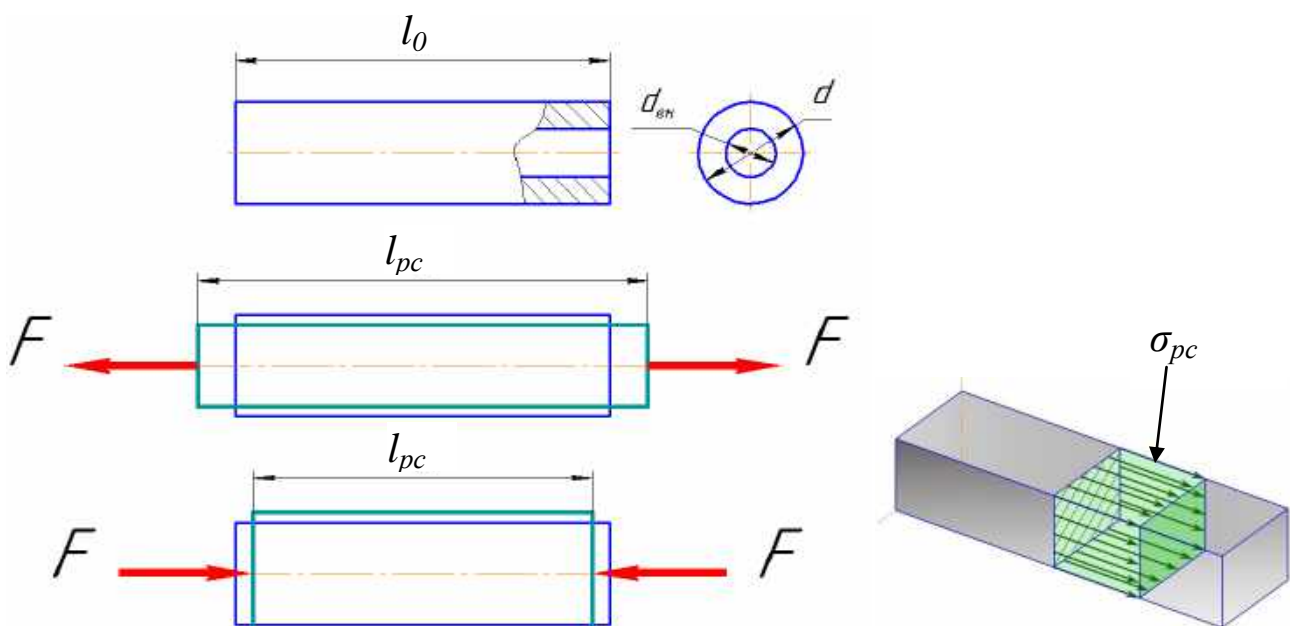


Рис. 1.2

При розтягуванні/стискуванні виникає нормальне напруження. Умова міцності має вигляд

$$\sigma_{pc} = \frac{F}{A_0} \leq [\sigma_{pc}],$$

де A_0 – площа поперечного перерізу ДО навантаження. У разі порожнистого зразка

$$A_0 = \frac{\pi d^2 (1 - \alpha^2)}{4} \approx 0,78 d^2 (1 - \alpha^2),$$

де α – коефіцієнт повноти перерізу $\alpha = d_{вн} / d$ (див. рис. 1.2).

2. **Зминання** виникає на поверхнях контакту двох тіл за наявності сили, яка перпендикулярна до площині, дотичної до поверхонь контактуючих тіл (рис. 1.3).

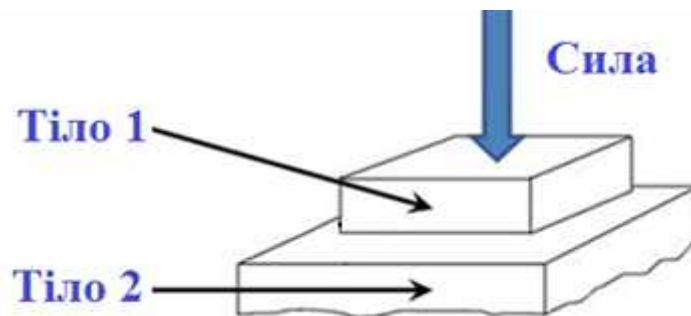


Рис. 1.3

При зминанні на поверхнях зіткнення виникають нормальні напруження, і умова міцності має вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_0} \leq [\sigma_{зм}],$$

де A_0 – характерна площа ДО вантаження. Наприклад, розглянемо заклепкове з'єднання (рис. 1.4). Очевидно, що контакт між тілом заклепки і листами, що сполучаються, відбувається по циліндричній поверхні площею $A = \pi dh / 2$. Проте в інженерних розрахунках замість циліндричної поверхні з нерівномірно розподіленим навантаженням зручніше використовувати площу dh з рівномірним навантаженням (за деякими оцінками, таке припущення достатньо обґрунтовано). Таким чином, замість розрахунку змінного по поверхні контакту напруження визначається умовне постійне напруження, рівномірно розподілене по площі подовжнього перерізу (рис. 1.5). Цей підхід застосовується в тих випадках, коли не йдеться про дослідження розподілу напруження по реальній поверхні контакту.

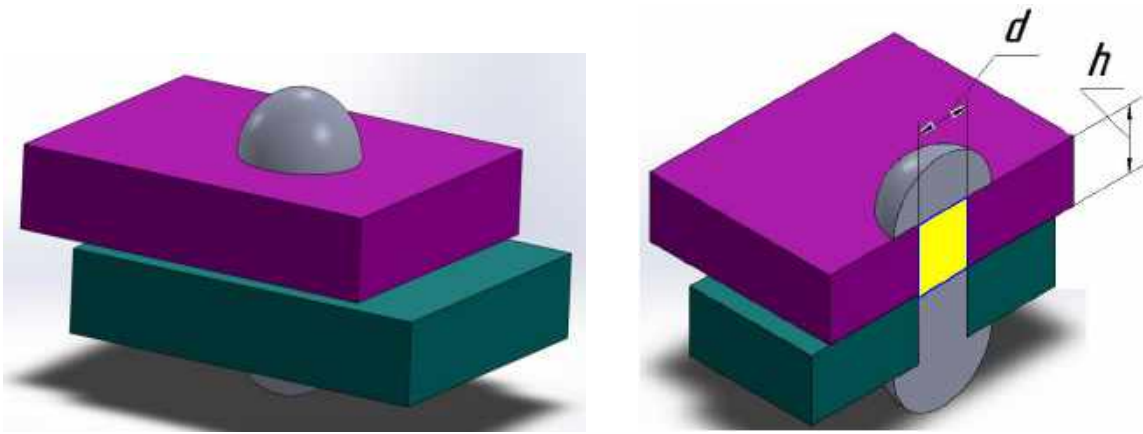


Рис. 1.4

Реальний розподіл навантаження

Розрахунковий розподіл

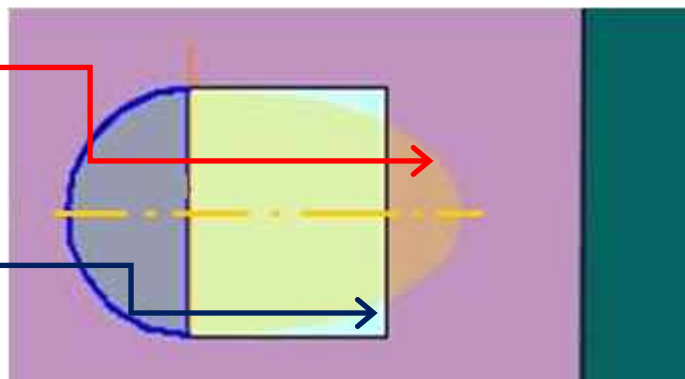


Рис. 1.5

3. Дотичне напруження зрізу (зсуву) визначають як відношення сили до площі поперечного перерізу зразка в площині дії сили. Умова міцності має вигляд (рис.1.6):

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_0} \leq [\sigma_{зр}].$$

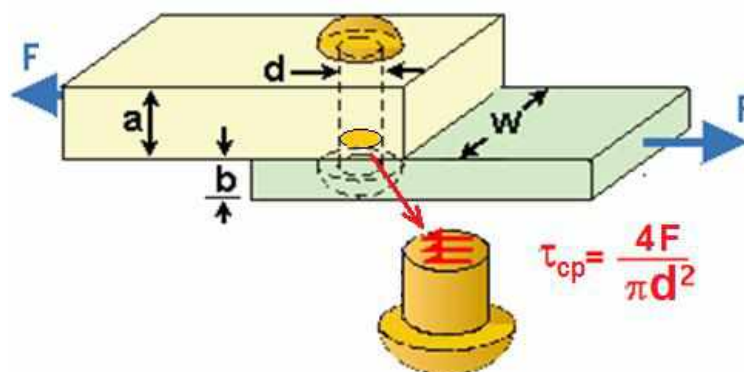


Рис. 1.6

Тут також під A_0 мають на увазі площу перерізу до навантаження.

4. **Вигин** є такою деформацією, при якій відбувається викривлення осі прямого бруса (рис. 1.7, а). При цьому в перерізах виникає нормальне напруження, пропорційне відстані від нейтральної осі: $\sigma_{виг} = \frac{My}{J_x}$ (рис. 1.7, б). Максимальне напруження діє на відстані h від нейтральної осі, тобто у випадку, коли $y = h$, і визначається за формулою

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x},$$

де W_x – момент опору відносно нейтральної осі, для круглого перерізу

$$W_0 = \frac{\pi d^3 (1 - \alpha^4)}{32} \approx 0,1d^3 (1 - \alpha^4),$$

α – коефіцієнт повноти перерізу.

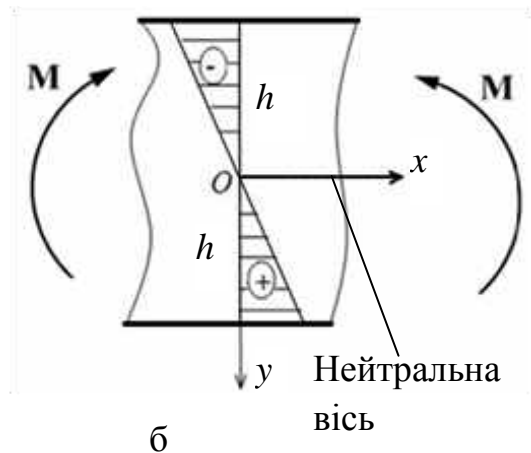
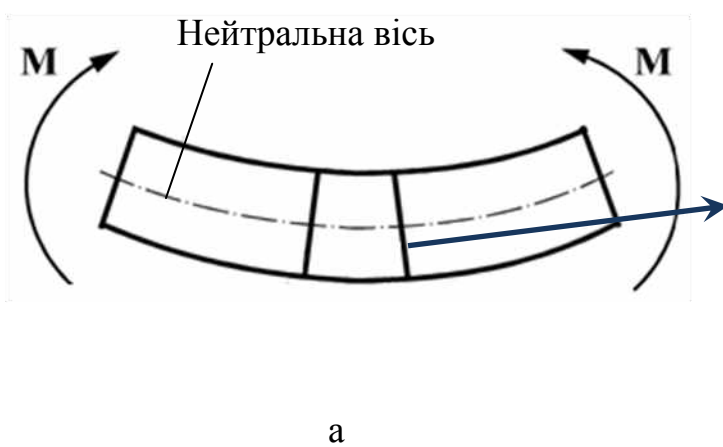
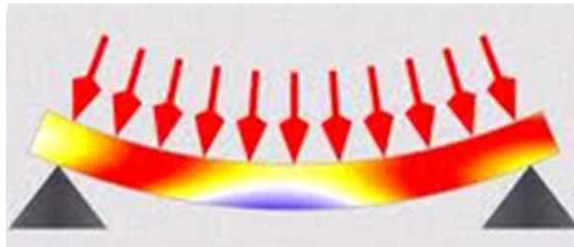


Рис. 1.7

Тоді умову міцності можна записати у вигляді

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma_{виг}].$$

5. Деформація **кручення** виникає тоді, коли один поперечний переріз обертається на деякий кут Θ (рис. 1.8) відносно іншого (відстань між перерізами L залишиться тією самою, якщо кут повороту малий). При крученні в поперечних перерізах стержня виникне тільки одно внутрішнє зусилля – крутний момент T і дотичне напруження.

Умова міцності:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}],$$

де W_{ρ} – полярний момент опору.

$$\text{Для круглого перерізу } W_{\rho} = \frac{\pi d^3 (1 - \alpha^4)}{16} \approx 0,2d^3 (1 - \alpha^4).$$

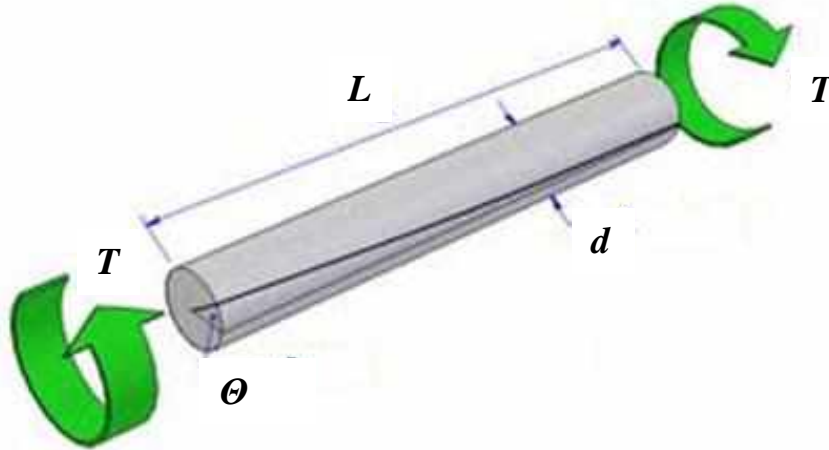


Рис. 1.8

При одночасній дії нормальних напружень вигину або розтягування і дотичних напружень кручення розрахунок здійснюють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \frac{\sigma_T}{\tau_T} \tau^2} \leq [\sigma],$$

де $(\sigma_T / \tau_T)^2 = 4$ – для третьої теорії міцності; $(\sigma_T / \tau_T)^2 = 3$ – для четвертої теорії міцності. Допустиме напруження $[\sigma] = \sigma_T / [S]$.

Розрахунки на міцність при змінних напруженнях. Більшість деталей машин працюють при змінних напруженнях. Причиною ушкодження деталей, працюючих при змінних напруженнях, є, як правило, втомне руйнування. Тому основний розрахунок деталей у цьому випадку полягає у визначенні коефіцієнта запасу втомної міцності.

У разі одновісного розтягування або вигину і кручення коефіцієнт запасу втомної міцності визначають за формулами:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}; \quad S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m};$$

де $K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_F - 1}{\varepsilon K_v}$ і $K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_F - 1}{\varepsilon K_v}$ – сумарні коефіцієнти концентрації напруження при дії нормальних і дотичних напружень; ε – коефіцієнт впливу аб-

Щоб оцінити опір матеріалу деталі дії змінних напружень, проводять випробування на витривалість, за даними яких будують криві втоми (криві Велера, рис. 1.10). Горизонтальна ділянка кривої Велера відповідає тривалій межі витривалості, похила ділянка – обмеженій межі витривалості.

На рис. 1.10 позначені: N_0 – базове число циклів; N_k – поточне число циклів; σ_{-1} і σ_{-1K} – тривалі межі витривалості при симетричному циклі для зразків без концентратора і з концентратором. Число циклів N зміни напружень у деталі до появи втомної тріщини визначає довговічність деталі.

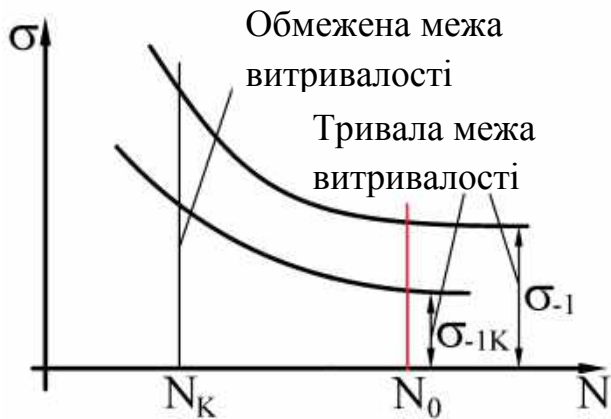


Рис.1.10

Для більшої наочності застосовують логарифмічні (напівлогарифмічні) шкали, в яких криві втоми описують полігональними кривими (відрезками прямих ліній). Крива першого типу (рис. 1.11, а) властива вуглецевим сталлям, вона при $N = N_0$ має точку перелому і виходить на горизонтальну ділянку. Зазвичай точка перелому відповідає $N = 10^6 \dots 10^7$ циклам, ординату точки перелому позначають σ_{-1} і називають межею витривалості. При амплітуді

змінних напружень $\sigma_a < \sigma_{-1}$ вважають, що втомне пошкодження неможливе.

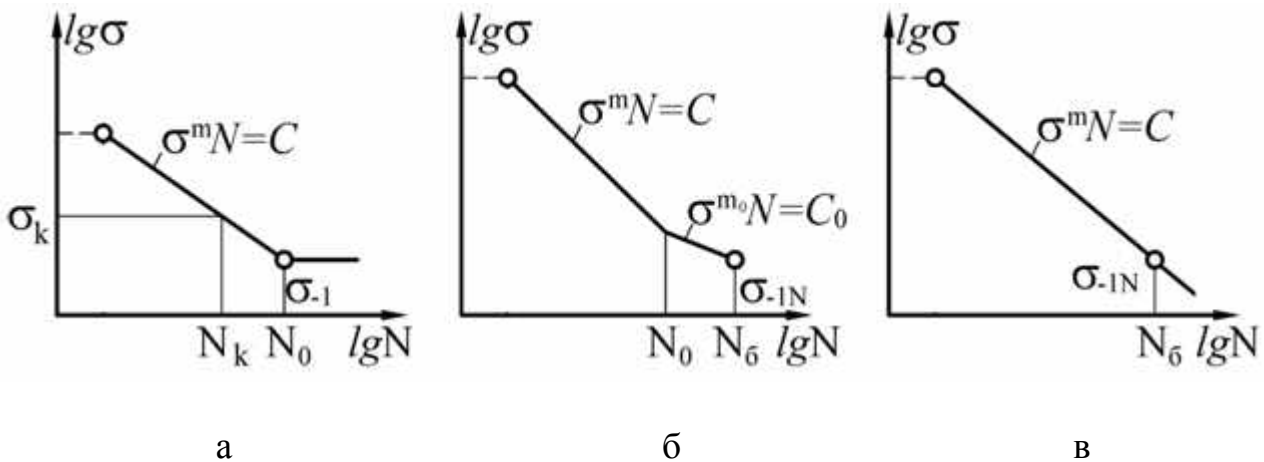


Рис.1.11

Коли експериментальні дослідження відносилися головним чином до вуглецевих сталей, вважалось, що межа витривалості існує для всіх конструкційних матеріалів. Дослідження останніх десятиліть показали, що для багатьох матеріалів після точки перелому зниження втомної міцності продовжуються. Крива другого типу (рис. 1.11, б) після точки перелому має уповільнення втомного руйнування (леговані сталі, титанові сплави). Для кривих третього типу (рис. 1.11, в)

точки перелому при великому числі циклів не існує (алюмінієві сплави, жароміцні сплави у певному інтервалі температур) і темп зниження втомної міцності залишається незмінним до моменту руйнування.

Зображені на рис. 1.11 криві втоми при малому числі циклів мають перелом, пов'язаний з переходом до малоциклової області. Для кривих витривалості другого і третього типів знаходиться умовна межа витривалості для певного числа циклів (N_0 – база випробувань); зазвичай приймають $N_0 = 2 \cdot 10^6 \dots 5 \cdot 10^7$ циклів. Умовною межею витривалості називають значення амплітуди змінних напружень, при якому відбувається руйнування при базовому числі циклів. Умовні витривалості позначають σ_{-1N} . Розрахунки на втомну міцність ведуть, як правило, при числі циклів більше 10^5 .

Із задовільною точністю похилу ділянку кривої витривалості апроксимують рівнянням

$$\sigma_a^m N = \text{const} .$$

Для довільного значення кількості циклів вантаження N_k можна записати:

$$\sigma_k^m N_k = \sigma_{-1}^m N_0 = \text{const} ,$$

звідки

$$\sigma_k = \sigma_{-1}^m \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_k}} ,$$

де m – показник степеня, $m = 6 \dots 20$ залежно від виду напружень, термообробки та ін.

Концентрацію напружень можна зменшити також вживанням наклепу або хіміко-термічною обробкою, а також термообробкою та ін. Зокрема, при наклепі (обкатці роликками, обдуванні дробом і тому подібне) на обробленій поверхні виникає залишкове напруження стискування (рис. 1.12, а), яке, складаючись з робочим напруженням розтягування (рис. 1.12, б), зменшує їх (рис. 1.12, в). При цьому стискаючі напруження збільшуються, але межа витривалості при стискуванні вища, ніж при розтягуванні.

Малоциклова втома. Вона виникає, якщо конструкція або деталь працює протягом $10^2 \dots 10^5$ циклів. Руйнування від малоциклової втоми – це руйнування в умовах повторної пружно-пластичної деформації при значній (близько 1 %) пластичній деформації в макрооб'єктах певного елемента конструкції.

Малоциклова втома має багато загального із звичайною втомою, але відрізняється від неї наявністю макропластичних деформацій в зоні зламу. Як і при багатоцикловій втомі, руйнування починається в місцях концентрації напружень в результаті появи і розвитку тріщини. Проте механізм малоциклового руйнування значно відрізняється від механізму втомного руйнування, оскільки пластичні деформації виникають у значно більших об'ємах матеріалу. Зокрема, відмінності позначаються в тому, що опір матеріалів малоцикловій втомі істотно залежить від їх пластичності, тоді як подібна залежність для звичайної втоми виявляється слабо. У машинобудуванні малоциклова втома часто визначає ресурс (довговіч-

ність) виробів у зв'язку з повторенням циклу "запуск – робота – зупинка", при яких напруження в окремих деталях наближаються до межі плинності матеріалу унаслідок перевантажень.

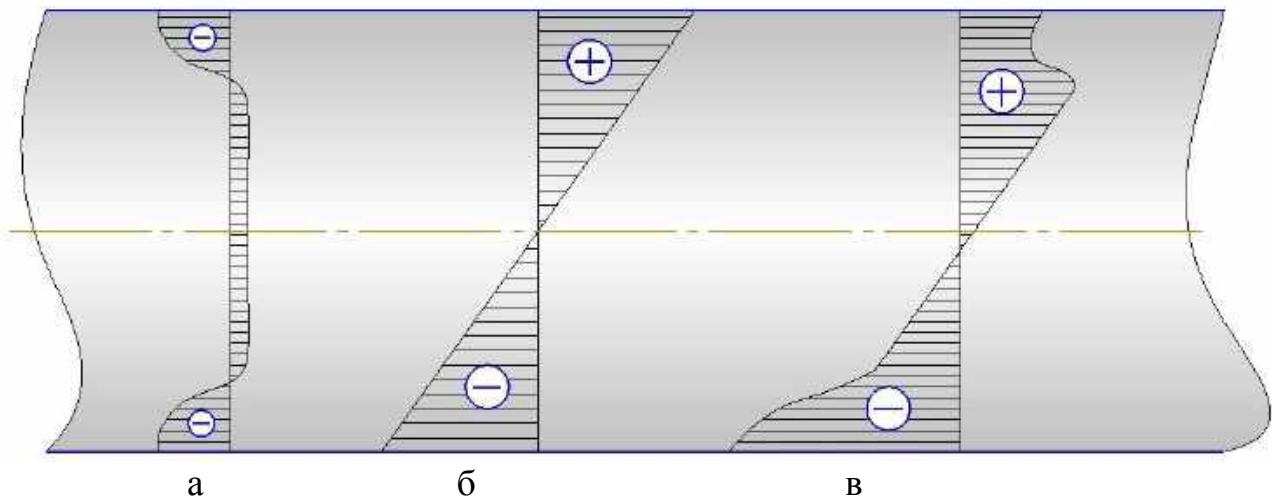


Рис. 1.12

Розрахунок за руйнівними навантаженнями. У сучасному машинобудуванні намітилася тенденція до пониження запасів міцності (для об'єктів нової техніки у 1,5–2 рази порівняно із зазначеними вище). У зв'язку з цим у найбільш напружених зонах (наприклад, у зварних швах, заклепкових з'єднаннях, у місцях дії температурних напружень та ін.) при дії експлуатаційних навантажень виникають локальні або загальні пластичні деформації. У цих випадках при збільшенні навантажень, що діють на деталі, номінальні напруження збільшуються порівняно небагато, на 5...15 %, а деформації – у 1,5–3 рази. Це відбувається через різке зниження опору матеріалів деформаціям при переході з пружної області в пружно-пластичну. Оскільки зміна напружень виявляється співставною з точністю вихідних даних (зусиль, температур), що задаються при проектуванні, то інженерні розрахунки міцності щодо номінальних або місцевих напружень стають недостатніми. Тому виникає необхідність у проведенні розрахунків за руйнівними навантаженнями. Умови міцності записують у вигляді

$$F_p \leq F_{pn} \text{ або } \sigma_p \leq \sigma_{pn}.$$

Тут F_p і σ_p – розрахункові значення навантаження і напруження; F_{pn} і σ_{pn} – руйнівні значення навантаження і напруження;

$$F_p = F_e f; \quad \sigma_p = \sigma_e f,$$

де F_e , σ_e – експлуатаційне навантаження і експлуатаційне напруження; f – коефіцієнт безпеки, згідно з нормами міцності для основних деталей ЛА він змінюється від 1,3 до 2 з врахуванням характеру дії навантаження, її повторюваності, вимог надійності та умов експлуатації.

Розрахунок за руйнівними навантаженнями виконують за наявності норм міцності, що відображають можливі режими навантаження деталей ЛА і виділяють найбільш небезпечні режими. За нормами міцності встановлюють також величини експлуатаційних навантажень.

Величини $F_{рн}$ і $\sigma_{рн}$, отримані шляхом експериментальних випробувань вузлів і деталей, приводяться в довідниках у вигляді нормованих показників міцності. За відсутності дослідних даних руйнівне навантаження приблизно визначають формулою

$$F_{рн} = \sigma_e AK,$$

де σ_e – межа міцності; A – площа робочого перетину; K – коефіцієнт ослаблення перетину, що враховує концентрацію напруження, шорсткість поверхні та інші чинники, якщо навантаження носять циклічний характер. Для деталей ЛА $K = 0,85 \dots 0,95$.

Відзначимо, що для підвищення об'ємної міцності деталей рекомендують такі заходи: зниження концентрації напруження; використання зміцнень – механічного, термічного, хіміко-термічного, термомеханічного, лазерного та ін.; створення напруження стискування там, де робочими є напруження розтягування; вживання багатоконтактних сполучень, наприклад, зубчастих з'єднань замість шпонкових.

Жорсткість. Жорсткість – це здатність деталей надавати опір зміні форми при дії навантажень. У багатьох випадках остаточні розміри деталей приймають не за умовами міцності, а за умовами жорсткості.

Похідну від силового фактора за відповідним переміщенням називають коефіцієнтом жорсткості:

$$C = \frac{1}{\lambda} = \frac{dF}{d\delta}; \quad C_\varphi = \frac{1}{\lambda_\varphi} = \frac{dT}{d\varphi},$$

де F – сила; T – крутний момент; λ – коефіцієнт піддатливості; δ – лінійні переміщення; φ – кутові переміщення (закрутка стрижня). Жорсткість $C = \frac{EA}{l}$ – це сила, що спричиняє одиничну деформацію.

Розглянемо визначення жорсткості для основних деформацій.

1. *Стиснення-розтягнення.* Відповідно до закону Гука деформація стрижня прямо пропорційна прикладеній силі та зворотно пропорційна жорсткості:

$$\delta = \frac{Fl}{EA}.$$

Якщо $F = 1$, то деформація $\delta = \frac{Fl}{EA} = \frac{l}{EA} = \lambda$ – дорівнює коефіцієнту піддатливості, тобто деформації, яку створює одинична сила.

2. *Вигин.* Максимальний прогин балки (рис. 1.13)

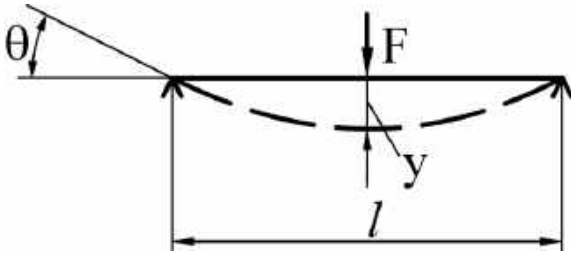


Рис. 1.13

$$y_{max} = \frac{F l^3}{K E J}.$$

Тут $\frac{K E J}{l^3} = C$ – коефіцієнт жорсткості балки при вигині, де K – коефіцієнт, що залежить від розташування опор і характеру навантаження; l – відстань між опорами балки; J – момент інерції перерізу.

3. Кручення. Кут закрутки вала довжиною l під дією крутного моменту T дорівнює

$$\varphi = \frac{T l}{G J_p},$$

де $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ – модуль зсуву другого роду; J_p – полярний момент інерції перерізу вала; μ – коефіцієнт Пуассона.

Розрахунок на жорсткість зводиться до виконання умов:

$$\delta \leq [\delta]; y \leq [y]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi].$$

Зазначені зліва величини визначають відомими методами опору матеріалів.

Шляхи підвищення жорсткості:

- використання матеріалів з високим модулем пружності;
- застосування деталей, що працюють на розтягування замість вигину;
- оптимізація перетинів і розташування опор;
- затягування стиків;
- зменшення контактних деформацій.

Зносостійкість. Знос являє собою поступове зменшення розмірів деталей внаслідок тертя. Приблизно 85% деталей виходять з ладу через зношування.

Побудуємо графік залежності інтенсивності зносу I від часу (рис. 1.14). На цьому графіку виділимо три етапи зносу: I – період подрібтки, пов'язаний з помилками виготовлення, деформаціями і вигладжуванням мікронерівностей; II – період усталеного зношування; III – період інтенсивного (катастрофічного) зносу.

Внаслідок зміни форми і появи додаткових зазорів на деяких ділянках контакту можуть виникнути підвищений тиск або порушення умов змащення, і тому інтенсивність зносу збільшується.

Знос відбувається внаслідок тертя ковзання і тертя кочення. Тертя ковзання характерно для нижчих кінематичних пар, коли контакт тіл, що труться, відбувається по поверхні. Коефіцієнт тертя ковзання при граничному і напіврідинному терті $f = 0,05 \dots 0,15$.

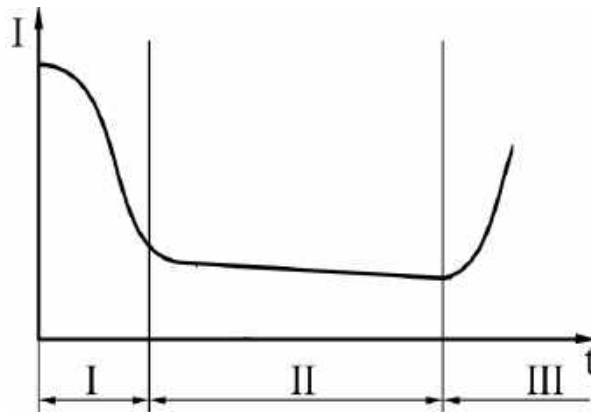


Рис.1.14

При рідинному терті f дорівнює 0,001 і буває нижче. При звичайних швидкостях коефіцієнт тертя кочення $K = 0,05...0,001$, тобто значно нижче, ніж коефіцієнт тертя ковзання при граничному і напіврідинному терті. Це необхідно враховувати при конструюванні кінематичних пар.

Шляхи підвищення зносостійкості: відмова від відкритих пар тертя і надійний захист від забруднень; використання тертя кочення, рідинного або газового змащування замість тертя ковзання; застосування зносостійких покриттів і хіміко-термічної обробки.

Теплостійкість. У зв'язку з втратою енергії робота машин супроводжується виділенням тепла. В результаті нагрівання можливі такі шкідливі явища: 1) зниження несучої здатності деталей внаслідок зниження механічних характеристик (σ_T , σ_{-1} та ін.); 2) розрив шару мастила через зменшення в'язкості масла і поява небезпечного металевих контакту; 3) змінення зазорів у рухомих з'єднаннях, наприклад, у підшипниках кочення; 4) зниження точності внаслідок температурних деформацій. Крім того, можлива поява додаткових температурних напружень і деформацій, повзучість, релаксація, холодно-крихкість, холодноламкість та ін.

Шляхи підвищення теплостійкості: застосування циркуляційного під тиском змащування; зниження інтенсивності внутрішніх джерел теплоти; підбір матеріалів з близькими або дуже малими коефіцієнтами лінійного розширення.

Вібростійкість. Це здатність конструкції працювати без неприпустимих коливань у заданому діапазоні робочих режимів. У зв'язку з підвищенням швидкостей механізмів і машин розрахунок на вібростійкість стає все більш актуальним. Розрахунок проводять з метою недопущення резонансу, тобто збігу частот збурюючих сил (неврівноваженість обертових деталей, похибки виготовлення, змінні сили в поршневих машинах та ін.) з частотами власних коливань. Останні визначають розрахунковим шляхом.

Шляхи підвищення вібростійкості: підвищення жорсткості окремих деталей і системи в цілому; підвищення точності, що збільшує несучу здатність, швидкохідність, знижує шум; застосування демпфувальних пристроїв.

2. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ ЛА

Деталі, з'єднання і вузли літальних апаратів піддаються різним зовнішнім діям – механічним, кліматичним, радіаційним та ін. На деталі ЛА впливають вібрації, удари, інерційні перевантаження, викликані лінійними і кутовими прискореннями, та ін. Удари і поштовхи у вигляді окремих несталих імпульсів також спричиняють перевантаження. Прискорення, що виникають при цьому, можуть досягати десятків g (g – прискорення вільного падіння). Небезпека вібрацій полягає в тому, що вони поступово призводять до руйнування конструкції, оскільки навіть коливання деталей з малою амплітудою можуть викликати появу втомних тріщин. Особливо впливають вібрації на якість з'єднань: погіршується кріплення деталей у вузлах з різьбовими з'єднаннями, розхитуються заклепувальні з'єднання, а паяні, клейові або зварні з'єднання особливо схильні до руйнування.

Інерційні перевантаження можуть виникнути також із-за лінійних прискорень при зльоті, маневруванні та посадці ЛА. Деякі статистичні дані про перевантаження і їх тривалості для літаків наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Ситуація, в якій виникає перевантаження	Найбільше значення перевантаження	Тривалість дії, с
Вихід з пікірування	8–9	1
Вхід у пікірування	4	1
Одинарна (штопорна) точка	3	10
Штопор	1,5–2	10
Політ при бовтанці	4	0,1
Посадка, пробіг, розгін	3–5	0,1
Посадка гідролітака на воду	7	0,1
Розкриття парашута зі зменшенням швидкості від 60 до 5 м/с	5	0,5
Катапультирування пілота	16	0,1

Для послаблення дії вібрації і ударів на деталі в машинах і ЛА між джерелом вібрації, наприклад, фюзеляжем літака і розміщеним усередині устаткуванням, ставлять амортизатори.

Великі перепади температур можуть викликати температурні деформації, а також температурні напруження при закріпленні деталі з обох кінців. При низьких температурах ($- 50$ °С і нижче) конструкційні сталі звичайного виконання набувають крихкості, їх механічні характеристики погіршуються. Твердість гуми звичайного складу різко збільшується, вона стає крихкою. Підвищення в'язкості мастильних олій призводить до зростання моменту опору або навіть відмови ме-

ханізму. Тому в таких умовах застосовують спеціальні сталі та гуми, низькотемпературні мастильні матеріали.

Вологість повітря призводить до корозії металів, яка погіршує якість поверхні, механічну міцність деталі, герметизацію.

Сонячна радіація викликає нагрів деталей і пов'язані з ним температурні деформації, зміну структури, хімічного складу і старіння (особливо у пластмас).

Радіаційна дія може змінювати структуру матеріалу деталі, механічні характеристики, зокрема змінюється міцність.

3. ВИБІР КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНІЗМІВ ЛА

Основними характеристиками конструкційних матеріалів є: межі міцності σ_{ϵ} , σ_T , σ_{-1} ; контактна витривалість $\sigma_{Hlim\epsilon}$; жорсткість E , G ; ударна в'язкість; пластичність; зносостійкість; фрикційні властивості f , $[p]$; щільність ρ ; питомі показники міцності $\frac{\sigma_T}{\rho}$, ударної міцності $\frac{\sigma_{\epsilon}^2}{2E\rho}$, жорсткості $\frac{E}{\rho}$, $\frac{E}{\sigma_{\epsilon}}$.

При виготовленні деталей механізмів і машин застосовують, головним чином, сталі та їх сплави, легкі алюмінієві сплави, титан і його сплави, пластмаси, композиційні матеріали, кераміко-металічні матеріали (кермети) та ін.

Сталі. Конструкційні сталі (45, 40Х, 38ХА, 30ХГСА, 15ХА, 18ХГТ та ін.) містять вуглецю не більше 0,7 %, за хімічним складом діляться на дві основні групи – вуглецеві та леговані. Сталь легована конструкційна містить легувальні елементи, кожен з яких має умовне буквенне позначення (Х – хром, М – молібден, С – кремній, Н – нікель, Г – марганець, Ю – алюміній, Т – титан, Ф – ванадій, Р – бор).

Для поверхневого зміцнення деталей, виконаних із сталі, застосовують різні методи термічної або хіміко-термічної обробки.

Насичення поверхневого шару вуглецем називається цементацією, азотом – азотуванням або нітруванням, вуглецем спільно з азотом – ціануванням, хромом – хромуванням, алюмінієм – алітуванням, кремнієм – силіціюванням і так далі.

Цементації піддають сталі з малим (до 0,25 %) вмістом вуглецю. Після цементації застосовують загартування, внаслідок чого твердість поверхні досягає HRC 60...65 при твердості серцевини HRC 28...41.

Азотують, як правило, середньо-вуглецеві сталі з вмістом вуглецю 0,3...0,4 %, що включають легуючі елементи, які здатні утворювати з азотом міцний нітрид, наприклад, сталі 40ХН2МА, 38Х2МЮА, 30Х2Н2ВМФА та ін.

Процес азотування дорогий, вимагає значно більшого часу, ніж цементация. Так, для азотування деталей із сталі 38ХМЮА на глибину 0,5 мм необхідно близько 70 годин. Проте термічні деформації при цьому мінімальні і деталь не вимагає чистового оброблення. Азотування застосовують для деталей, що мають ажурну конструкцію, наприклад, вінців з внутрішніми зубцями.

Деякі сплави титану, наприклад, ВТ6, ВТ8, ВТ9, ВТ14, ВТ15, ВТ16, можуть зміцнюватися шляхом термічної обробки.

Алюмінієві сплави. Для деяких марок алюмінієвих сплавів питомі показники міцності вищі, ніж для сталі. Сплави алюмінію мають високу корозійну стійкість, їх можна обробляти різанням, тиском, зварювати, паяти, ряд сплавів має хороші ливарні властивості.

За технологічними властивостями розрізняють сплави алюмінію ливарні й такі, що деформуються, а за основними компонентами – силуміни (в основному алюміній – кремній) і дюралюміни (в основному алюміній – мідь – марганець).

Композиційні полімерні матеріали. Їх механічні характеристики у ряді випадків вище, ніж у алюмінієвих і титанових сплавів. Застосування композиційних полімерних матеріалів (КПМ) для виготовлення деталей машин і механізмів має такі переваги: низька трудомісткість і можливість автоматизації виробництва; високий коефіцієнт використання матеріалу, близький до одиниці; зниження маси деталей, підвищення їх корозійної стійкості, довговічності, розширення функціональних можливостей.

КПМ є композиції на основі полімерів – високомолекулярних органічних і елементоорганічних з'єднань, які включають наповнювачі, стабілізатори, пластифікатори, барвники та інші компоненти.

Термопластичні полімери здатні багаторазово розм'якшуватися. Терморезактивні полімери (реактопласти) під впливом нагріву безповоротно тверднуть і не можуть бути використані повторно. До термопластичних пластмас відносяться поліетилен, вінілпласт, ряд марок фторопласту, оргскло, поліаміди, полііміди, полікарбонати.

До реактопластів відносять фторопласт-4, гетинакс, текстоліт, склотекстоліт, волокніти, амінопласти та ін.

Маси для пресування пластмас поставляються у вигляді порошоків, крихти, пучків. Для виготовлення деталей залежно від виду і марки пластмас можуть використовувати литво під тиском, пресування, напилення, екструзію, видування, механічну обробку, зварювання і склеювання.

КПМ мають високі показники питомої міцності та жорсткості. Крім того, вони мають низьку чутливість до концентраторів напруження, високу стійкість до дії атмосфери та ін.

Ефективність застосування тих або інших конструкційних матеріалів наочно можна оцінити, враховуючи можливість зниження маси агрегатів ЛА при збереженні показників міцності або зменшення трудомісткості виготовлення. Дослідження показали ефективність застосування для виготовлення деталей ЛА КПМ на основі скляних, вуглецевих органічних волокон і полімерних матриць.

4. НАДІЙНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Надійність деталей машин – це здатність виробів зберігати працездатність впродовж заданого терміну служби. Втрату працездатності називають відмовою.

Основні характеристики надійності:

1. Вірогідність безвідмовної роботи:

$$P_{(t)} = \frac{N_0 - N_t^e}{N_0} = 1 - \frac{N_t^e}{N_0} = 1 - F_{(t)},$$

де N_0 – загальна кількість деталей; N_t^e – кількість деталей, що відмовили за час t ; $F_{(t)}$ – вірогідність відмови за час t . Тоді $P_{(t)} + F_{(t)} = 1$.

Вірогідність безвідмовної роботи системи при послідовному з'єднанні елементів дорівнює добутку вірогідності безвідмовної роботи елементів:

$$P_{c(t)} = P_{1(t)}P_{2(t)} \cdot \dots \cdot P_{n(t)} = \prod_{i=1}^n P_{i(t)}.$$

Тому надійність складних систем виходить низькою: наприклад, якщо 10 елементів мають однакову вірогідність безвідмовної роботи $P_{(t)} = 0,97$, то $P_{c(t)} = 0,97^{10} \approx 0,74$, тобто надійність системи дуже низька.

Іноді неможливо підняти надійність машини за рахунок надійності окремих елементів. Тоді використовують резервування, тобто паралельне з'єднання елементів.

В цьому випадку вірогідність безвідмовної роботи системи

$$P_{c(t)} = 1 - \prod_{i=1}^n F_{i(t)},$$

або

$$P_{c(t)} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_{i(t)}).$$

Наприклад, маємо систему з двох елементів (рис. 4.1), вірогідність безвідмовної роботи яких

$$P_{i(t)} = P_{1(t)} = P_{2(t)} = 0,9; F_{i(t)} = F_{1(t)} = F_{2(t)} = 0,1.$$

Тоді $P_{c(t)} = 1 - (1 - 0,9)^2 = 0,99$, тобто надійність суттєво збільшилась.

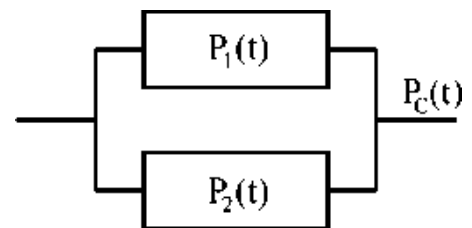


Рис.4.1

2. Інтенсивність відмов, тобто число відмов, яке доводиться на одиницю часу.

Для розглянутого (визначеного) моменту часу інтенсивність відмов

$$\lambda_{(t)} = \frac{\Delta N_t^{омк}}{N_t \Delta t},$$

де $\Delta N_t^{омк}$ – число об'єктів, які відмовили в інтервалі часу від t до Δt ;

$$N_t = N_0 - N_t^e.$$

Інтенсивність відмов характеризується таким графіком надійності (рис. 4.2), на якому виділяють три періоди.

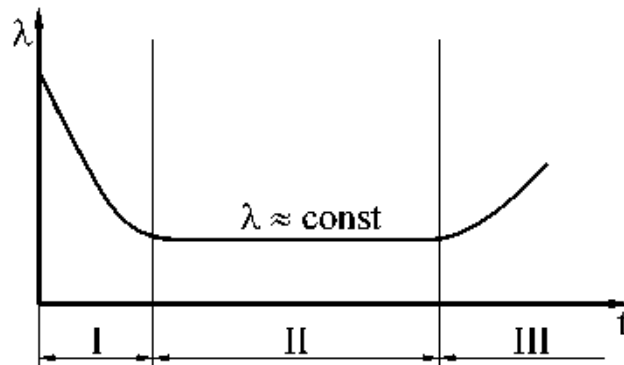


Рис.4.2

Період I має підвищену інтенсивність відмов через помилки виготовлення (дефекти виробництва).

Період II – період нормальної експлуатації, при якому відмови носять випадковий характер.

Період III – період втомних відмов і відмов від зносу. Внаслідок накопичення втомних ушкоджень, зносу і старіння за I і II періоди інтенсивність відмов збільшується.

Для періоду нормальної експлуатації $P(t) = e^{-\lambda t}$, де e – основа натурального логарифма. Це означає, що надійність зменшується зі збільшенням часу роботи за експоненціальним законом (рис. 4.3).

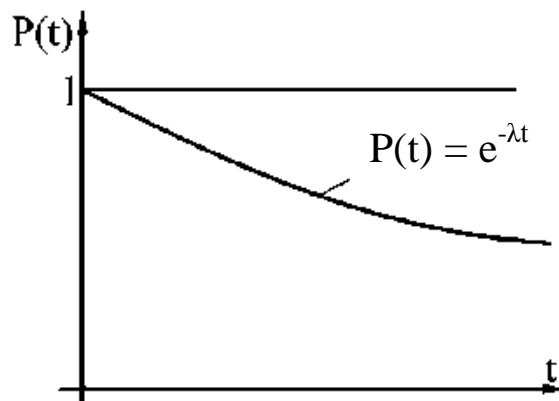


Рис. 4.3

Шляхи підвищення надійності:

1. Використання високоміцних матеріалів і зміцнюючої технології.
2. Збільшення зносостійкості.
3. Застосування резервування.

5. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЛА

З'єднання дають можливість зібрати машину з окремих вузлів і деталей. Всі види з'єднань поділяють на роз'ємні, нероз'ємні і комбіновані.

Роз'ємні з'єднання допускають повторні складання та розбирання. До них відносяться різьбові (рис. 5.1, *а*), шпонкові (рис. 5.1, *б*), шліцьові (рис. 5.1, *в*), профільні, клемові та інші сполучення.

Нероз'ємні з'єднання неможливо розібрати без руйнування або пошкодження. До них відносяться заклепкові (рис. 5.1, *г*), зварні (рис. 5.1, *д*) та інші сполучення.

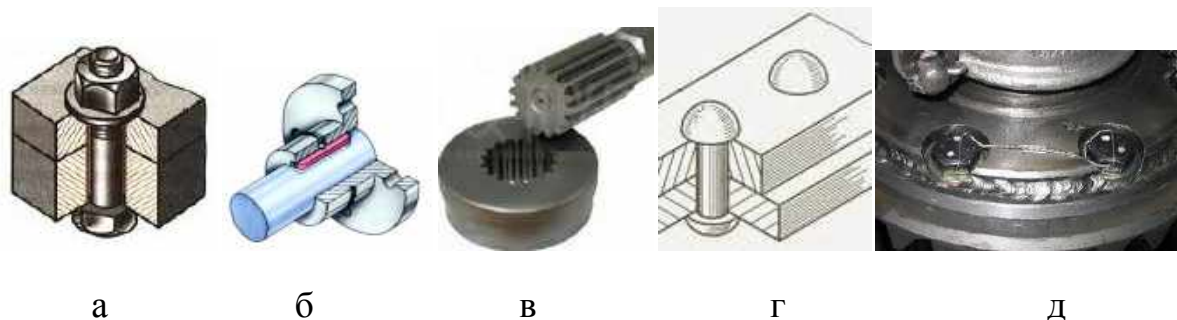


Рис. 5.1

Одним з основних критеріїв працездатності та розрахунку з'єднань є рівноміцність. Необхідно домагатися того, щоб з'єднання були рівноміцними із з'єднувальними елементами.

5.1. Нарізні з'єднання

5.1.1. Класифікація різі

Нарізними називають з'єднання, елементи яких мають різь. Різі поділяють:

1. За профілем – на трикутну (метричну і дюймову, рис. 5.2, *а*), круглу (рис. 5.2, *б*), трапецеїдальну (рис. 5.2, *в*), упорну (рис. 5.2, *г*) і прямокутну (рис. 5.2, *д*).

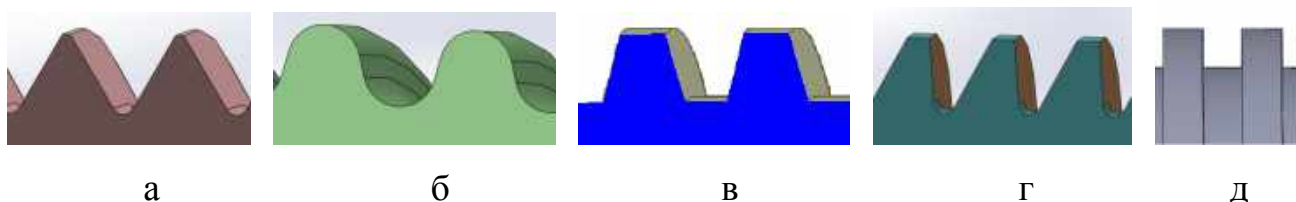


Рис. 5.2

2. По розташуванню – на внутрішню і зовнішню (рис. 5.3, *а*), за формою базової поверхні – на циліндричну (рис. 5.3, *б*) і конічну (рис. 5.3, *в*).



а



б



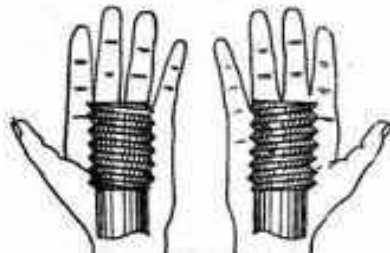
в

Рис. 5.3

3. За напрямом гвинтової лінії – на праву (найбільш поширена, рис. 5.4, б) і ліву (рис. 5.4, а).



а



б



Рис. 5.4

4. За кількістю заходів – на одно-, двох- і багато-західну (рис. 5.5).

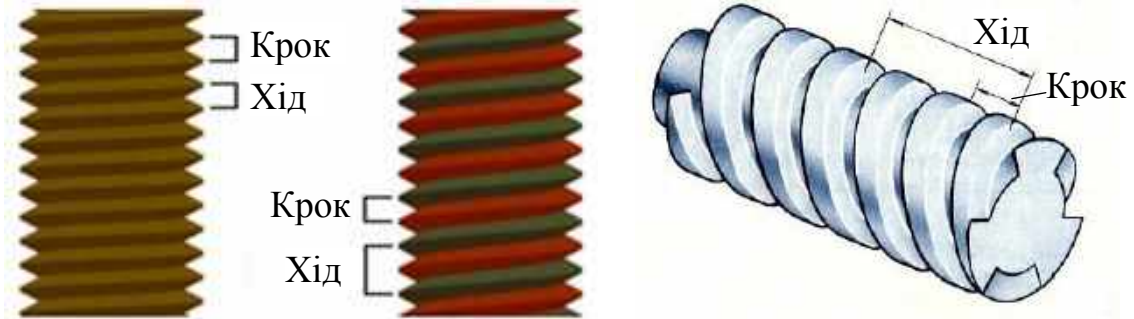


Рис. 5.5

5. За призначенням – на кріпильну (рис. 5.6, а, б) і ходову (рис. 5.6, в).



а



б



в

Рис. 5.6

Найбільше поширення в з'єднаннях отримали стандартизовані кріпильні різі з трикутним профілем – метричні (рис. 5.7) та дюймові з нормальним і дрібним кроком.

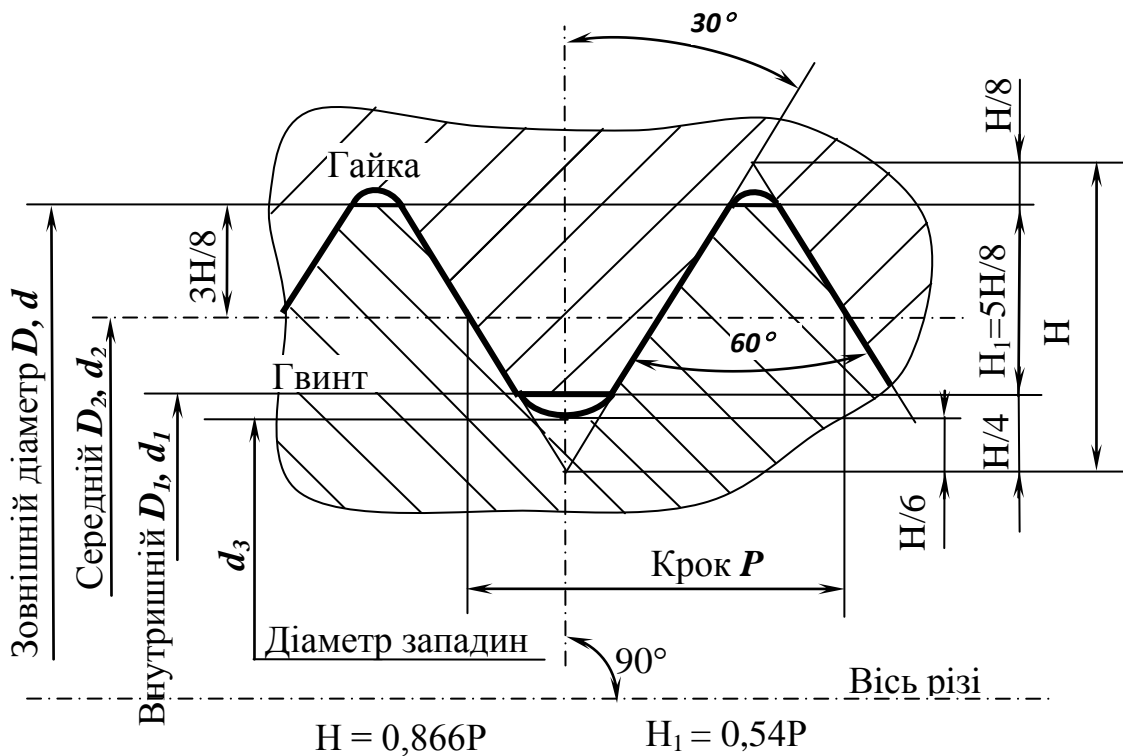


Рис. 5.7

Круглі різі мають обмежене застосування, в основному для деталей, які збираються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стягування, цоколі електроламп). Параметри круглої різі регламентовані ГОСТ 6042-83. Круглі різі зручні при виготовленні накаткою або відливанням.

Для з'єднання і ущільнення деталей застосовують різі, які одночасно виконують функції скріплення і ущільнювання. Це дюймові різі, такі, що мають трикутний профіль, але без радіальних проміжків для попередження витікання рідини. До таких відносяться трубні різі. Це дрібні дюймові різі без проміжків по виступах і западинах для кращого ущільнення (див. рис. 5.3, в). Трубні різі можна нарізувати також на конічній поверхні для високої щільності з'єднання.

5.1.2. Способи виготовлення різі. Матеріали нарізних елементів

Основні способи виготовлення:

1. Нарізування різцями, плашками, фрезами.
2. Накатування роликками методом пластичної деформації. При цьому підвищується втомна міцність внаслідок сприятливого формування волокон і виникнення залишкових напружень стискування, які знижують робочі напруження розтягування (рис. 5.8).

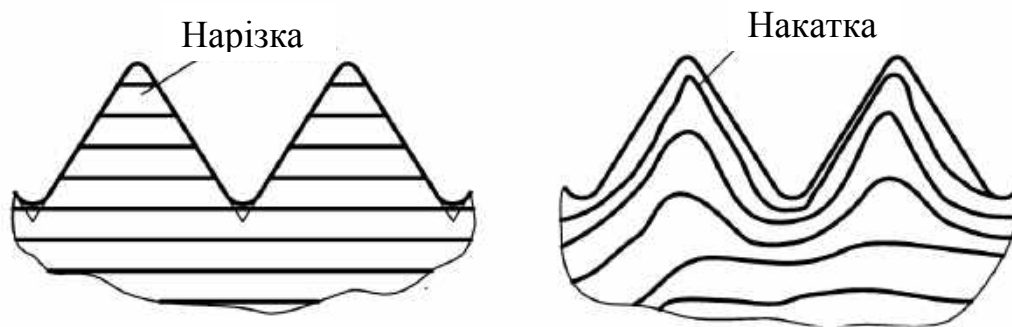


Рис. 5.8

Матеріали для нарізних деталей машин – це сталі 35, 45, 38Х, 30ХГСА, 40ХНМА, 18Х2НВА. В авіації часто застосовують титанові сплави.

5.1.3. Типи кріпильних деталей

Болти

Болт – це циліндричний стрижень з різью на одному кінці й голівкою на іншому (рис. 5.9). Зазвичай болти використовують разом з гайками і шайбами.

Можлива установка болтів з проміжком (рис. 5.9, а) або без нього

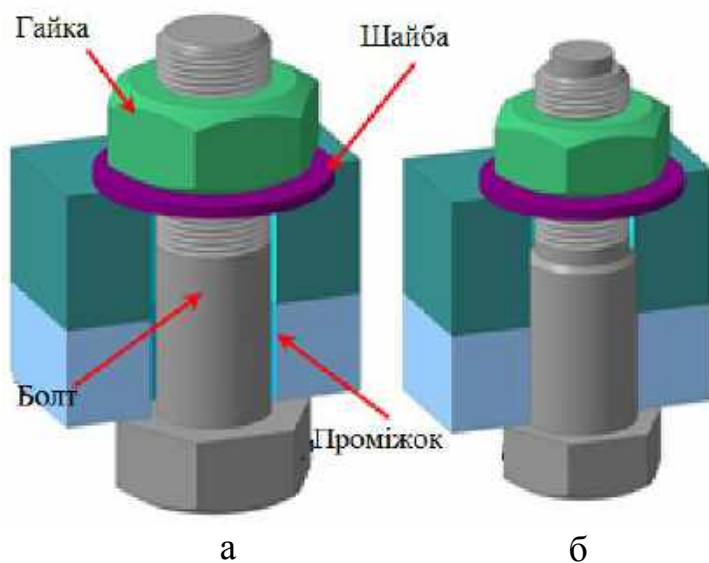


Рис. 5.9

(рис. 5.9, б). У першому випадку з'єднання виходить технологічнішим (немає необхідності дуже точно забезпечувати співвісність отворів у деталях, що сполучаються) і дешевшим, проте затягування має бути значно сильніше, оскільки необхідно створити сили тертя між стягуваними деталями, достатні для утримання деталей від зрушення. У другому випадку з'єднання легше, оскільки при постановці болтів без проміжку має велику здатність навантаження в напрямі, перпендикулярному до подовжньої осі болта.

Гвинти

Гвинти, як і болти, мають циліндричне тіло з різью, але використовуються, як правило, без гайок (рис. 5.10). При цьому в одній з деталей, що сполучаються, нарізують різь, а крізь другу гвинт проходить вільно, з проміжком.

Існує велика кількість голівок гвинтів (рис. 5.11), у тому числі із зовнішнім і внутрішнім шестигранником, квадратом, зірочкою, зі шліцем під викрутку і так далі.

Використання шліців і внутрішніх профілів забезпечує безпечне укручування гвинта у відповідальних місцях, оскільки при перевищенні моменту затягування більше допустимого першою зрізується шліц/профіль, а не різь у корпусі.

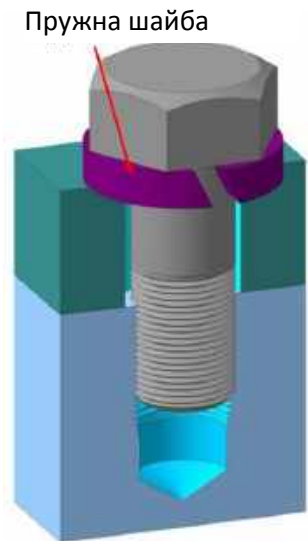


Рис. 5.10

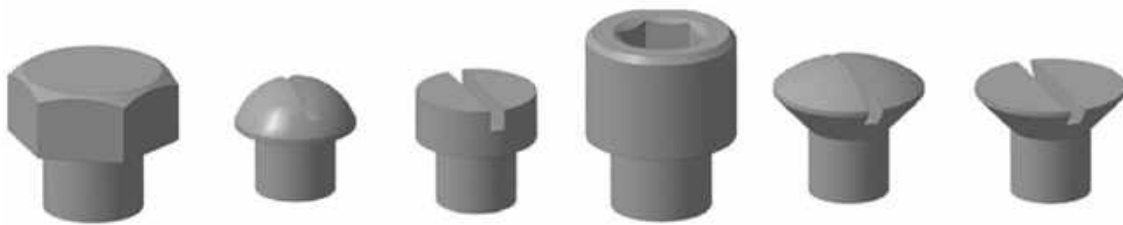


Рис. 5.11

Шпильки

Шпилька – це стрижень з різью без голівки (рис. 5.12). Різь може бути на кінцях або уздовж усієї довжини стрижня. Один кінець укручують в одну з деталей, а на другій кінець накручують гайку.

Для полегшення укручування на одному з кінців передбачають шліц під викрутку або квадрат меншого, ніж різь, перерізу.



Рис. 5.12

Гайки

Гайка – це деталь обертання з внутрішньою різью (рис. 5.12). Зовнішня форма зазвичай шестигранна, але в деяких випадках може бути круглою, у вигляді баранчика або з накаткою.

Звичайна висота нормальної гайки $\approx 0,8 d$, легка гайка має висоту $\approx 0,5 d$, важка – $\approx 1,6 d$.

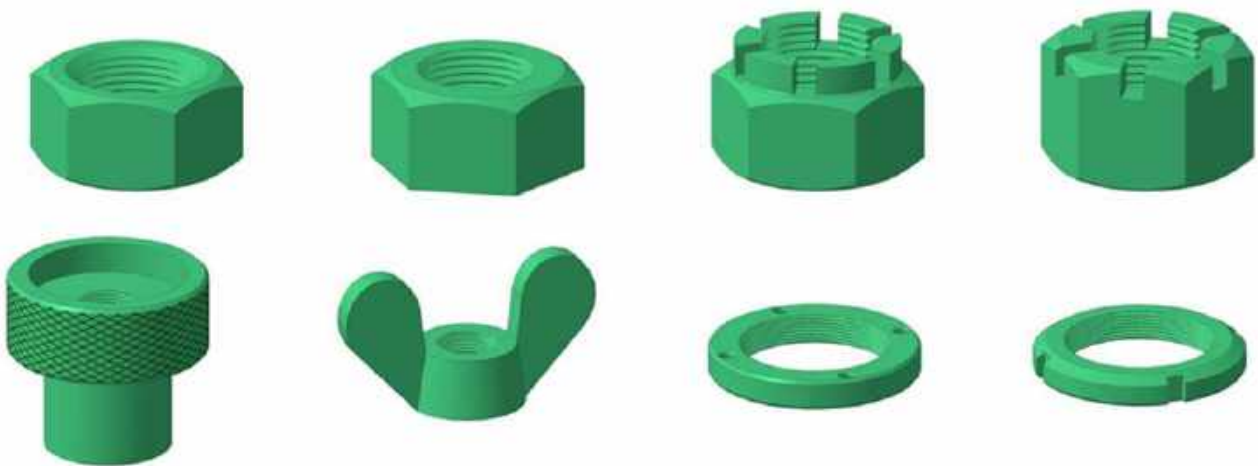


Рис. 5.13

Установчі гвинти

Установчі гвинти застосовуються для фіксування взаємного розташування деталей, що з'єднуються. Для кращої фіксації деталей гвинти мають на кінцях різні виступи або поглиблення. Якщо є необхідність або можливість, у деталях виготовляють спеціальні отвори під кінці установчих гвинтів.

Приклади кінців установчих гвинтів наведено на рис. 5.14.

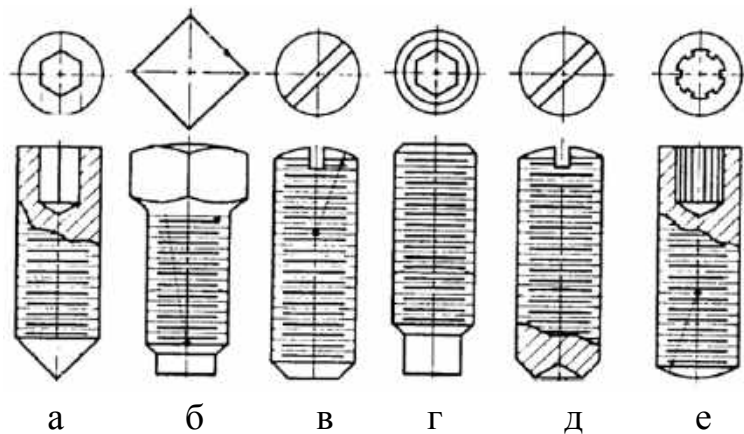


Рис. 5.14

Конічний кінець (рис. 5.14, а) глибоко проникає в сполучену деталь і тому застосовується для постійної фіксації деталей. Плоский кінець (рис. 5.14, б, в, г) найбільш ефективний при відповідній плоскій поверхні. Засвердлений кінець (рис. 5.14, д) дає хороше тертя з відповідною деталлю.

5.1.4. Розподіл навантаження між витками різі

Задача розподілу сил між витками різі є статично невизначеною. При її вирішенні необхідно враховувати деформації гвинта, гайки і витків різі. Це завдання уперше вирішив М. Є. Жуковський. Він встановив, що навантаження по витках різі розподіляється нерівномірно (рис. 5.15). У рішенні М. Є. Жуковського навантаження на перший виток гайки становить 34 % від загального навантаження, а на десятий – $\approx 1\%$.

Насправді, нерівномірність менше внаслідок помилок виготовлення, а також через контактні та пластичні деформації, тобто фактично навантаження на перший виток становить не 34, а від 16 до 25 %.

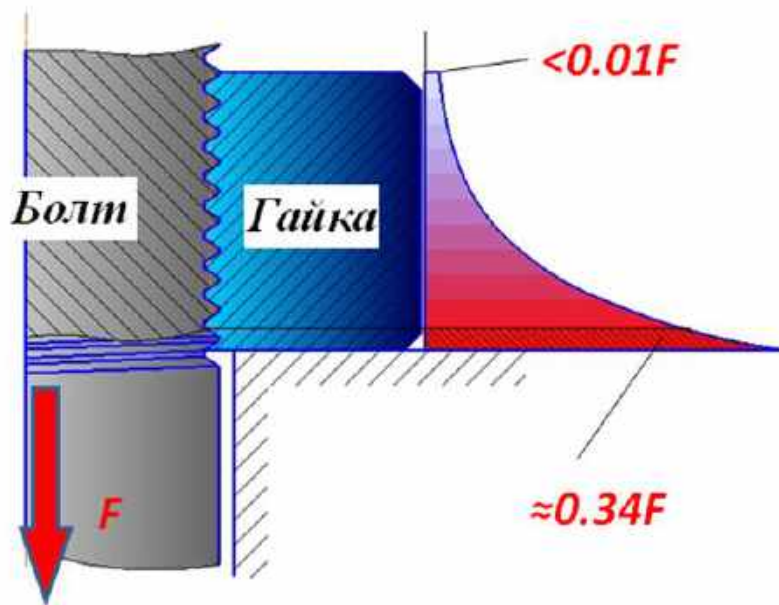


Рис. 5.15

Розглянемо головну причину цієї нерівномірності. З рис. 5.16 видно, що в поперечному перерізі першого витка різі гвинт розтягнутий, а гайка стиснута, тобто мають місце деформації із різними знаками. Різницю деформації гвинта і гайки сприймає виток різі. Відповідно до закону Гука, чим більше деформації елемента, тим вище навантаження, які викликали цю деформацію. Отже, перший виток різі – найбільше навантажений. Подальші витки навантажені менше, оскільки до них приходить тільки та частина навантаження, яке залишилося після попередніх витків. Отже, вони сприймають меншу різницю деформацій.

Для вирівнювання навантаження між витками використовують:

- різі високої точності;
- пластичні матеріали;
- гайки особливої конструкції;
- модифікацію профілю різі;
- інші засоби.

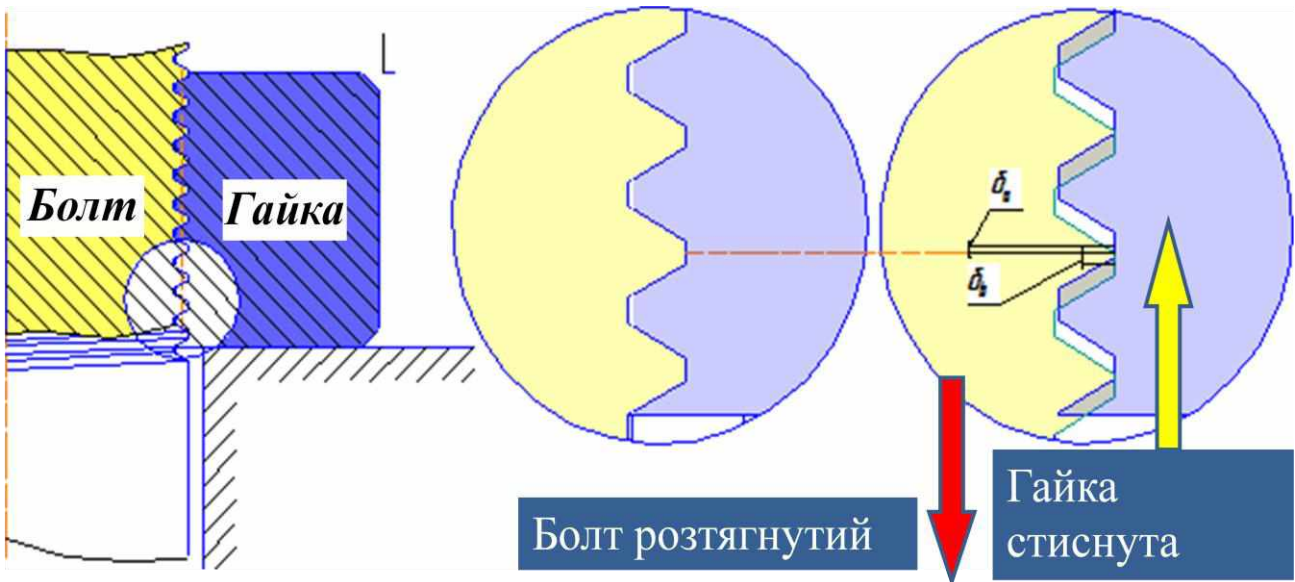


Рис. 5.16

Використання гайок особливої конструкції

У конструкції так званої "вісячої" гайки передбачено, що опорна поверхня гайки розташована так, щоб витки гайки, як і витки болта, працювали на розтягування (рис 5.17). Це дозволяє поліпшити втмну витривалість з'єднання приблизно на 30 %.



Рис. 5.17

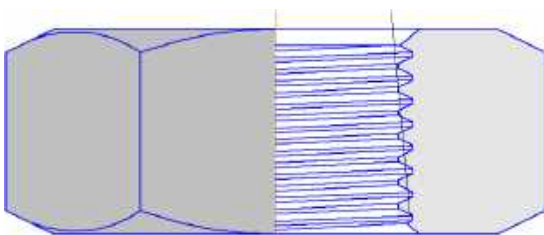


Рис. 5.18

Ще один варіант зменшення нерівномірності навантаження показано на рис. 5.18. Підрізуючи найбільш навантажені витки, домагаються їх більшої піддатливості і, таким чином, перерозподілу навантаження на наступні витки.

5.1.5. Розрахунок кріпильної різі на міцність

Розрахунок різі виконують за умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими напруженнями, встановленими на основі експериментів і практики експлуатації.

Розглянемо схему гвинтової пари (рис. 5.19).

Різь розраховують:

1) за напруженням зрізу в перерізі гвинта *ab* або гайки *ce* (основний вид руйнування);

2) за напруженням зминання на робочій гвинтовій поверхні *ae*.

Напруження зрізу:

для гвинта

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d_1 K_m P Z} \leq [\tau];$$

для гайки

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d K_m P Z} \leq [\tau],$$

де K_m – коефіцієнт повноти різі, який залежить від типу різі:

$$K = \frac{ab}{P} = \frac{ce}{P}.$$

Для трикутної різі $K = 0,87$.

Напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 Z} \leq [\sigma_{зм}],$$

Допустимі напруження для сталі приймають із таблиць або приблизно:

$$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T; \quad [\sigma_{зм}] = 0,8 \sigma_T.$$

З умови рівномірності гвинта і гайки отримують, що висота гайки $H = 0,8d$. Іноді $H = 0,5d$ (низька гайка).

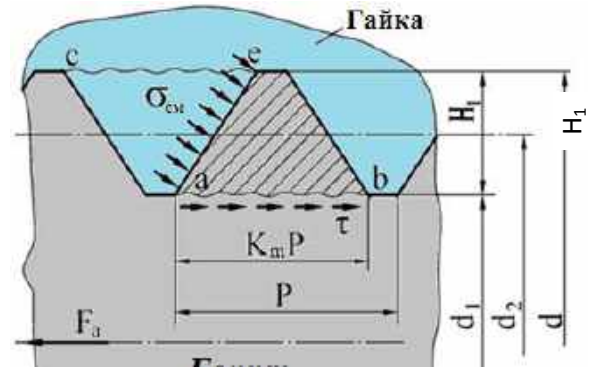


Рис. 5.19

5.1.6. Розрахунок болтів (шпильок) на міцність

Розрахунок болтів на міцність виконують, як правило, у два етапи: 1) проектний; 2) перевірочний. Проектний розрахунок зводиться до попереднього визначення діаметра болта, перевірочний – до знаходження коефіцієнтів запасу втомної і статичної міцності.

Іноді проектний розрахунок є остаточним для мало навантажених болтів.

Проектний розрахунок болтів

1. Болт (шпилька) навантажений поздовжньою (осьовою) силою (основний розрахунковий випадок, рис. 5.20, а).

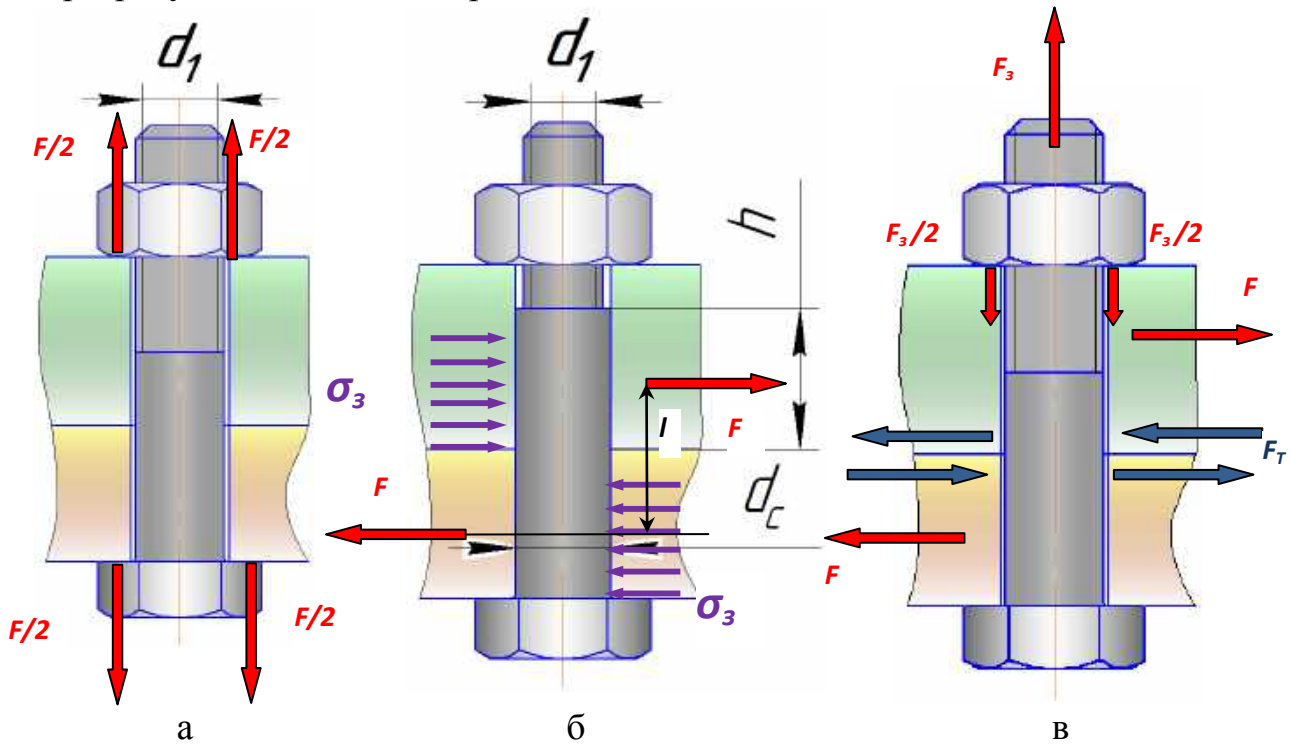


Рис. 5.20

Діаметр болта визначають з умови його роботи на розтягування:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{F}{0,78[\sigma_p]}}$$

де F – осьова сила розтягування, діюча на болт; d_1 – внутрішній діаметр різі;

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}; \quad [S] = 2 \dots 3.$$

2. Болт навантажено поперечною силою.

А. Болт, вставлений в отвір без проміжку (рис. 5.20, б). Зазвичай в цьому випадку використовують болти підвищеної точності (класу точності А). Такі болти називають чистими або призонними.

Діаметр стрижня болта d_c визначають з розрахунку його роботи на зріз і зминання. Дотичні напруження зрізу:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d_c^2}{4}} \leq [\tau] \rightarrow d_c,$$

де $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ – допустиме напруження на зріз.

Нормальне напруження зминання

$$\sigma_z = \frac{F}{hd_c} \leq [\sigma_z].$$

При значній відстані між лініями дії сил чистий болт працюватиме і на вигин від моменту $M = Fl$.

Перевага з'єднання з чистими болтами полягає в тому, що, окрім передачі навантаження F , забезпечується також точне центрування деталей.

Б. Болт, вставлений в отвір з проміжком (рис. 5.20, в).

Поперечне навантаження F має передаватися силою тертя в стику F_T , котра дорівнює $F_T = kF$.

Для створення сили тертя застосовують попереднє затягування болтів.

Болт розраховують на розтягування із урахуванням сили попереднього затягування:

$$F_3 \geq \frac{F_T}{f} = \frac{kF}{f}, \quad \sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1,$$

де $f = 0,08 \dots 0,12$ – коефіцієнт тертя; k – коефіцієнт надійності затягування: при статичному навантаженні дорівнює $k = 1,3 \dots 1,5$; при динамічному – $k = 1,8 \dots 4$.

У загальному випадку затягування потрібне:

- 1) для створення сил тертя в стиках, що сприймають навантаження зрушення;
- 2) для забезпечення нерозкриття стику (герметичності);
- 3) для підвищення втомної міцності нарізних з'єднань.

При більш точних розрахунках необхідно враховувати дотичні напруження в стрижні гвинта від дії крутного моменту тертя у різі при загвинчуванні гайки. Відповідно до четвертої гіпотези міцності еквівалентні номінальні напруження в гвинті від розтягування і кручення:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

де нормальне напруження $\sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{F_3}{0,78d_1^2}$; дотичне напруження $\tau = \frac{T_{zn}}{W_\rho}$,

$T_{zn} = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$ – момент, який виникає при обертанні гвинтової пари;

$W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16} = 0,2d_1^3$ – полярний момент опору.

Перетворимо цей вираз:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{эке}} &= \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \frac{\tau^2}{\sigma_p^2}} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \left(\frac{16F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\pi d_1^3} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4F_3} \right)^2} = \\ &= \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left(\frac{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{d_1} \right)^2}.\end{aligned}$$

Для метричної різі з основним кроком кут підйому гвинтової лінії в середньому $\psi = 2^\circ 30'$. Середнє значення коефіцієнта тертя можна прийняти $f = 0,12$, і тоді приведений кут тертя

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha/2)} \approx 10^\circ,$$

де α – кут профілю, для метричної різі $\alpha = 60^\circ$. При цих значеннях ψ і φ'

$$\sigma_{\text{эке}} \approx 1,3\sigma_p \leq [\sigma],$$

і коефіцієнт $1,3$ враховує вклад напружень кручення. Таким чином, остаточна формула для розрахунків має вигляд

$$\sigma = \frac{1,3F_3}{0,78d_1^2} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{1,3F_3}{0,78[\sigma_p]}}. \quad (5.1)$$

Допустимі напруження для різьбових з'єднань:

– для болта, вставленого в отвір без проміжку і навантаженого статичною зсувною силою, напруження зрізу $[\tau_{зр}] = 0,4\sigma_T$; при змінному навантаженні $[\tau_{зр}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$;

– для болта, вставленого в отвір без проміжку і навантаженого зсувною силою, як статичною, так і змінною, напруження зминання:

– для сталевих деталей, що сполучаються $[\sigma_3] = 0,8\sigma_T$;

– для чавунних з'єднань деталей $[\sigma_3] = 0,4\sigma_B$.

Відстань між стяжними болтами (гвинтами, шпильками) у відповідальних конструкціях з умови герметичності та міцності приймають не більше $(8 \dots 10)d$, де d – зовнішній діаметр різі.

5.1.7. Розрахунок нарізних з'єднань, навантажених відривними силами (розкриття стику не допускається)

Прикладом таких з'єднань можуть бути болти для кріплення кришок гідро- і пневмо-циліндрів, навантажених тиском рідини або газу (рис. 5.21, а), різного роду кронштейнів (рис. 5.21, б), а також кришок, що сприймають значні осьові сили (тяга двигуна, навантаження від вертолітного гвинта).

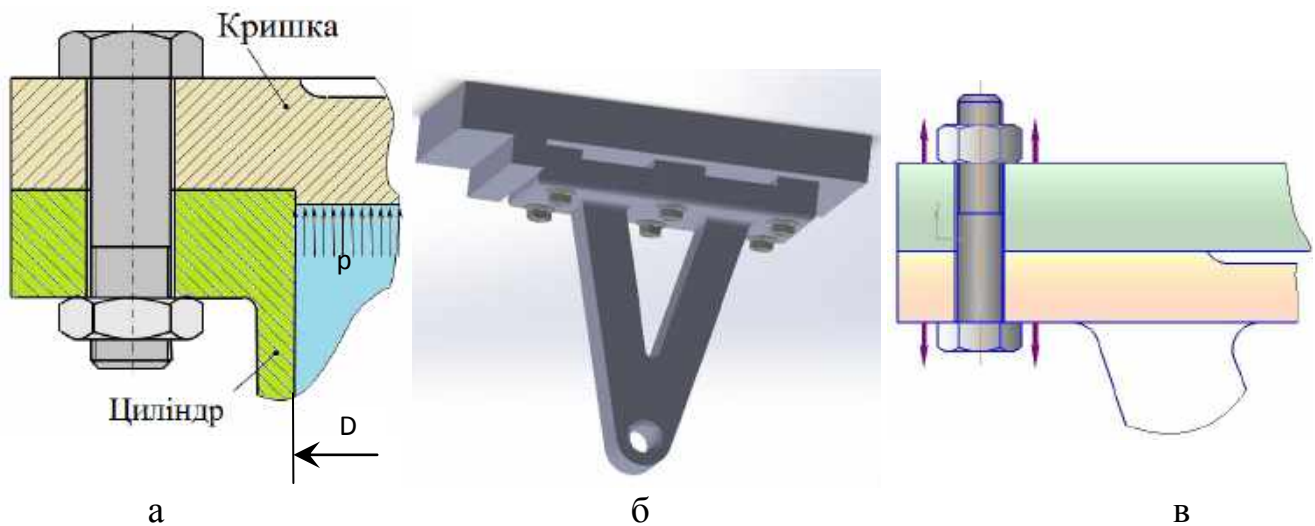


Рис. 5.21

Нехай число болтів дорівнює Z . Герметичність (нерозкриття стику) має забезпечуватися попереднім затягуванням болтів. Сила, що відриває кришку, наприклад, тиском рідини p , дорівнює

$$F_0 = 0,78D^2 p .$$

Приймаємо, що сила F_0 розподіляється по болтах рівномірно, тоді зовнішня сила, що діє на один болт, $F = F_0 / Z$.

Для того, щоб визначити потрібну силу затягування, після якого буде забезпечена герметичність з'єднання, розглянемо ряд положень болтового з'єднання (рис. 5.22).

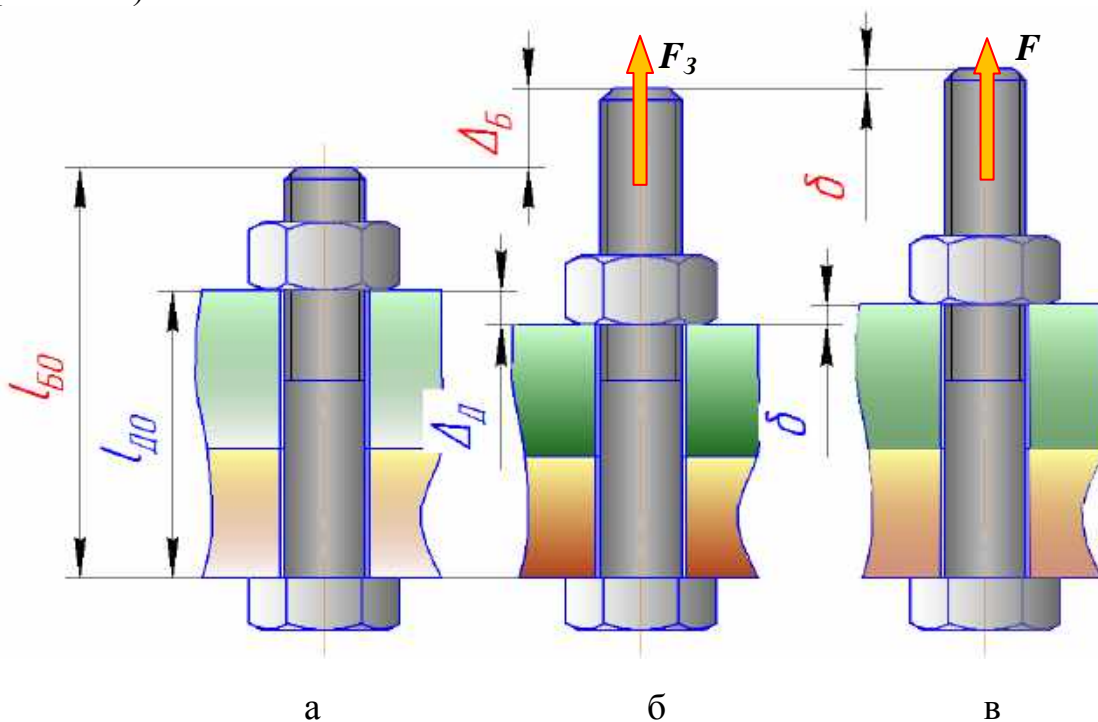


Рис. 5.22

У початковому положенні (рис. 5.22, а) болт має довжину l_{B0} , сполучені деталі – сумарну товщину l_{D0} . При обертанні гайки створюється сила затягування F_3 , під дією якої болт подовжується на величину Δ_B і деталі стискаються на Δ_D (рис. 5.22, б). В результаті довжина болта становитиме $l_B = l_{B0} + \Delta_B$, товщина деталей – $l_D = l_{D0} - \Delta_D$.

Після додатка до з'єднання зовнішньої осьової сили F болт додатково подовжиться на величину δ , на цю ж величину зменшиться деформація деталей (рис. 5.22, в).

Розглянемо процес затягування і навантаження в системі координат сила-деформація (рис. 5.23). Відкладемо значення сили попереднього затягування F_3 . Їй відповідають деформація болта Δ_B і деформація деталі Δ_D (див. рис. 5.22, б). За законом Гука деформація пропорційна силі, що її спричиняла:

$$\Delta_B = F_3 \lambda_B = \frac{F_3}{C_B}, \quad \Delta_D = F_3 \lambda_D = \frac{F_3}{C_D}, \quad (5.2)$$

де λ – коефіцієнт піддатливості (деформація, спричинена одиничною силою); C – коефіцієнт жорсткості (сила, що спричиняє одиничну деформацію).

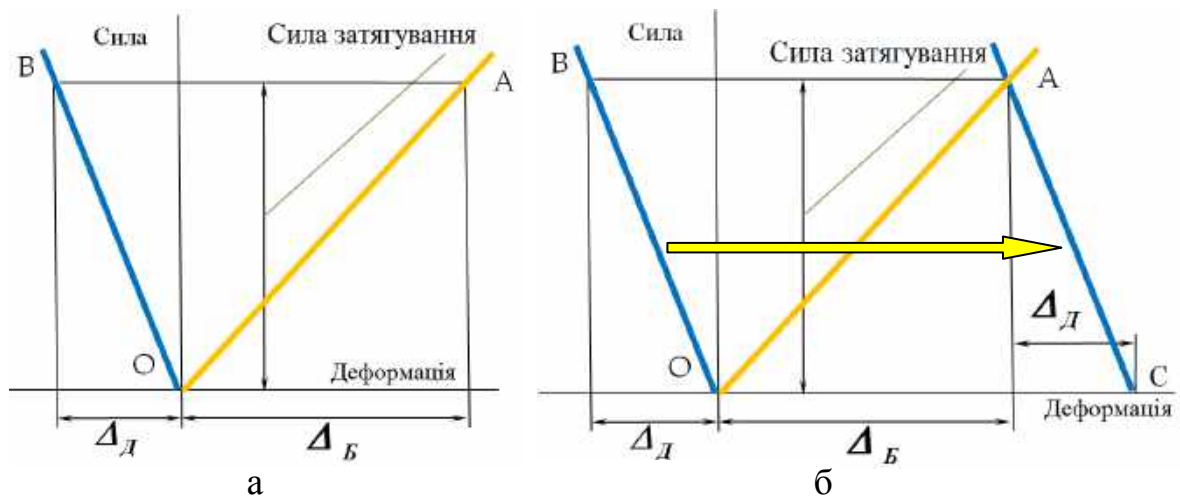


Рис. 5.23

З рівняння (5.2) виразимо F_3 :

$$\left. \begin{aligned} F_3 &= \frac{1}{\lambda_B} \Delta_B = C_B \Delta_B, \\ F_3 &= \frac{1}{\lambda_D} \Delta_D = C_D \Delta_D, \end{aligned} \right\} \text{ – це рівняння прямих, що проходять через початок координат.}$$

Проведемо лінію деформації болта OA і лінію деформації деталі OB (рис. 5.23, а). Для зручності розгляду спільної роботи болта і деталі перенесемо пряму OB паралельно самій собі та проведемо її через точки A і C (рис. 5.23, б). У цьому випадку відлік деформації болта виконуємо від точки O вправо, а деформації деталі – від точки C вліво.

Як зазначено вище, після додатку до з'єднання зовнішньої осьової сили F деформації болта і деталей змінилися на величину δ . Відобразивши цей факт на графіках, отримаємо діаграму затягування (рис. 5.24). З неї видно, що зусилля у болті після додатка зовнішньої сили виросло на величину F_B , а сила попереднього затягування деталі F_3 зменшилась на величину $F_D = F - F_B$ і стала дорівнювати F_{33} (залишкова сила затягування). Таким чином, умову нерозкриття стику можна виразити як $|\Delta_D - \delta| > 0$, або $F_{33} > 0$.

Виразимо F_B як частину зовнішньої сили:

$$F_B = \chi F,$$

де χ – коефіцієнт основної (зовнішньої) сили, що показує, яку частину від зовнішньої сили сприймає болт. Сила, що йде на розвантаження деталей (стиків):

$$F_D = F - F_B = (1 - \chi)F.$$

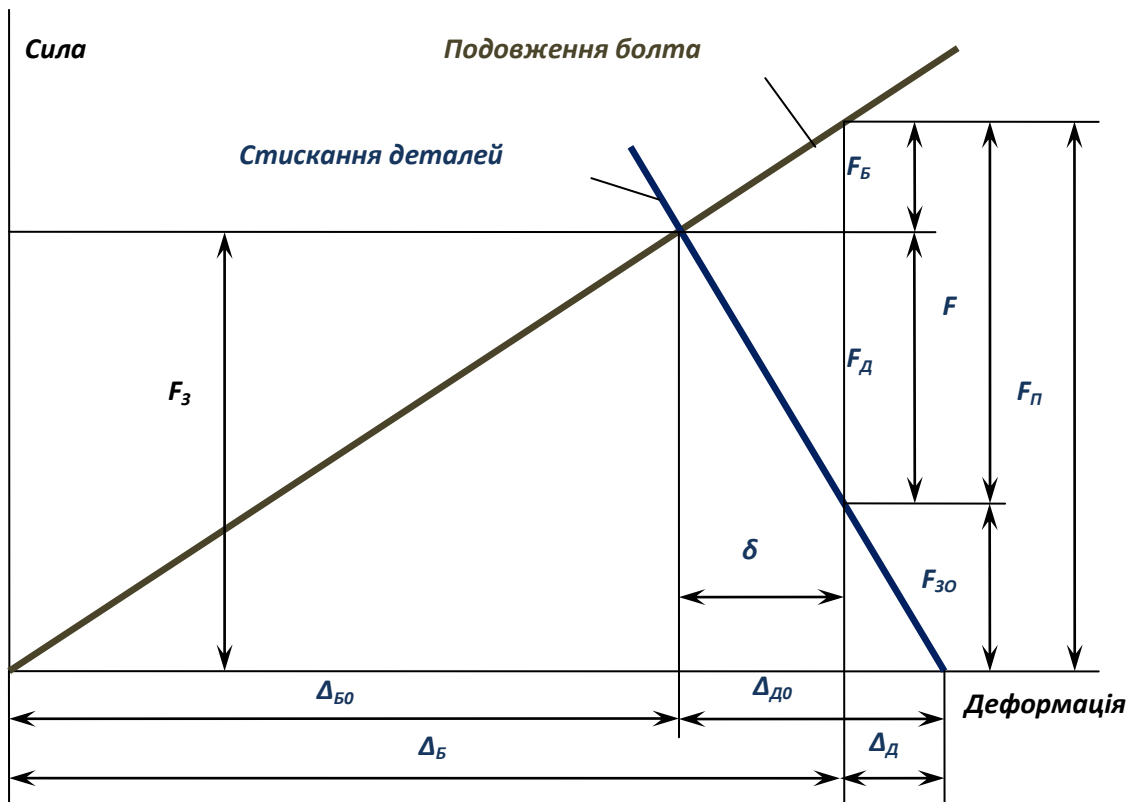


Рис. 5.24

Запишемо, чому дорівнює деформація δ :

$$\delta = F_B \lambda_B = F_D \lambda_D, \quad \chi F \lambda_B = (1 - \chi) F \lambda_D,$$

звідки

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_D + \lambda_B}. \quad (5.3)$$

Оскільки $\frac{1}{\lambda} = C$, тому

$$\chi = \frac{C_B}{C_B + C_D}. \quad (5.4)$$

З досвіду і експериментів відомо, що $\chi = 0,1..0,4$, тобто у заздалегідь затягнутому з'єднанні після додатка зовнішньої сили навантаження на болт збільшується на 10...40 %, іншу частину зовнішнього навантаження сприймає стик.

Як видно з формул (5.3), (5.4), χ залежить від піддатливості або жорсткості болта і деталей.

Визначимо силу затягування, при якій забезпечується нерозкриття стику:

$$F_{3min} = F_D = (1 - \chi)F.$$

Це граничне значення сили затягування. Приймають

$$F_3 = k_3 F_{3min} = k_3 (1 - \chi)F,$$

де k_3 – коефіцієнт запасу затягування; $k_3 = 1,3..1,5$ – для статичного навантаження; $k_3 = 1,5..4$ – для динамічного навантаження.

Знайдемо повну силу, що діє на болт:

$$F_{II} = F_3 + F_B, \quad (5.5)$$

або

$$F_{II} = F_{30} + F. \quad (5.6)$$

Залежність (5.5) є зручнішою для розрахунків на втому, тому що виділена змінна складова F_B ; формула (5.6) краще відображає фізику явища.

Перепишемо рівняння (5.5):

$$F_{II} = F_3 + F_B = k_3 (1 - \chi)F + \chi F.$$

Робота болта на кручення враховується так само, як і у формулі (5.1). Тоді сумарна розрахункова сила на болт:

$$F_{CP} = 1,3F_3 + F_B.$$

Діаметр болта визначають за формулою

$$\sigma_p = \frac{F_{cp}}{0,78d_1^2} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{F_{cp}}{0,78[\sigma_p]}}.$$

5.1.8. Визначення коефіцієнта основного навантаження

У загальному випадку коефіцієнт основного навантаження визначають таким чином (див. формулу 5.3):

$$\chi = \frac{\sum_i \lambda_{Д_i}}{\sum_i \lambda_{Д_i} + \sum_i \lambda_{Б_i}},$$

де $\sum_i \lambda_{Д_i}$ – сумарна піддатливість пакета деталей, що з'єднуються; $\sum_i \lambda_{Б_i}$ – сумарна піддатливість болта.

Визначення піддатливості болта. Приймають, що у болта деформуються та його частина, яка знаходиться в отворі, і половина висоти гайки. Якщо на болті є частини з різними діаметрами (рис. 5.25), то з умови спільності деформацій (вони накопичуються від ділянки до ділянки) піддатливість усього болта дорівнює сумі піддатливостей ділянок:

$$\lambda_B = \sum \lambda_{Бi} = \frac{1}{E_B} \left(\frac{l_{Б1}}{A_{Б1}} + \frac{l_{Б2}}{A_{Б2}} + \dots + \frac{l_{Бn}}{A_{Бn}} \right).$$

Визначення піддатливості деталей, що з'єднуються. Існує гіпотеза, що тиск з боку гайки і голівки болта поширюється не по усій площі деталей, а тільки в деякій зоні впливу (рис. 5.26, а). Вважають, що деформується тільки той матеріал, який знаходиться усередині зрізаного конуса з меншим діаметром, рівним розміру під ключ S (рис. 5.26, б).

Експериментально визначено, що це справедливо при товщині деталей, що з'єднуються, $h \leq 1,5S$. Вважаємо, що аналізується саме цей випадок. Кут конуса $\alpha = 22 \dots 26,5^\circ$, $\text{tg} \alpha \approx 0,4 \dots 0,5$.

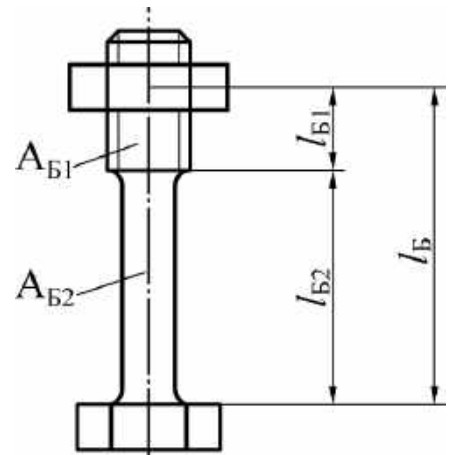
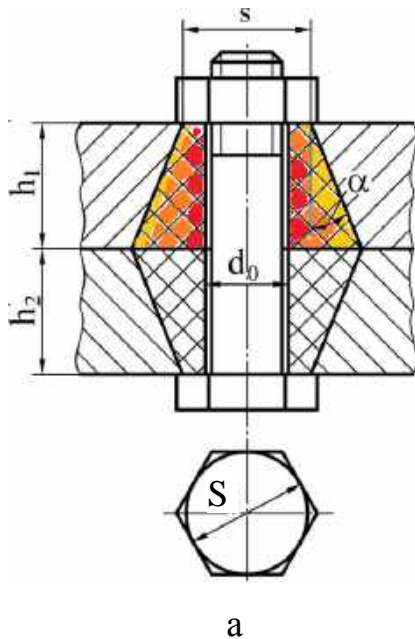


Рис.5.25



а



б

Рис. 5.26

Так само, як і для болта, піддатливість деталей дорівнює сумі піддатливостей окремих ділянок:

$$\lambda_D = \sum_{i=1}^n \lambda_{Di} = \frac{h_1}{E_{D1}A_{D1}} + \frac{h_2}{E_{D2}A_{D2}} + \dots + \frac{h_n}{E_{Dn}A_{Dn}}.$$

Для спрощення визначення площ A_{Di} конуси тиску замінюють еквівалентними по площі циліндрами (рис. 5.27). Діаметр еквівалентного циліндра:

$$D_{E1} = S + \frac{2h_1 \operatorname{tg} \alpha}{2}, \text{ тобто } D_{E1} = S + \frac{h_1}{2}.$$

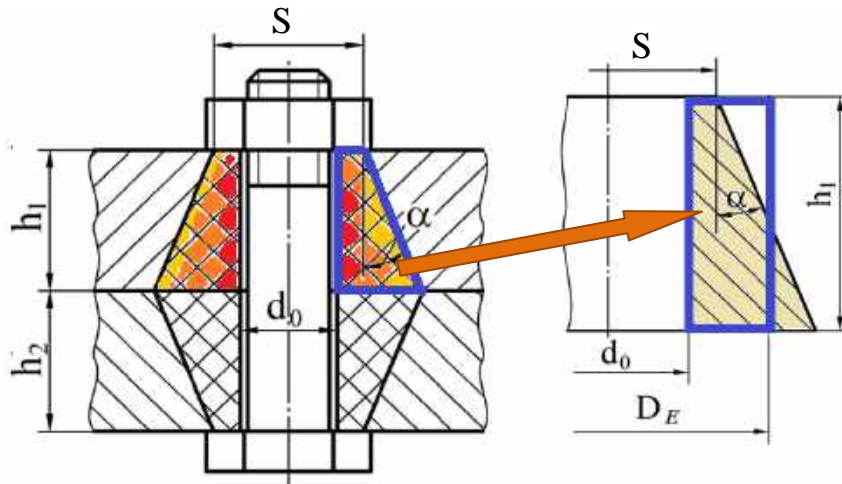


Рис. 5.27

Тоді можна записати:

$$A_{D1} = \frac{\pi}{4} (D_{E1}^2 - d_0^2), \quad A_{D2} = \frac{\pi}{4} (D_{E2}^2 - d_0^2),$$

де d_0 – діаметр отвору під болт, зазвичай $d_0 = d + 1$ мм.

5.1.9. Розрахунок болтів на міцність при дії змінних навантажень

Розглянемо, які цикли зміни напруження можливі у болтах (див. рис. 1.9).

Симетричний цикл неможливий, оскільки болти не працюють на стискування. Тому розглянемо найбільш небезпечний із циклів, коли напруження не змінюють знак – віднульовий або пульсуючий.

Якщо болт заздалегідь не затягнутий, то він працює згідно з віднульовим циклом, якщо ж затягнутий – то цикл буде асиметричним. Покажемо це на діаграмах. Оперуватимемо не напруженнями, а силами (рис. 5.28).

Відповідно до рисунка для першого випадку

$$F_{a1} = F_{m1} = \frac{F}{2},$$

тобто навантаження змінюється від 0 до F , а для другого –

$$F_{a2} = \frac{F_B}{2} = \frac{\chi F}{2}, \quad F_{m2} = F_3 + \frac{F_B}{2},$$

тобто навантаження на болт змінюється від F_3 до F_c .

Очевидно, що $F_{a2} < F_{a1}$, або $\sigma_{a2} < \sigma_{a1}$. Таким чином, при дії змінних навантажень для підвищення втомної міцності болтів необхідно виконати попереднє затягування болта.

Затягування призводить до збільшення суми навантажень, що діють на болт. Це дещо знижує його статичну міцність, але при цьому значно зменшується змінна (амплітудна) частина навантаження.

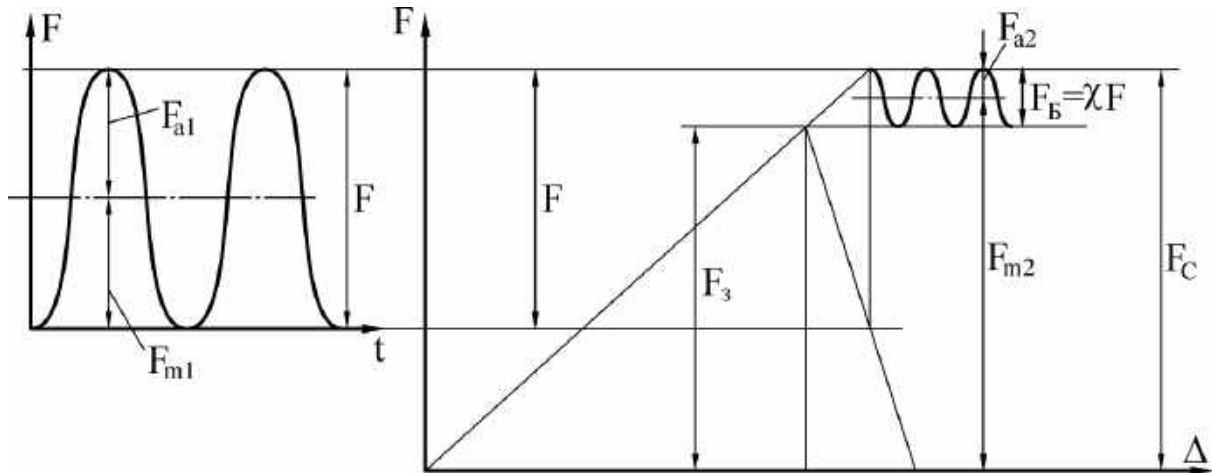


Рис. 5.28

Оскільки за виникнення втомних тріщин відповідальні змінні напруження, то зменшення їх приводить до підвищення втомної міцності болта.

Запас втомної міцності болта дорівнює

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon}{k_\sigma k_y \beta \sigma_a} \geq [S_\sigma],$$

де σ_{-1} – межа втомної міцності гладкого зразка; k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження; ε – масштабний чинник; k_y – коефіцієнт, що враховує технологічне зміцнення; β – коефіцієнт конструктивного зміцнення ($\beta = 1$, якщо гайка працює на деформацію стискування, і $\beta = 1,35 \dots 1,6$, якщо тіло гайки в зоні різьблення частково або по усій довжині працює на розтягування); σ_a – амплітудні напруження у болті; $[S_\sigma] = 1,5 \dots 2,5$, якщо затягування контрольоване; $[S_\sigma] = 2,5 \dots 4$ – якщо затягування неконтрольоване.

Болти, які працюють в умовах асиметричного циклу, при збереженні умови втомної міцності можуть втратити працездатність внаслідок досягнення межі плинності. Тому необхідно визначати запас міцності за статичною несучою здатністю:

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зам} + 2\sigma_a} \geq [S],$$

де $\sigma_{зам}$ – напруження від сили попереднього затягування; $[S] \geq 1,5$.

Допустимі напруження затягування у болті

$$\sigma_{зам} = \frac{F_3}{A_B} \leq 0,8\sigma_T.$$

Зазвичай приймають $\sigma_{зам} = (0,6...0,7)\sigma_T$ – для вуглецевих сталей і $\sigma_{зам} = (0,4...0,6)\sigma_T$ – для легованих.

5.1.10. Заходи, що підвищують втомну міцність болтів

Міцність при дії змінних напружень порушується внаслідок виникнення тріщин у місцях їх концентрації.

Місця концентрації напружень на тілі болта – це точки 1, 2, 3 (рис. 5.29): 10...15 % усіх руйнувань припадає на точку 1, а 15...20 % – на точку 2 і 60...70 % – на точку 3.

Точка 3 – це перший робочий виток різі. Для точки 3 характерна висока концентрація напружень внаслідок концентрації навантаження.

Для підвищення втомної міцності болтів застосовують конструкторські й технологічні заходи.

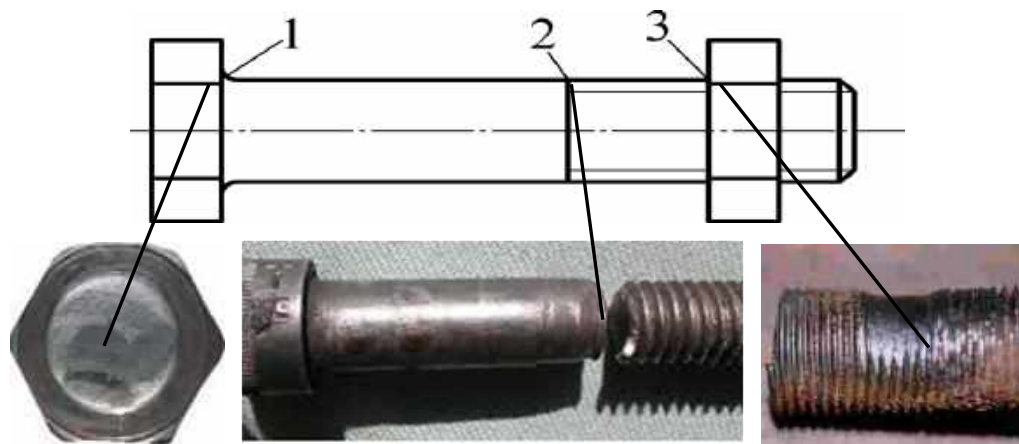


Рис. 5.29

Конструкторські заходи

1. Зниження концентрації напружень на стрижні болта (рис. 5.30).
2. Зменшення концентрації в різі (рис. 5.31). При переході від різі з плоскою западиною до різі з $R = (0,1...0,4)P$ амплітудні напруження σ_a зменшуються приблизно в два рази.

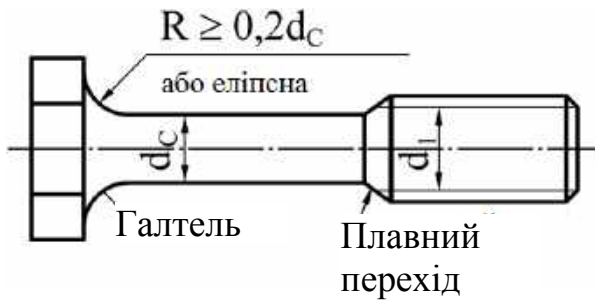


Рис. 5.30

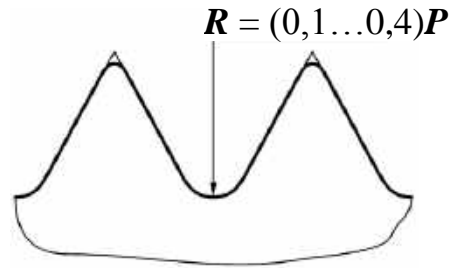


Рис. 5.31

3. Змінення жорсткості болтів і деталей. При постійних діючих силах затягування і зовнішній силі для цього можна:

а) зменшити діаметр стрижня болта у ненарізаній частині до $d_c = (0,8...1)d_1$ чи збільшити довжину болта l_B (рис. 5.32, а), при цьому жорсткість болтів знижується;

б) підвищити жорсткість деталей.

З рис. 5.32, б видно, що на жорсткий болт діє змінна зовнішня сила F_{B1} , яка більше сили F_{B2} , що діє на піддатливий болт.

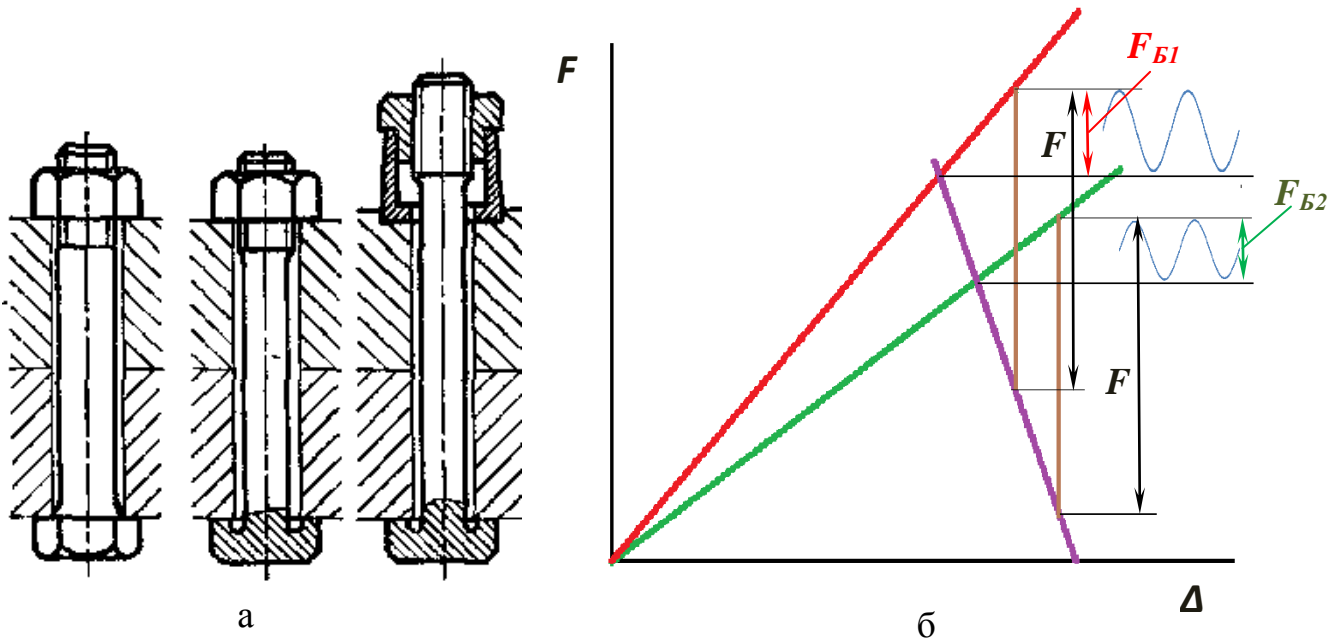


Рис.5.32

4. Застосування гайок спеціальної конструкції, наприклад, таких, які, як і болт, працюють на розтягування (див. рис. 5.17).

5. Використання для болтів високоміцних термооброблених сталей зі зміцнюючими покриттями. Таким чином, підвищується межа плинності σ_T , що дозволяє приймати великі σ_3 , у зв'язку з чим зменшується σ_a .

1. *Накатування різі* (див. підрозд. 5.1.9). При цьому волокна металу не перерізуються, а пластично деформуються, і на поверхні різі виникають залишкові напруження стискування. Це знижує концентрацію напружень і робочі напруження розтягування.

2. *Обкатування западин різі роликками і обдування дробом*. Позитивний ефект виникає завдяки залишковим напруженням стискування. Межу витривалості можна підвищити в 2-3 рази.

3. *Хіміко-термічна обробка* (цементация, азотування, ціанування та ін.). Ефект виникає завдяки залишковим напруженням і підвищенню межі витривалості матеріалу болтів.

5.1.11. Розрахунок груп болтів

Розрахунок груп болтів зводиться до визначення навантаження для найбільш навантаженого болта. Потім цей болт розраховують на міцність як поодинокий за формулами, наведеними вище.

Розглянемо декілька випадків розрахунку груп болтів.

1. Розрахунок групи болтів, якщо розкриття стику не допускається.

Корпус кріпиться до основи за допомогою групи болтів. Він навантажений силою F_x (рис. 5.33).

Болтове з'єднання навантажене моментом $M = F_x h$ і відривною силою F_y . Нерозкриття стику забезпечується попереднім затягуванням болтів.

При дії моменту M корпус буде повертатися. Навколо якої осі? Якщо розкриття стику не допускається, то корпус і основа працюють як одне ціле. Тому поворот корпусу відбувається відносно осі, яка проходить через центр тяжіння стику, як при вигині консольної балки прямокутного перерізу в місці її жорсткого закладення.

Умова нерозкриття стику

$$\sigma_z > \sigma_m + \sigma_y,$$

тобто напруження, які виникають у площині стику від сили попереднього затягування, мають бути більшими від напружень, які створюють у стику зовнішні навантаження.

Для розрахунків приймають

$$\sigma_z = k(\sigma_m + \sigma_y), \quad (5.7)$$

де $k = 1,25 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу затягування.

Умова нерозкриття стику дозволяє знайти силу попереднього затягування.

Виразимо у рівнянні (5.7) напруження через сили:

$$\frac{F_3 Z}{BH} = k \left(\frac{M}{BH^2} + \frac{F_y}{BH} \right),$$

звідки

$$F_3 = \frac{k}{Z} \left(\frac{6M}{H} + F_y \right).$$

Для розрахунку болта необхідно визначити зовнішню силу, що діє на самий навантажений болт. У випадку, що розглядається, $F = R_m + R_y$, де R_m – реакція у болті від моменту; R_y – реакція від сили, що відриває корпус; $R_y = \frac{F_y}{z}$.

R_m знайдемо з умови рівноваги, записаної в моментах

$$M = 2R_{56}a + 2R_{12}a \rightarrow R_{56} = R_m,$$

де R_{12} – умовна реакція, оскільки фактично є реакція основи на корпус. Найбільш навантаженими будуть болти 5 і 6.

Сумарна розрахункова сила:

$$F_{c \text{ розр}} = 1,3F_3 + \chi F.$$

Діаметр болта знаходимо з умови його роботи на розтягування:

$$\sigma_p = \frac{F_{c \text{ розр}}}{0,78d_1^2} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1,$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі болта. Потім вибираємо стандартну різь і стандартний болт.

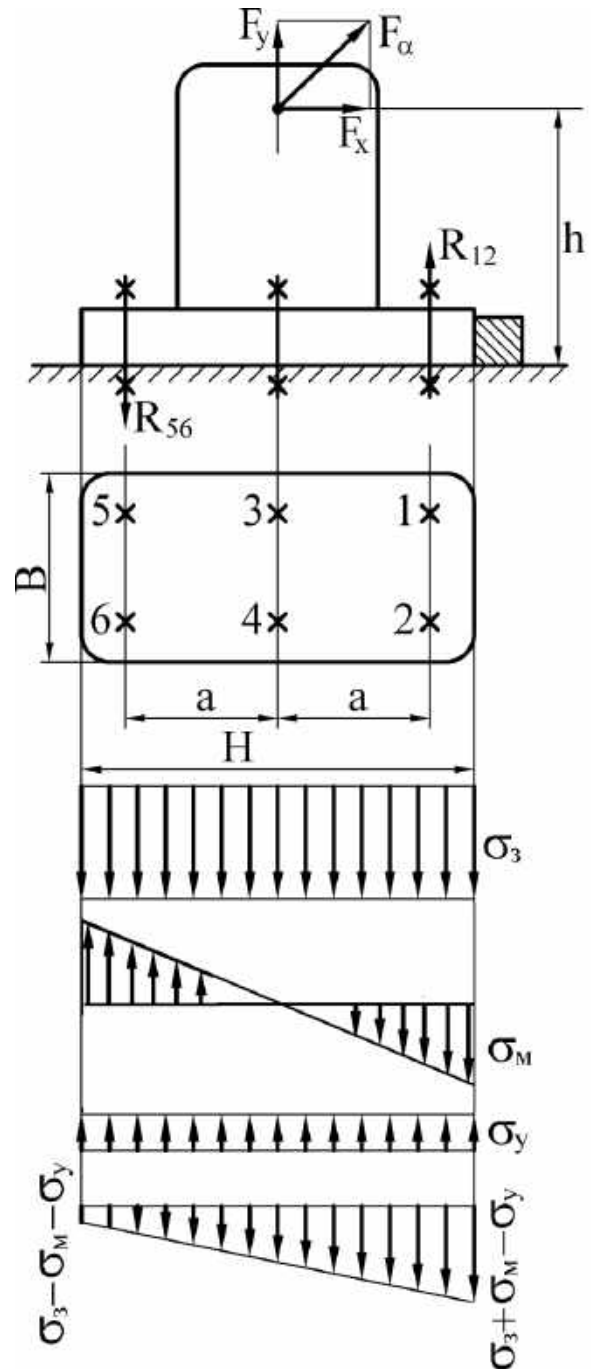


Рис. 5.33

Примітка. При рішенні завдань слід розрізняти напруження від попереднього затягування в стрижні болта $\sigma_3 = \frac{F_3}{A_B}$ і напруження від попереднього затягування в стику

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{A_{cm}}.$$

*Розрахунок групи болтів, навантажених силою і моментом,
що діють у площині стику*

Розглянемо кронштейн, який за допомогою шести болтів прикріплено до основи (рис. 5.34). На кронштейн діє сила F , яка прагне повернути його. Перенесемо силу статичним нулем у центр болтового з'єднання. Отримаємо силу F і момент $M = F l$.

Навантаження від сили F розподіляється по болтах рівномірно:

$$R_{F_i} = \frac{F}{Z},$$

де Z – кількість болтів.

Під дією моменту M кронштейн повернеться на кут $\Delta\varphi$. При цьому у болтах виникнуть реакції R_{M_i} і деформації Δ_i .

Відповідно до закону Гука (сила пропорційна деформації) запишемо:

$$\frac{R_{M_1}}{\Delta_1} = \frac{R_{M_2}}{\Delta_2} = \dots = \frac{R_{M_i}}{\Delta_i}.$$

Крім того, деформація пропорційна радіусу розташування болтів, тобто

$$\frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \dots = \frac{\Delta_i}{r_i}, \text{ або } \frac{R_{M_1}}{r_1} = \frac{R_{M_2}}{r_2} \text{ і т.і.}$$

З умови рівноваги:

$$Fl = R_{M_1} r_1 + R_{M_2} r_2 + \dots + R_{M_z} r_z.$$

Для цього випадку

$$Fl = 4R_{M_1} r_1 + 2R_{M_2} r_2.$$

Сумарна сила, що діє на кожен

болт, дорівнює геометричній сумі відповідних сил R_{F_i} і R_{M_i} , тобто

$$\bar{R}_i = \bar{R}_{M_i} + \bar{R}_{F_i}.$$

Розглянемо два випадки:

1. Болти поставлені без проміжку. Міцність болтів розраховують за напруженням різку і зминання:

$$\tau_{cp} = \frac{4R_i}{\pi d_c^2} \leq [\tau_{cp}], \quad \sigma_{cm} = \frac{R_i}{d_c h} \leq [\sigma_{cm}],$$

де d_c – діаметр гладкого стрижня; h – товщина кронштейна.

2. Болти, поставлені з проміжком. Навантаження передається силами тертя у стику, які відносять до осей болтів. Деталі не зрушуватимуться, якщо сила тер-

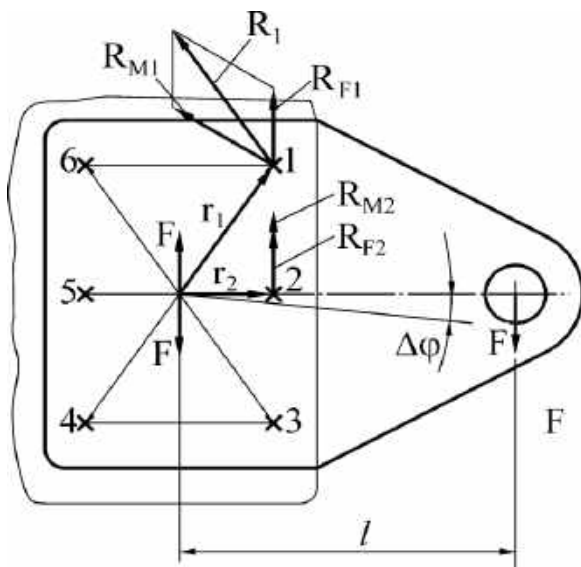


Рис. 5.34

тя під кожним болтом $F_{mp} > R_i$. Необхідна сила тертя забезпечується попереднім затягуванням болтів:

$$F_3 = \frac{k_3 R_{i \max}}{f}.$$

Діаметр болта визначають з умови його роботи на розтягування:

$$\sigma = \frac{1,3F_3}{0,78d_1^2} \leq [\sigma] \rightarrow d_1.$$

5.1.12. Розрахунок болтів фланцевих з'єднань, навантажених крутним моментом

Розглядають два випадки, коли на з'єднання діє ведучий момент T і момент навантаження T_H (рис. 5.35):

А. Болти поставлені в отвір без проміжку. Окружна сила, яка приходить на один болт:

$$F_t = \frac{2T}{ZD}.$$

Болт розраховують на зріз і зминання від сили F_t .

Б. Болти поставлені в отвори з проміжком. Навантаження передається силами тертя у стиці. Фланці не зрушаються один відносно іншого, якщо момент тертя більше крутного моменту: $T_{TP} > T$.

Приймають $T_{TP} = kT$,

де $k = 1,2 \dots 1,5$ – при статичному навантаженні; $k = 1,5 \dots 4$ – при змінному навантаженні.

Момент тертя для жорстких фланців визначають як для кільцевої п'яти:

$$T_{TP} = kT = \frac{1}{3} F_3 Z f \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \rightarrow F_3.$$

Якщо фланці податливі, то силу тертя відносять до осі болта. Сила тертя

$$F_{TP} = kF_t = F_3 f,$$

де $F_3 = \frac{2kT}{ZDf}.$

Болти розраховують на розтягування:

$$\sigma = \frac{1,3F_3}{0,78d_1^2} \leq [\sigma] \rightarrow d_1.$$

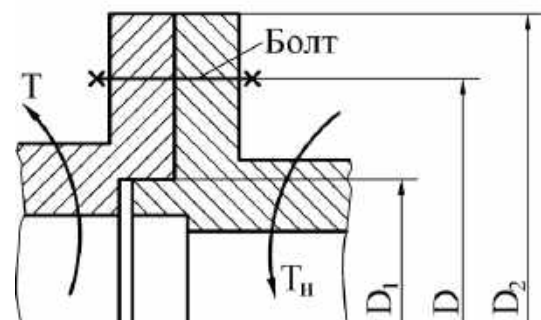


Рис. 5.35

Якщо порівнювати варіанти *A* і *B*, то отримаємо, що в першому випадку діаметр болта менший, а в другому – з'єднання буде дешевше завдяки більш простій технології.

5.1.13. Стопоріння нарізних з'єднань

Різи зазвичай не допускають самовідгвинчування, тобто осьове навантаження не викликає повороту гайки відносно болта. У разі дії тільки осьового статичного навантаження затягування болтів цілком вистачає для оберігання з'єднань від послаблення.

При вібраціях, що носять випадковий або систематичний характер і пов'язаних у більшості випадків з перекосом опорних поверхонь (при монтажі або в експлуатації внаслідок вигину), можуть бути короткочасні періоди, коли гайка виявляється майже вільною від осьових сил. У результаті навіть незначні бічні сили можуть викликати її поворот.

При дії зовнішніх сил у площині стику розгвинчування може відбуватися і за наявності залишкової сили затягування. Практика показала, що нарізні з'єднання можуть надійно працювати при змінних навантаженнях тільки у застопореному стані. Для цього застосовують стопоріння створенням додаткового тертя між кріпленням і деталями, що сполучаються (фрикційне стопоріння), і шляхом введення додаткових деталей (позитивне стопоріння).

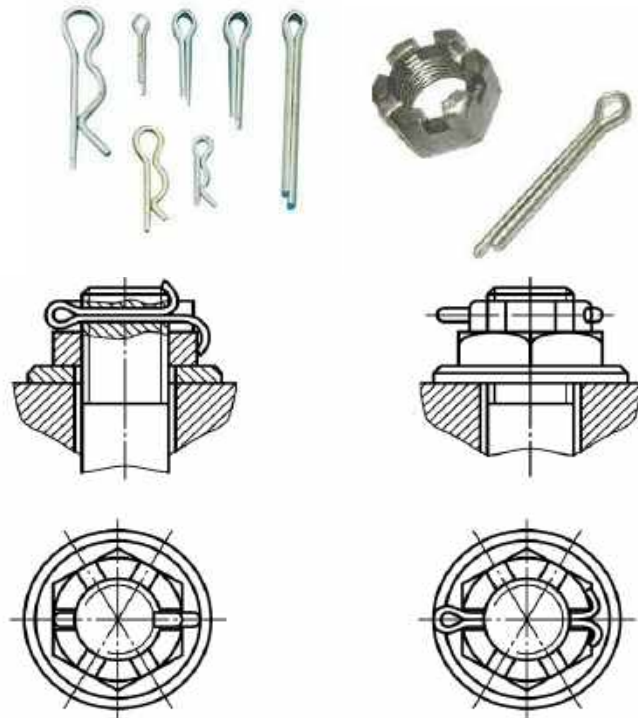
У таблиці 5.1 наведено методи стопоріння нарізних з'єднань.

Таблиця 5.1

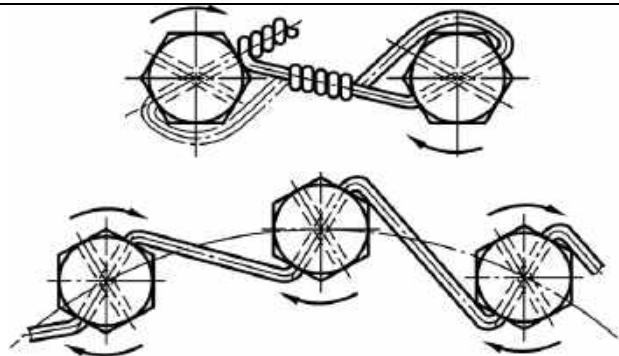
Елементи для стопоріння	Приклади застосування
Шайби стопорні з лапкою (ГОСТ 13463-77)	

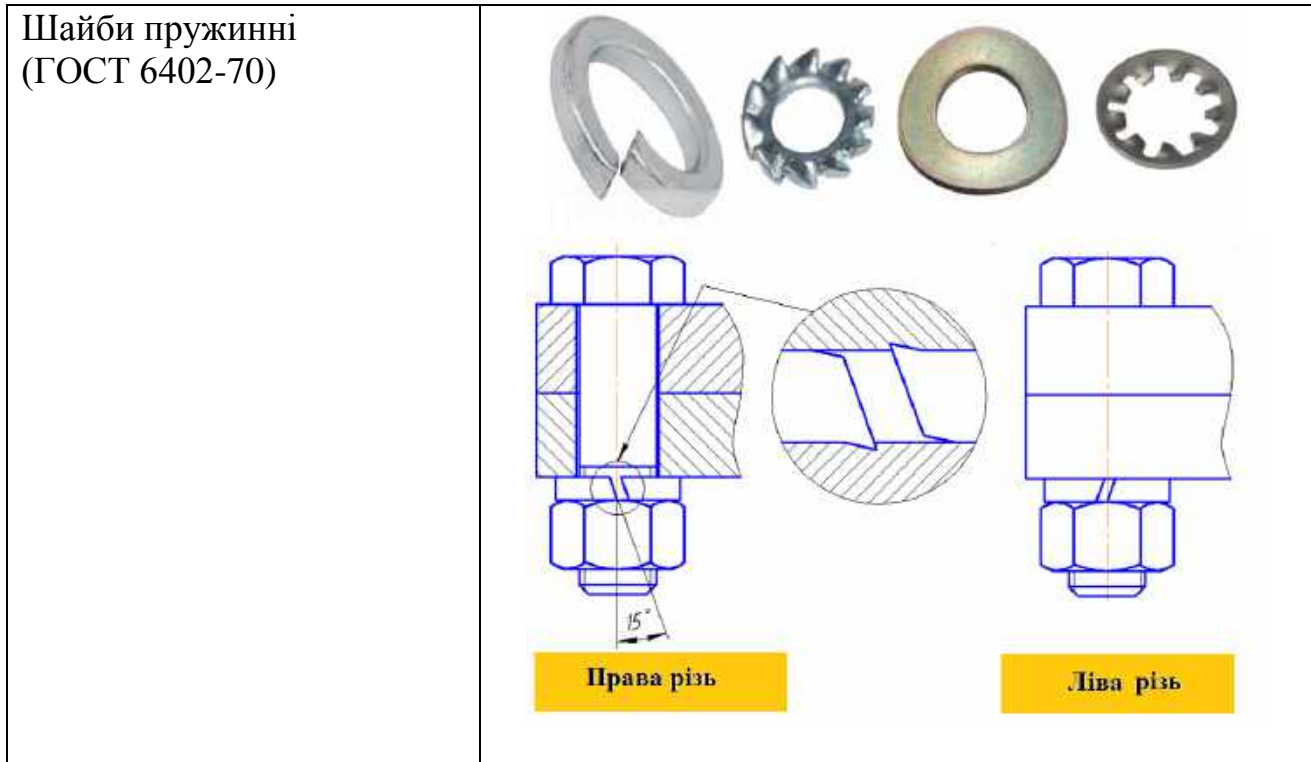
<p>Шайби стопорні з носком (ГОСТ 13465–77)</p>	
<p>Шайби стопорні багатолапчасті (ГОСТ 11872–80) та круглі гайки (ГОСТ 11871-80)</p>	
<p>Штифти дротяні (дріт) (ГОСТ 792–67)</p>	

Шплінти (ГОСТ 397–79)
та корончаста гайка
(ГОСТ 5918-73)



Обв'язувальний дріт для
стопоріння парних болтів і
болтів, розташованих по
колу (ГОСТ 3282-74)
Дріт $d = 0,5 \dots 4$ мм.
Найбільш споживані діа-
метри дроту – 0,8; 1,2 і 1,6
мм





5.1.14. Маркування болтів

Болти маркуються таким чином:

Болт (кл.точн.) М х Р.(поле допуску) х І.(клас міцності).(марка матеріалу).(марка та товщина покриття) стандарт.

Наприклад: Болт В М12х1,5.6g х 60. 58.40Х.00 ГОСТ 7796

Клас міцності матеріалу болта позначається двома цифрами: перша вказує на мінімальну межу міцності, що ділиться на 100, а друга – відношення межі плинності до межі міцності у відсотках, поділене на 10 (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Клас міцності	σ_{Bmin} , МПа	σ_T , МПа	Матеріал
36	300	200	Ст. 3, Ст. 10
56	500	300	Сталь 30, сталь 35
88	800	640	Сталь 35Х, сталь 45
109	1000	900	Сталь 40Х, сталь 30ХГСА
149	1400	1260	Сталь 40ХН2МА, 35ХГСА

5.2. Шпонкові та шліцьові з'єднання

З'єднання шпонкові й шліцьові (зубчасті) служать для передачі крутного моменту з однієї деталі на іншу і попереджають відносний поворот або зрушення цих деталей (рис. 5.36). У шпонкових з'єднаннях найчастіше застосовують призматичні (рис. 5.37, а) та сегментні (рис. 5.37, б) шпонки. Вони створюють ненапружені шпонкові з'єднання.

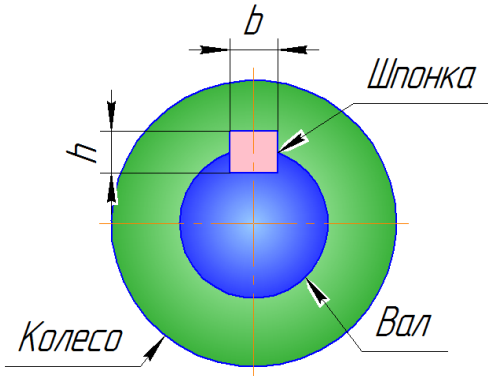


Рис. 5.36

Переваги з'єднань шпонками: простота конструкції, низька вартість, висока точність центрування деталей.

Недоліки шпонкових з'єднань: послаблення вала пазом шпонки і зниження його втомної міцності внаслідок значної концентрації напружень. Крім того, не рекомендується застосовувати шпонки на порожнистих валах.

Призматичні та сегментні шпонки стандартизовані відповідно до ГОСТ 23360–78 и ГОСТ 24071–80.

Призматичні та сегментні шпонки стандартизовані відповідно до ГОСТ 23360–78 и ГОСТ 24071–80.

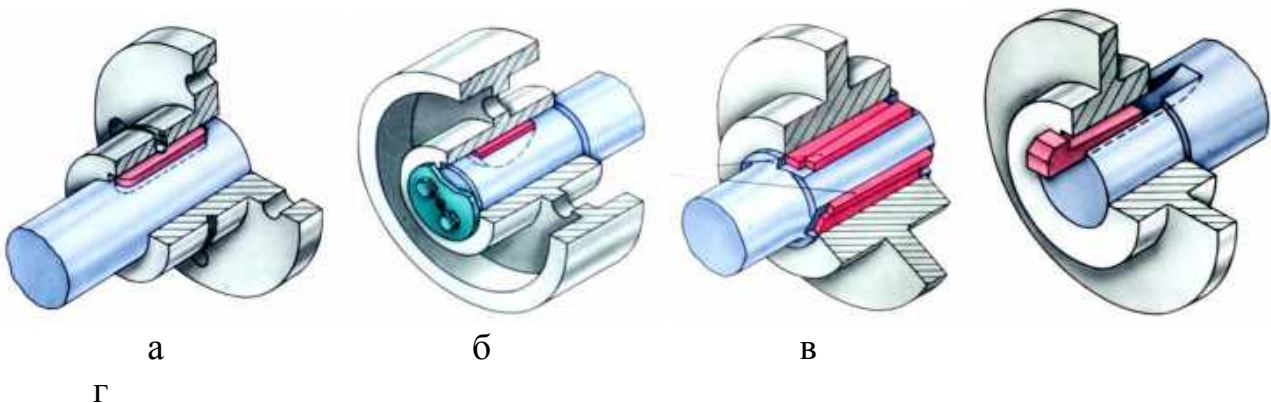


Рис. 5.37

Згідно з стандартом, ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала. Стандарт також регламентує глибину паза на валу та у втулці. Довжину шпонки вибирають відповідно до ширини деталі, розташованої на валу, потім перевіряють розрахунком на міцність та узгоджують зі стандартною величиною.

Розміри сегментних шпонок і пазів для них також вибирають за стандартом залежно від діаметра вала.

Глибока посадка сегментної шпонки забезпечує її стійкіше положення, ніж призматичної шпонки. З'єднання сегментними шпонками є більш технологічними, проте глибокий паз значно послабляє вал.

Тангенціальні шпонки (рис. 5.37, в) складаються з двох односкосних клинів з ухилом 1: 100 кожен, обидва пази ухилу не мають. Шпонки працюють вузькими гранями та утворюють напружене з'єднання. Вводяться в пази ударом. Натяг між валом і маточиною створюється в дотичному (тангенціальному) напрямі. Застосовуються для валів діаметром понад 60 мм при передачі великих крутних моментів зі змінним і реверсивним режимом роботи. У з'єднанні ставлять дві пари тангенціальних шпонок під кутом 120°.

Клинові шпонки (рис. 5.37, з) мають клин з ухилом 1 : 100 в радіальному напрямі. Вони запресовуються між валом і маточиною. Клинові шпонки застосовують при складанні вузлів, що не потребують високої точності, оскільки вони зміщують вісь маточини по відношенню до осі вала і при короткій маточині можуть спричинити перекид. Слюсарний пригін клинових шпонок виконують слюсарі високої кваліфікації, оскільки це складна і трудомістська операція. Складність пригону полягає в тому, що кут нахилу паза насадженої на вал деталі повинен збігатись із кутом нахилу шпонки. Приганяють шпонки припилюванням і пришабруванням по фарбі.

У разі з'єднання шпонками зубчастого колеса з валом необхідно звертати увагу на вибір посадки. Застосування посадок зубчастих коліс на вал з проміжком неприпустимо, а перехідних – небажано, оскільки за наявності вказаного проміжку виникають прослизання і зношування поверхонь вала і колеса.

Перехідні посадки використовують для зубчастих коліс коробок передач або редукторів без роз'єму за обмежених умов складання. Для усіх інших випадків потрібні посадки з натягом.

Посадки шпонок регламентовані ГОСТ 23360-78 для призматичних і ГОСТ 24071-80 – для сегментних шпонок. Ширину призматичних і товщину сегментних шпонок виконують із полями допусків *h9* або *h8*, ширину паза під шпонку для вала: для призматичної шпонки – із полем *P9*, для сегментної шпонки – *N9*, ширину шпонкових пазів отворів:

- при нерухомому з'єднанні нереверсивних передач – *I_s9*;
- при нерухомому з'єднанні реверсивних передач – *P9*;
- при нерухомих з'єднаннях для призматичної шпонки – *D10*.

5.2.1. Розрахунок з'єднань призматичними і сегментними шпонками

Основним розрахунком для призматичних шпонок є умовний розрахунок на зминання бічних поверхонь контакту шпонки з валом і маточиною (рис. 5.38):

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2T}{d t_1 l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (5.8)$$

де *T* – крутний момент, Н·м; *l* – робоча довжина шпонки, мм; *t₁* – глибина врізання шпонки у вал, мм.

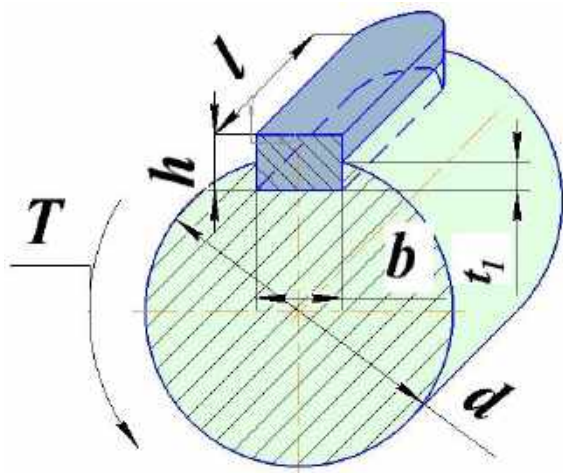


Рис. 5.38

При виборі стандартних перерізів шпонок умова міцності на зріз забезпечена. При проектуванні шпонок з оригінальними розмірами потрібна відповідна перевірка.

При проектному розрахунку з'єднання призматичною шпонкою визначають тільки необхідну робочу довжину шпонки з умови (5.8):

$$l = \frac{2T}{d \cdot 0,4h[\sigma_{зм}]}$$

Сегментні шпонки розраховують так само, як і призматичні.

Шпонки виготовляють з середньовуглецевих сталей. Використовують в основному чистотягнуті прутки із сталей Сталь 45, Ст5, Ст6 та ін., що мають $\sigma_B \geq 500 \dots 600$ МПа.

У загальному машинобудуванні:

- при нерухомих з'єднаннях і перехідних посадках зазвичай приймають $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150$ МПа. Менші значення – при чавунних маточинах, при незагартованих контактуючих поверхнях і рухомих з'єднаннях;
- при пресових посадках $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 200$ МПа.

5.2.2. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання умовно можна уявити собі як з'єднання багатошпонкове, в яких шпонки виготовлені заодно з деталями, що сполучаються. Це, наприклад, шліцьовий вал і шліцьова втулка.

Шліцьові з'єднання у порівнянні зі шпонковими мають такі переваги:

1. Велика здатність навантаження при однакових габаритних розмірах завдяки значно більшій робочій поверхні контакту.
2. Вище втомна міцність.
3. Краще центрування на шліцьових валах.
4. Не вивертаються, як шпонки.

З'єднання забезпечує жорстку фіксацію деталей в окружному напрямі й допускає їх відносно осьове переміщення (рухомі з'єднання).

За формою поперечного перерізу розрізняють три типи з'єднань: прямобічні згідно з ГОСТ 1139-80 (рис. 5.39, а), евольвентні згідно з ГОСТ 6033-80 (рис. 5.39, б), трикутні (виготовляють за галузевими стандартами, рис. 5.39, в).

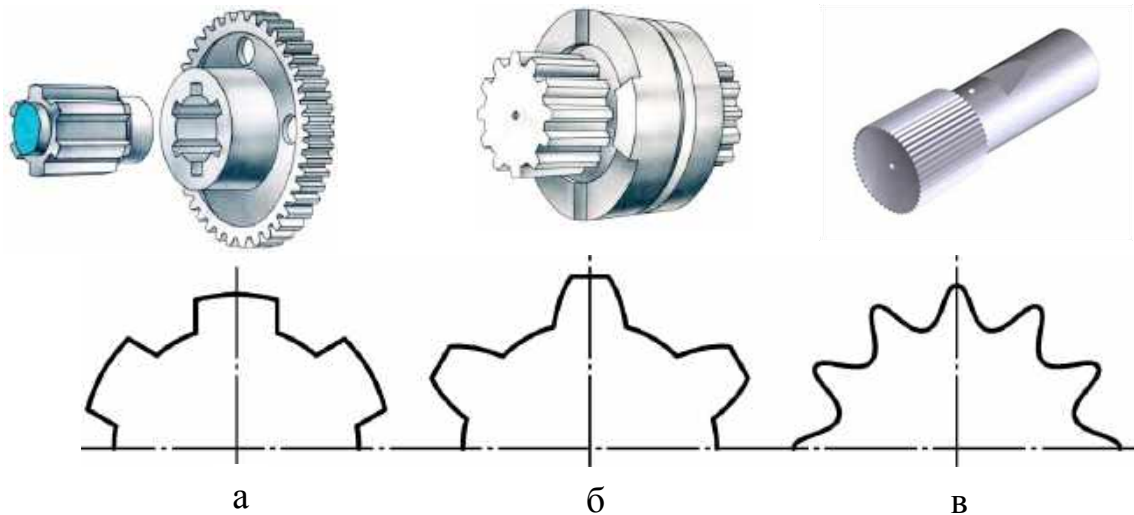


Рис. 5.39

Зазвичай для рухомих і нерухомих з'єднань застосовують прямобічні та евольвентні шліци, трикутний профіль, як правило, – для нерухомих з'єднань.

Згідно з розташуванням бічної поверхні зубця відносно осі з'єднання розрізняють такі зубці:

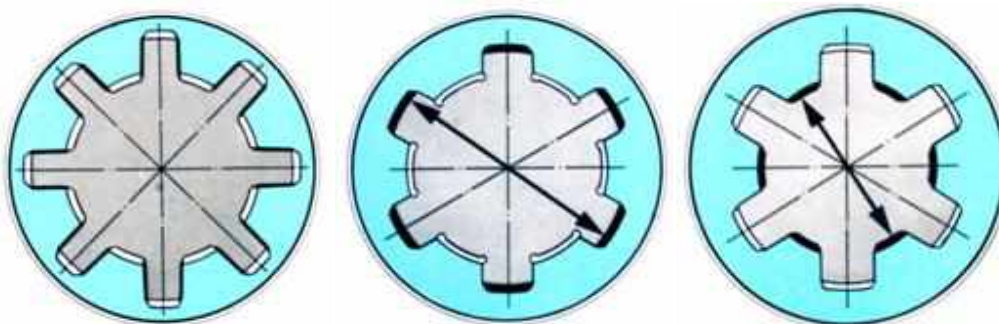
- прямі, які паралельні осі з'єднання;
- гвинтові, бічна поверхня яких створена гвинтовими лініями, співвісними з віссю з'єднання (рис. 5.40).

Прямокутні зубчасті з'єднання бувають трьох серій: легкої, середньої і важкої. Для одного і того ж внутрішнього діаметра з переходом від легкої до середньої і важкої серій росте зовнішній діаметр D і збільшується число зубців, тобто підвищується навантажувальна здатність з'єднання.



Рис. 5.40

Способи центрування прямобічних зубчастих з'єднань показані на рис. 5.41, де **а** – центрування по бічних гранях, **б** – по зовнішньому діаметру D , **в** – по внутрішньому діаметру d .



а

б

в

Рис. 5.41

Вибір способів центрування залежить від вимог точності, твердості вала і маточини, а також від необхідності рівномірного розподілу навантаження по зубцях.

Види сполучень елементів прямобічних зубчастих з'єднань регламентовані ГОСТ 1139-80.

Приклад позначення прямобочного з'єднання з числом зубців $Z = 8$, із внутрішнім діаметром $d = 42$ мм, зовнішнім діаметром $D = 48$ мм, шириною зубця $b = 8$ мм і центруванні за D :

$$D - 8 \times 42 \frac{H12}{d11} \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Для діаметра 42, що не центрується, допуски дозволяється не вказувати:

$$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Для втулки: $D - 8 \times 42 \times 48 H8 \times 8 F10$ ГОСТ 1139-80.

Для вала: $D - 8 \times 42 \times 48 h \times 7 \times 8 h9$ ГОСТ 1139-80.

Евольвентні шліцьові з'єднання знаходять широке застосування у зв'язку з більш високою технологічністю і здатністю навантаження. Відмінність евольвентного шліця від зубців зубчастих коліс полягає у збільшеній (до 30°) кута початкового контура і зменшеній (до одного модуля) висоті зубця.

Центрування евольвентних шліцьових з'єднань найчастіше виконують по бічних поверхнях (рис. 5.42, а), іноді – по зовнішньому діаметру D (рис. 5.42, б).

У авіаційних шліцьових з'єднаннях з евольвентним профілем стандарт передбачає дві форми западини зубців (рис. 5.43): плоску (А) і закруглену по радіусу r (Б).

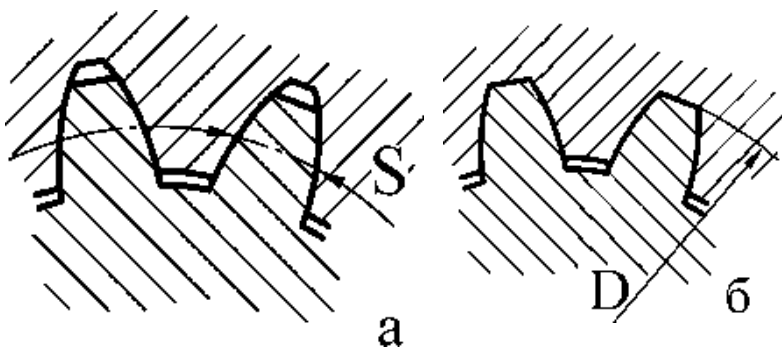


Рис. 5.42

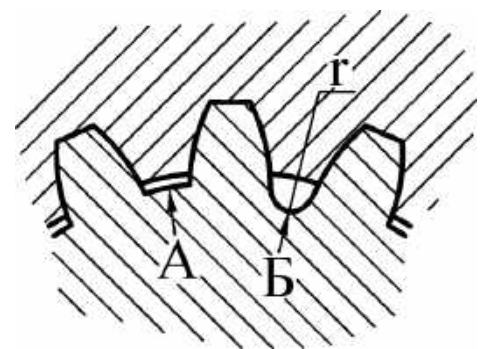


Рис. 5.43

Умовні позначення евольвентних з'єднань, валів і отворів мають містити: номінальний розмір з'єднання D ; модуль m , позначення посадки центрування з'єднання; позначення стандарту.

Наприклад, умовне позначення з'єднання з номінальним зовнішнім діаметром $D = 50$ мм, модулем $m = 2$ мм, з центруванням по бічних сторонах зубців при посадці 9H/9g:

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Умовне позначення втулки цього з'єднання:

$$50 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ 6033-80}$$

і вала

$$50 \times 2 \times 9g \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Позначення цього ж з'єднання при центруванні по зовнішньому діаметру з посадкою H7/g6:

$$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Формули для розрахунку геометричних параметрів евольвентних шліців наведено в роботі [1, т. 2].

5.2.3. Розрахунок шліцьових з'єднань

Розміри зубців аналогічно шпонкам вибирають з таблиць залежно від діаметра вала. На бічні поверхні зубців діють напруження зминання, а в основі зуба виникають напруження зрізу і вигину. Для зубців стандартного профілю вирішальне значення мають напруження зминання.

Розрахунок шліцьових з'єднань на зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{F_t}{A_{zm}} = \frac{2T}{d_m z h l} \leq [\sigma_{zm}],$$

де A_{zm} – площа зминання, мм², $A_{zm} = hl$; F_t – окружна сила, яка діє на один зуб, Н; T – крутний момент, Н·м; Z – кількість зубців.

Для прямобічних зубців $d_m = \frac{D+d}{2}$ – середній діаметр зубців (рис. 5.44);

$h = \frac{D-d}{2} - 2f$ – висота поверхні контакту зубців; f – фаска.

Для евольвентних зубців $h \approx 0,9m$ і $d_m = mZ$.

З умови обмеження зносу зубців повинна виконуватися нерівність

$$\sigma_{zm} \leq [\sigma_{zn}] k_p,$$

де σ_{zm} – дійсне напруження зминання на робочих поверхнях зубців, які визначають при розрахунках зминання; $[\sigma_{zn}]$ – середні умовні допустимі напруження зносу при розрахунках нерухомих шліцьових з'єднань МПа;

$k_p = \left(\frac{10^8}{N}\right)^{0.333}$ – коефіцієнт, що враховує число циклів вантажень зубців з'єднання, тобто сумарне число оборотів з'єднання N за термін експлуатації.

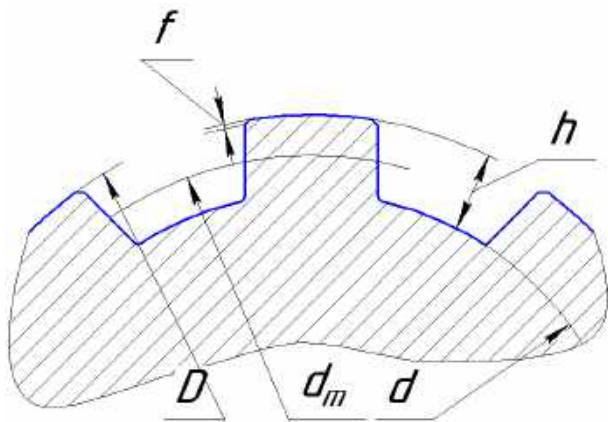


Рис. 5.44

Модулі для шліцьових евольвентних з'єднань повинні відповідати стандартному ряду.

$$U \text{ загальному випадку } [\sigma_{см}] = \frac{\sigma_r}{[S]}$$

, де $[S]$ – допустимий запас при розрахунках на змінання; $[S] = 1,4$ – для незагартованих робочих поверхонь; $[S] = 1,25$ – для загартованих робочих поверхонь.

Орієнтовні значення допустимого напруження на змінання: $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 120$ МПа – у нерухомих з'єднаннях при спокійному навантаженні й при незагартованих робочих поверхнях; $[\sigma_{зм}] = 120 \dots 150$ МПа – те ж при загартованих робочих поверхнях; $[\sigma_{зм}] = 15 \dots 30$ МПа – у рухомих з'єднаннях.

При ударних навантаженнях $[\sigma_{зм}]$ зменшують у два-три рази.

5.3. Заклепувальні з'єднання

Заклепувальні з'єднання застосовують для з'єднання листів і фасонних профілів.

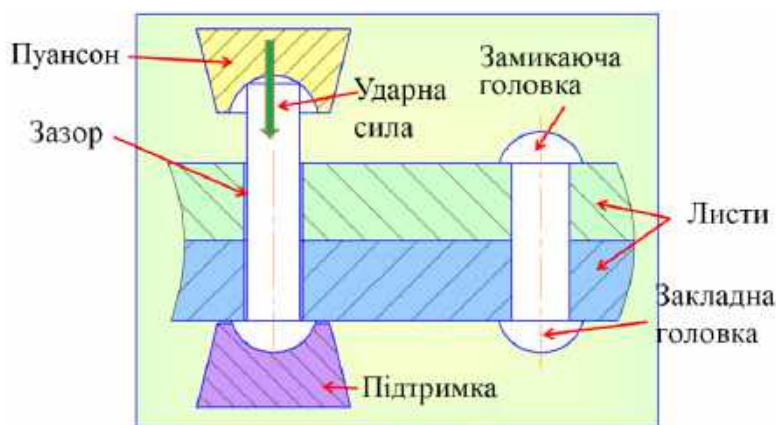
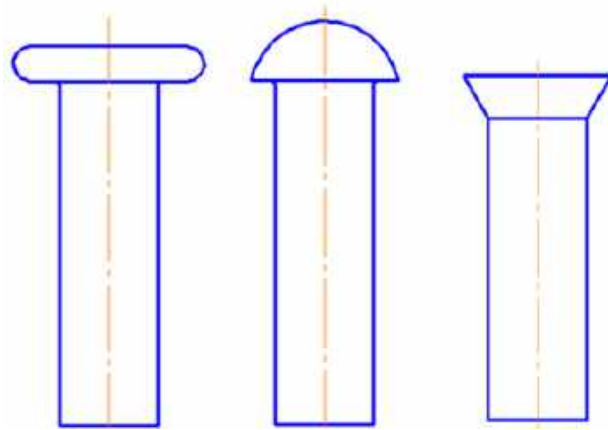


Рис. 5.45

Такі з'єднання створюють пластичною деформацією стрижня заклепки, вставленою в отвори деталей (рис. 5.45). Її стрижень збільшує свій діаметр і щільно заповнює отвір.

Основні види (існує багато інших) заклепок показані на рис. 5.46, де a – заклепка з плоскою, b – з напівкруглою, v – з потайною голівками.



а

б

в

Рис. 5.46

Заклепки з потайною голівкою застосовують у з'єднаннях, які обтікаються повітряним потоком.

Розрізняють такі заклепувальні шви:

- міцні (силові конструкції);
- міцно-щільні (силові й герметичні конструкції).

Переваги заклепувальних з'єднань:

- 1) задовільна робота заклепувального з'єднання при змінних і вібраційних навантаженнях;
- 2) стабільність якості шва;
- 3) можливість з'єднання деталей, нагрів яких недопустимий (термооброблених, точних, небезпечних до викривлення).

Недоліки заклепувальних з'єднань:

- 1) в порівнянні із зварними з'єднаннями втрати металу більше на 15...20 % внаслідок послаблення перерізів отворами;
- 2) процес клепання малопродуктивний і досить шумний;
- 3) підвищена вартість виробництва.

5.3.1. Розподіл зусиль між заклепками

Розглянемо два випадки:

1. Заклепки розташовані уздовж лінії, перпендикулярній до лінії дії сили (рис. 5.47). В цьому випадку на кожну заклепку діє сила $F = \frac{F_0}{Z}$.

2. Заклепки розташовані уздовж лінії дії сили (рис. 5.48, а). Покажемо епюри сил, що діють на склепувані деталі (елементи 1 і 2), на ділянці між заклепками 1 і 2. Тут деформація елемента 1 дорівнює величині Δ_1 , деформація елемента 2 – Δ_2 .

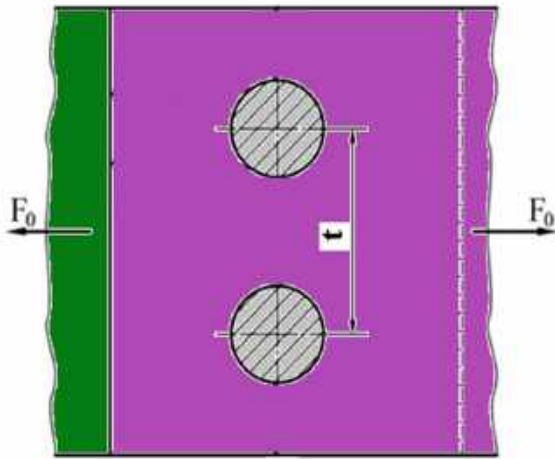


Рис. 5.47

Оскільки F_1 (елемент 1) більше F_3 (елемент 2), тому $\Delta_1 > \Delta_3$ і крок розташування заклепок на ділянці 1-2 стає неоднаковим. Різниця кроків дорівнює величині деформації заклепки (рис. 5.48, в). Відповідно до закону Гука, чим більше деформація заклепки, тим більше сила, що спричинила цю деформацію.

Середні заклепки (ділянка 2-3) навантажені менше, оскільки різниця деформацій у них мінімальна. В результаті діаграма розподілу зусиль із заклепок набирає вигляду, зображеного на рис. 5.48, б.

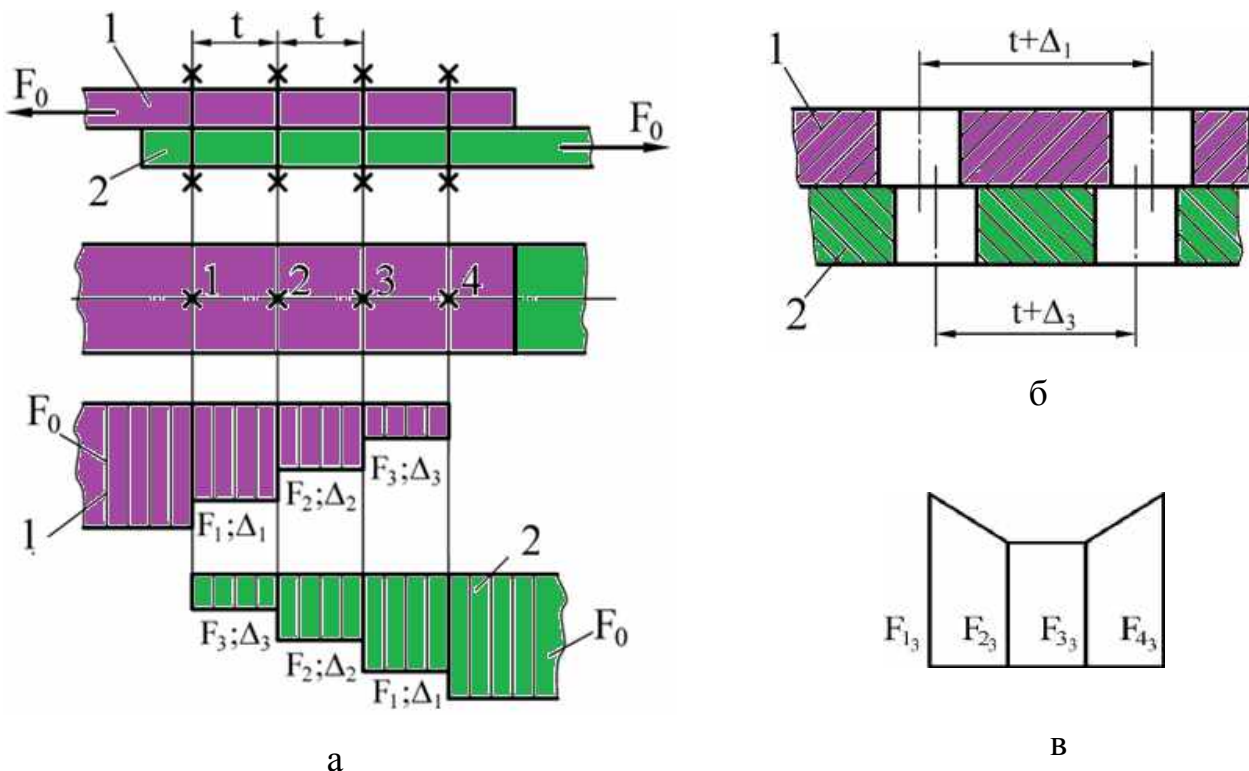


Рис. 5.48

При статичному навантаженні в крайніх заклепках можуть виникнути такі напруження τ , які будуть близькими до τ_T . У цих заклепках з'являться пластичні деформації, тобто заклепки потечуть, і навантаження між заклепками перерозподілиться. В цьому випадку приблизно приймають $F_i = \frac{F_0}{Z}$.

При змінному навантаженні таке допущення роботи не можна. Напруження в крайніх заклепках може досягти межі витривалості, заклепки зруйнуються.

5.3.2. Розрахунок поодиноких заклепувальних з'єднань

Сили F_0 прагнуть зрушити деталі одну відносно іншої (рис. 5.49). Цьому зрушенню роблять опір сили тертя в стику сполучених деталей і самі заклепки. При розрахунках допускають, що уся сила сприймається заклепками. Заклепки працюють на зріз, зминання і вигин від моменту $M = F_0 l$ (рис. 5.49, а). Окрім цього, можливий розрив листа в перерізі між заклепками уздовж шва або зріз листа по перерізах $m - m$, $n - n$ (рис. 5.49, б).

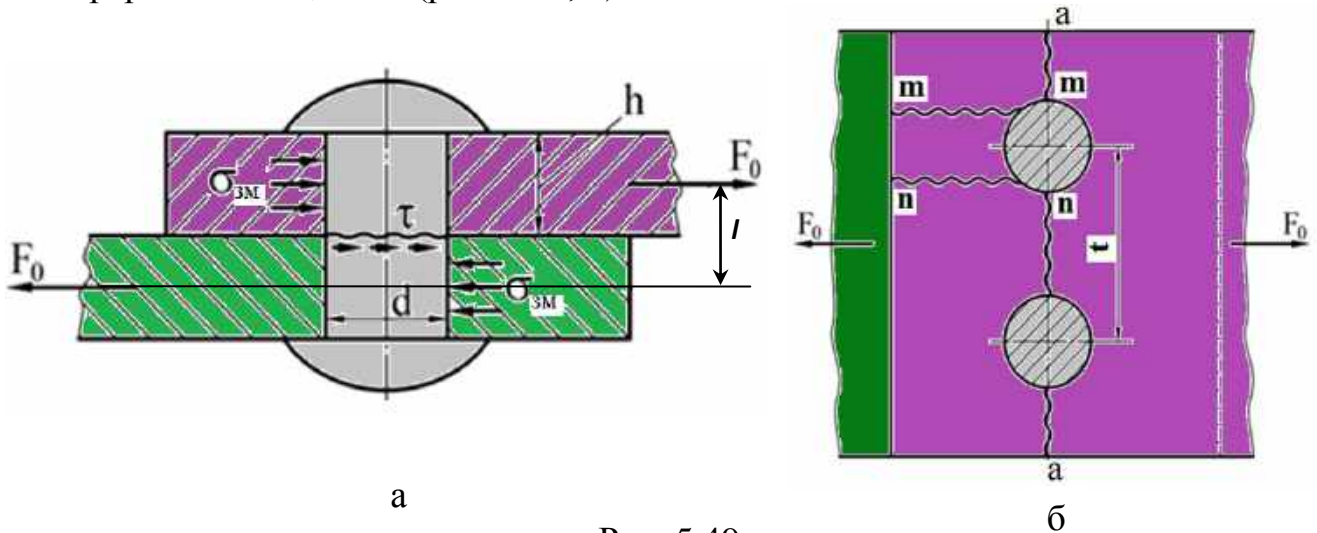


Рис. 5.49

За основу береться розрахунок на зріз. Спочатку розглянемо розрахунок заклепувальних з'єднань за допустимим напруженням. Цей метод розрахунку має застосування в загальному машинобудуванні.

При цьому визначають допустиму силу на одну заклепку:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{зр} \leq F_p. \quad (5.9)$$

Необхідне число заклепок

$$Z = \frac{F_0}{F}.$$

Тіло заклепки перевіряють на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{dh} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (5.10)$$

Елементи, що сполучаються, перевіряють у перерізах, ослаблених заклепками (див. рис. 5.49, б).

Розрив листа в перерізі $a - a$:

$$\sigma_p = \frac{F_0}{A_{цетто}} = \frac{F_0}{h(t-d)} \leq [\sigma_p] \quad (5.11)$$

Зріз листа заклепками в перерізах $m - m$, $n - n$:

$$\tau = \frac{F}{2hl_{m-m}} \leq [\tau]_{зр}.$$

Вирішивши спільно рівняння (5.9) і (5.10), а також враховуючи, що $[\sigma]_{зм} \approx 2[\tau_{зр}]$, отримаємо $d \approx 2,5h$. Такі заклепки називають рівноміцними.

Якщо $d > 2,5h$, то виконують розрахунок на зминання, якщо $d < 2,5h$ – то на зріз.

Вирішивши спільно рівняння (5.9) і (5.11) (за умов $[\sigma]_p \approx [\tau_{зр}]$ та $d = 2,5h$), отримаємо $t = 3d$.

У загальному машинобудуванні для виготовлення заклепок застосовують сталі Ст0, Ст2, 09Г2, сталь 10, 15, 30ХМА, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, іноді – латунь і мідь Л63, М3 та ін. Матеріал заклепок має бути однорідним з матеріалом деталей, щоб уникнути електрохімічної корозії.

Для алюмінієвих сплавів

$$[\tau]_{ср} \approx (0,5...0,6)\sigma_T, [\sigma]_{ср} \approx (0,8...1)\sigma_T.$$

У з'єднаннях конструкцій літальних апаратів заклепувальні з'єднання розраховують, враховуючі руйнівні навантаження, значення яких для заклепок і листів наведені у відповідних стандартах і нормалях. Навантаження, що доводиться на одну заклепку при розрахунку на зріз в однозрізному шві

$$F_i = \frac{F_p}{Z},$$

де F_p – розрахункове навантаження, що діє на з'єднання, $F_p = F_e f$; F_e – експлуатаційне навантаження; f – коефіцієнт безпеки; $f = 1,5...2$; Z – число заклепок у шві.

Навантаження F_i порівнюють з руйнівною зрізувальною силою так, щоб $F_i \leq F_{рн}$.

Зріз краю листа розпочинається приблизно з чверті діаметру заклепки (горизонтальні хвилясті лінії на рис. 5.49, б). Напруження зрізу повинні задовольняти умові

$$\tau_{зр} = \frac{F_i}{2h(t - 0,25d)} \leq \tau_{Взр}.$$

У деяких з'єднаннях заклепки можуть працювати на розтягування (відрив голівки). Експериментальними дослідженнями встановлено, що середнє руйнівне напруження заклепок на розтягування:

$$\sigma_p = \frac{4F_i}{\pi d^2} \leq 0,6\sigma_B.$$

При ексцентричному навантаженні заклепувального шва розрахунок на міцність за приведеними вище формулами проводять для найбільш навантаженої заклепки.

Довжину заклепки з непотайною голівкою вибирають залежно від діаметра заклепки і товщини деталей, що сполучаються.

5.3.3. Розрахунок групових заклепувальних з'єднань

Це завдання аналогічне розрахунку болтів, навантажених у площині стику.

Елементи 1 і 2 сполучені заклепками (рис. 5.50). В цьому випадку їх чотири. Діє сила F_0 на відстані l від центру тяжіння заклепувального з'єднання. Перенесемо силу F_0 у центр заклепувального з'єднання. Отримаємо силу F_0 і момент $M = F_0 \cdot l$.

Навантаження від сили F_0 розподіляється по заклепках рівномірно:

$$R_F = F_0/Z.$$

Під дією моменту M елемент 1 обернеться на кут $\Delta\varphi$ відносно осі, що проходить через центр тяжіння заклепувального з'єднання. При цьому в кожній заклепці виникнуть реакції R_{M_i} і деформації Δ_i .

Із закону Гука (зусилля пропорційні деформаціям, а деформації пропорційні радіусам) можна записати:

$$\frac{R_{M_1}}{\Delta_1} = \frac{R_{M_2}}{\Delta_2} = \dots ;$$

$$\frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \dots, \text{ та } \frac{R_{M_1}}{r_1} = \frac{R_{M_2}}{r_2} = \dots,$$

при цьому $R_{M_1} \perp r_1$, $R_{M_2} \perp r_2$ і т.д.

Із умови рівноваги $M = \sum R_{M_i} r_i$. Якщо виразити усі реакції від моменту через R_{M_1} , то будемо мати

$$M = \frac{R_{M_1}}{r_1} \sum r_i^2, \text{ або } R_{M_1} = M \frac{r_1}{\sum r_i^2}.$$

Сумарну силу в заклепці знайдемо як геометричну суму: $\bar{R}_i = \bar{R}_{M_i} + \bar{R}_F$.

Потім розрахунок найбільш навантаженої заклепки виконують на зріз і зминання як поодинокій.

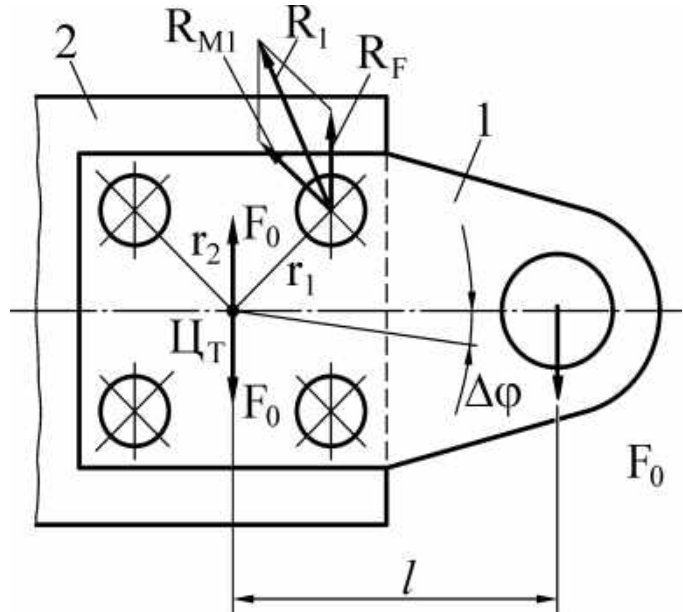


Рис. 5.50

5.4. Зварні з'єднання

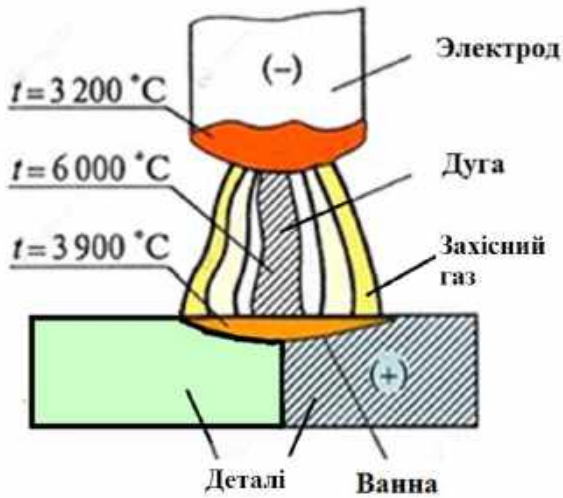


Рис. 5.51

Це основний вид нероз'ємних з'єднань в машинобудуванні. Нероз'ємне з'єднання утворюється шляхом оплавлення деталей, що з'єднуються. При оплавленні формується ванна і в ній сплав, який після охолодження сполучає деталі (рис. 5.51).

Переваги зварних з'єднань:

- 1) економія металу до 20 % порівняно з клепаними і 30...50 % – з литими конструкціями;
- 2) висока продуктивність процесу;
- 3) низька вартість устаткування;
- 4) безшумність процесу.

Недоліки зварних з'єднань:

- 1) понижена міцність при вібраціях;
- 2) нестабільність якості зварного шва.

Розрізняють термічний, термомеханічний і механічний класи зварювання (ГОСТ 19521-74).

До термічного класу відносять зварювання дугове та газове (рис. 5.52), плазмове, електрошлакове, електронно-променеве та ін., до термомеханічного – контактне, дифузійне та ін., до механічного – холодне, зварювання тертям, ультразвуком, магнітно-імпульсне і деякі інші види зварювання.



Рис. 5.52

Зараз освоєно зварювання усіх конструкційних і легованих сталей, кольорових сплавів і пластмас.

5.4.1. Види зварних з'єднань

З'єднання встик. Є найбільш досконалими в порівнянні з іншими зварними з'єднаннями. Їх отримують дуговим або контактним зварюванням. Залежно від товщини деталей, які необхідно з'єднати, з'єднання дуговим зварюванням виконують з підготовкою, або без підготовки крамок (рис. 5.53).

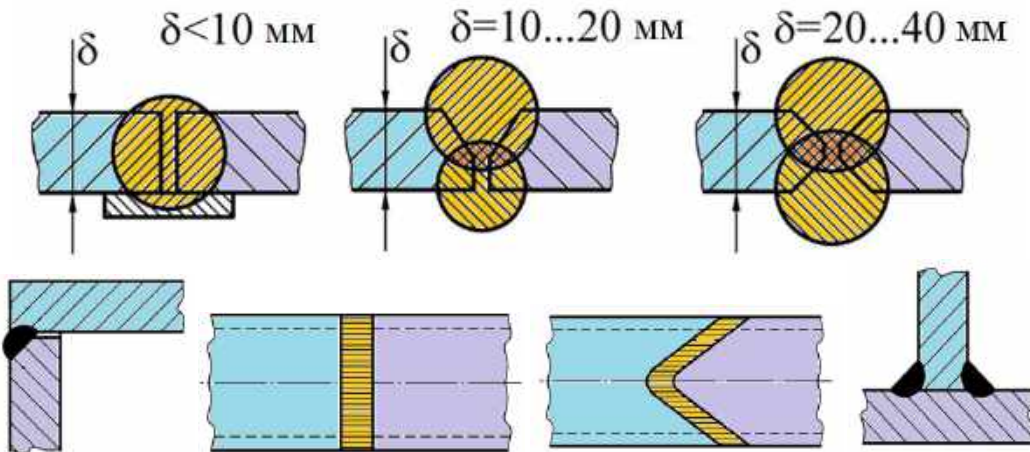


Рис. 5.53

З'єднання нахлестом. Виконують за допомогою кутових (валикових) швів. Залежно від розташування шва відносно лінії дії сили F розрізняють кутові шви – лобові (рис. 5.54, а), флангові (рис. 5.54, б), комбіновані (рис. 5.54, в), кільцеві (рис. 5.54, г).

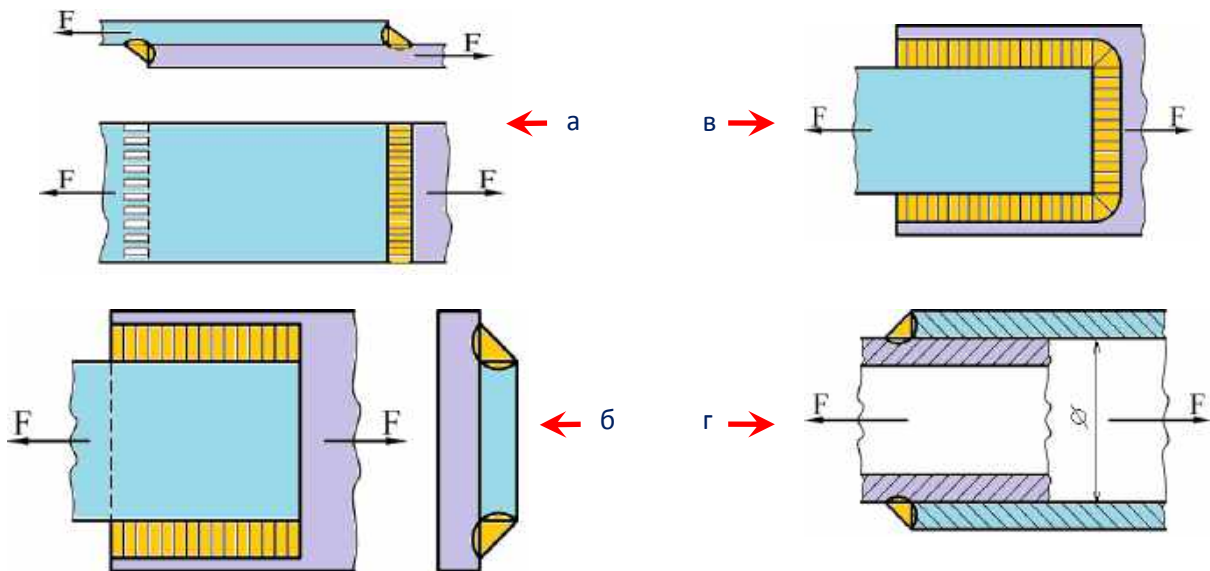


Рис. 5.54

За формою перерізу кутові шви поділяють на нормальні рівнобедрені, спеціальні нерівнобедрені та увігнуті (покращені) (рис. 5.55).

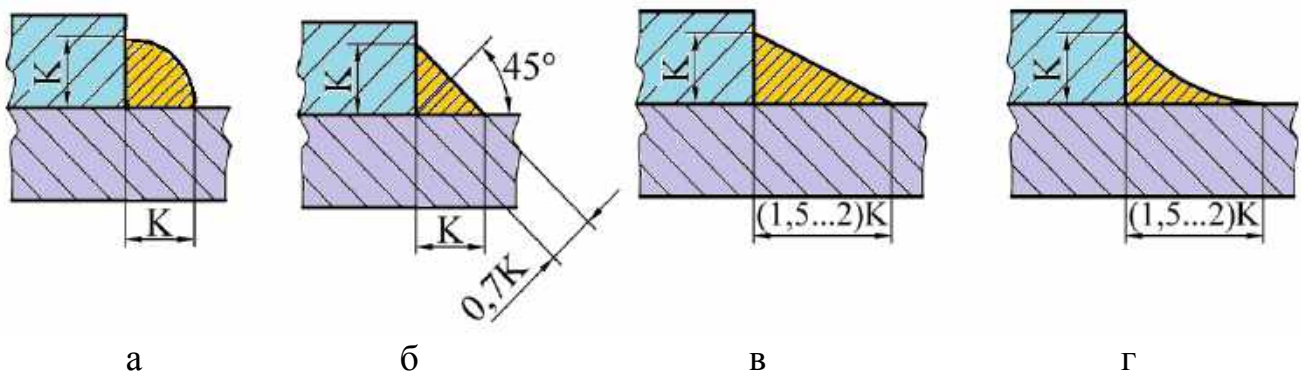


Рис. 5.55

Опукла форма шва (а) викликає підвищення концентрації напружень. Мінімальна концентрація напружень має місце в нормальному (б) та поліпшених швах: (в) і (г). Шов (г) отримують за допомогою механічної обробки, фрезеруванням або шліфуванням.

5.4.2. Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Розрахунок зварних з'єднань низьковуглецевих сталей проводять за допустимими напруженнями:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p'] \text{ або } \tau \leq [\tau'],$$

де σ_p – напруження розтягування; τ – напруження зрізу.

Допустимі напруження $[\sigma_p']$ і $[\tau']$ вибирають відносно межі плинності основного матеріалу деталей, що з'єднуються:

$$[\sigma_p'] = (0,8...1)[\sigma_p]; \quad [\tau'] = 0,65[\sigma_p]; \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{(1,4...1,8)}.$$

Для легованих і високоміцних сталей розрахунок зварних з'єднань здійснюють за руйнівним навантаженням. Відносно межі плинності розрахунок проводити небезпечно, оскільки для сталей σ_T близький до σ_B і з'єднання при таких запасах може зруйнуватися.

Руйнівні навантаження при розтягуванні, зрізі та вигині дорівнюють:

$$F_p = \varphi \sigma_B A_p; \quad F_{зр} = \varphi \tau_B A_{зр}; \quad F_{вг} = \varphi \sigma_B W_{но},$$

де A_p , $A_{зр}$ – площі небезпечного перерізу шва при розтягуванні та зрізі; $W_{но}$ – момент опору небезпечного перерізу шва; φ – коефіцієнт послаблення перерізу зварюванням, який часто приймають таким: $\varphi = 0,8$; $\tau_B \approx 0,6\sigma_B$.

Розрахунок міцності з'єднання встик виконують за розмірами перерізу деталі в зоні термічного впливу. Руйнування стикового з'єднання найчастіше відбувається в цій зоні. Це ділянка зі зміненими механічними властивостями матеріалу, яка прилегла до шва.

Розглянемо стрижень, навантажений розтягувальною силою F і моментом M (рис. 5.56).

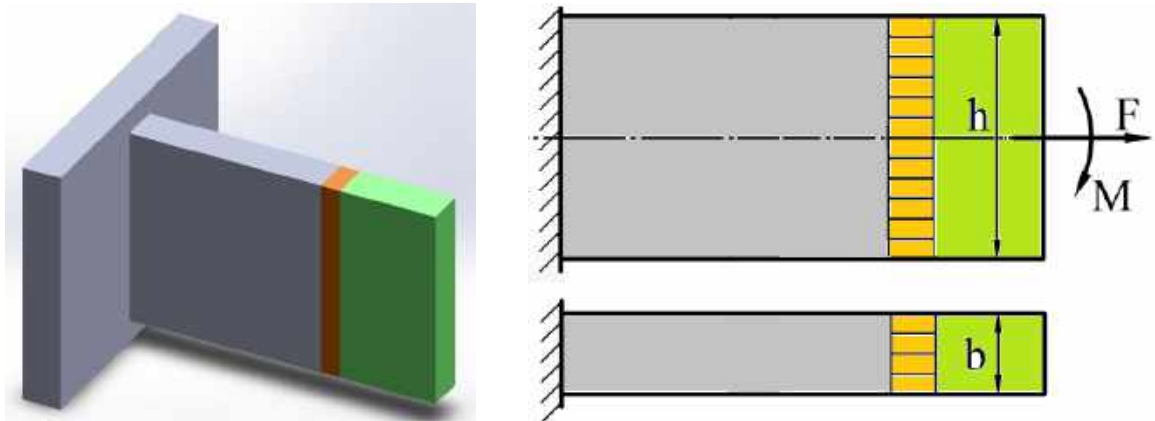


Рис. 5.56

Враховуючи принцип незалежності дії сил, розрахункове рівняння запишемо в такому вигляді:

$$\sigma = \frac{F}{bh} + \frac{6M}{bh^2} \leq \varphi\sigma_B.$$

Розрахунок з'єднань нахлестом фланговими та лобовими швами. Основний вид руйнування флангових швів – зріз. Руйнування відбувається по бісекторній площі прямого кута перерізу ($n-n$) шва (рис. 5.57).

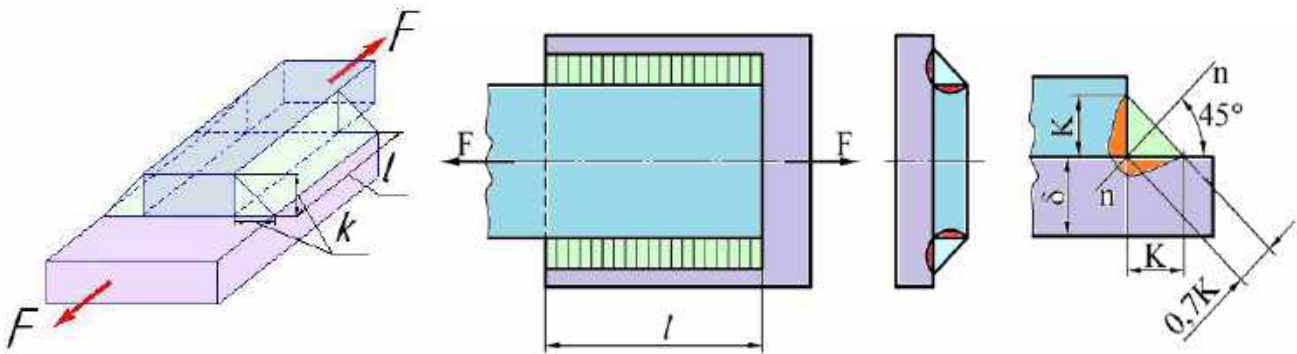


Рис. 5.57

Розміри небезпечного перерізу шва – $0,7kl$, де k – катет шва; l – загальна довжина шва.

Напруження зрізу τ по довжині шва розподіляються нерівномірно. Причина полягає в піддатливості деталей, що з'єднуються.

Покажемо епюру навантажень на елементи, що з'єднуються (рис. 5.58).

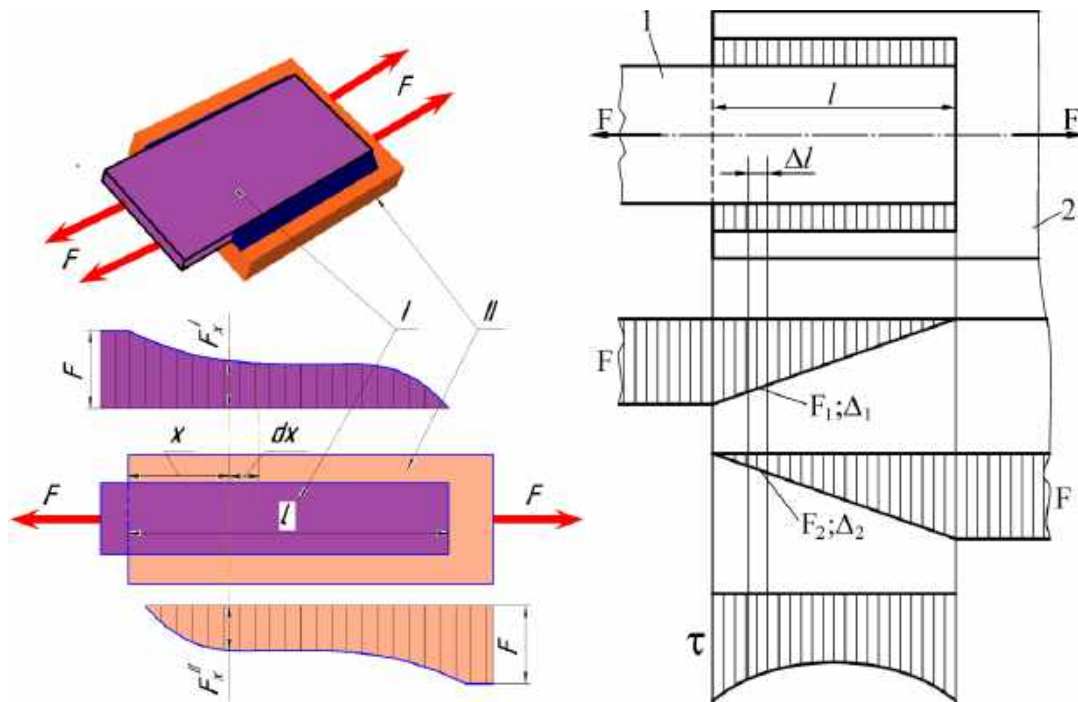


Рис. 5.58

Виділимо елементарний відрізок Δl . Позначимо деформацію елементарного відрізка деталі 1 – Δ_1 , а деформацію цього ж відрізка деталі 2 – Δ_2 . Очевидно, що деталь 1 деформується великим, а деталь 2 – меншим зусиллям. Тому $\Delta_1 > \Delta_2$.

Різниця цих довжин – деформація зварного шва. Чим більше деформація ділянки зварного шва, тим більше зусилля, що її викликало. Напруження пропорційно зусиллям. На крайніх ділянках шва напруження більше, на середніх – менше.

При статичному навантаженні приймають рівномірний розподіл напружень. Оскільки при збільшенні напружень τ на крайніх ділянках шва ці напруження можуть досягти τ_T , то метал потече, і станеться перерозподіл напружень по довжині шва.

При змінному навантаженні необхідно враховувати нерівномірність, оскільки при досягненні τ межі витривалості τ_r станеться втомне руйнування.

При цьому рекомендують довжину зварного шва $l_{max} = (50 \dots 60)k$, де k – катет зварного шва; $k_{min} = 3$ мм. Як правило, $k = \delta$, $l_{min} \approx 30$ мм, оскільки можливе непроварення на кінцях шва.

Лобові шви, як і флангові, руйнуються в основному по бісекторній площі шва. По її поверхні діють нормальні й дотичні напруження від розтяжної сили – $F_n = F \sin 45^\circ$ і дотичної сили – $F_t = F \cos 45^\circ$ (рис. 5.59).

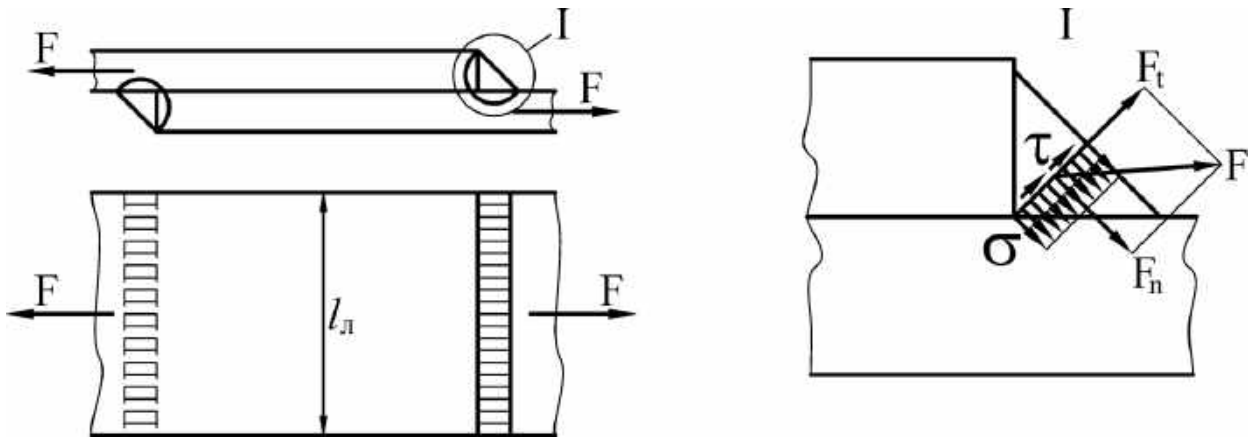


Рис. 5.59

У інженерній практиці лобові шви розраховуються тільки по τ .

Таким чином, розрахунок кутових швів (флангових і лобових) уніфікований і його виконують за формулою

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq \varphi \tau_B,$$

де τ – розрахункові напруження зрізу в перерізі шва; $\tau_B = 0,6\sigma_B$ – межа міцності матеріалу на зріз; l – сумарна довжина шва, для флангових швів $l = 2l_{фл}$, для лобових – $l = 2l_d$.

5.4.3. Розрахунок флангових швів при дії моменту у площині стику

При дії моменту M приварений елемент прагне обернутися навколо центру тяжіння площі небезпечних перерізів шва (рис. 5.60).

Виникають напруження зрушення τ . Вони перпендикулярні до радіус-вектора і пропорційні йому.

Максимальні напруження діють на кінцях шва:

$$\tau = \frac{M}{W_\rho}; W_\rho = \frac{J_\rho}{\rho},$$

де W_ρ – полярний момент опору, який визначають для перерізів швів у площині руйнування; J_ρ – полярний момент інерції небезпечних перерізів.

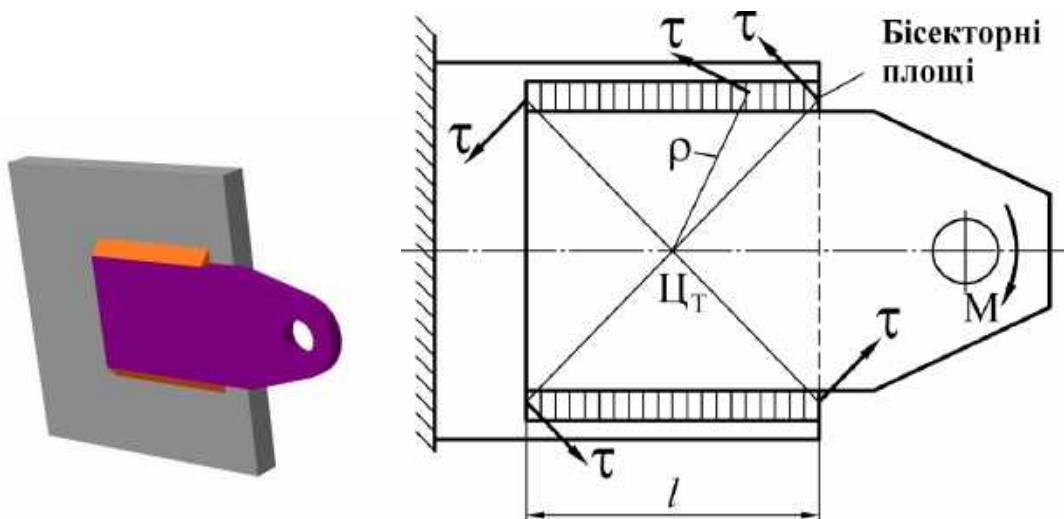



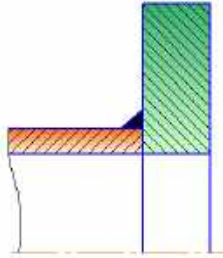
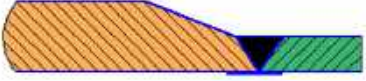
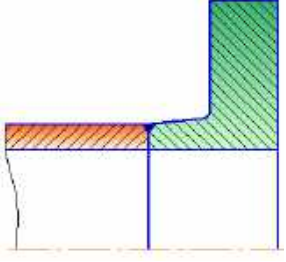
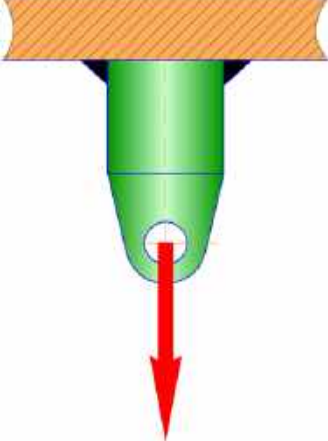
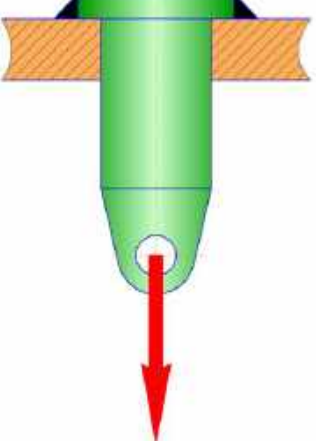
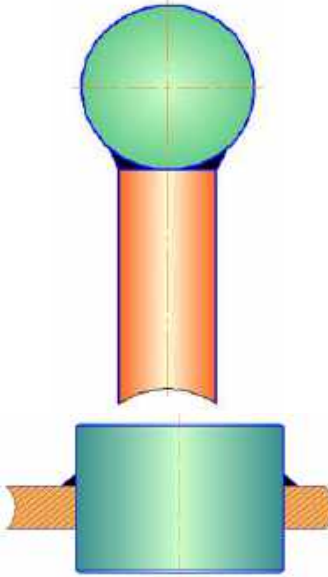
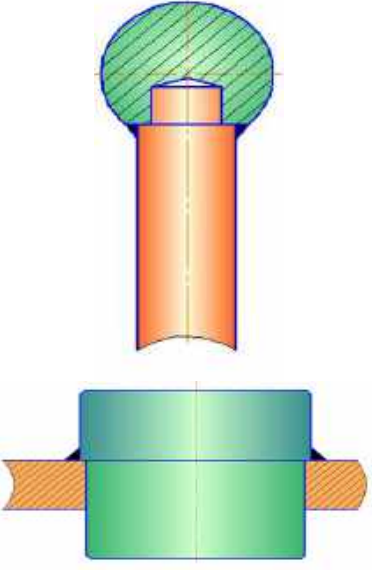
Рис. 5.60

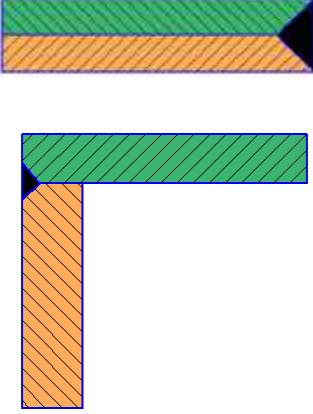
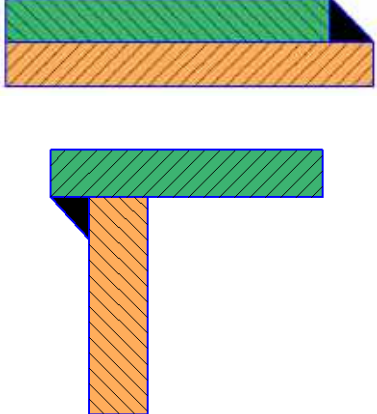
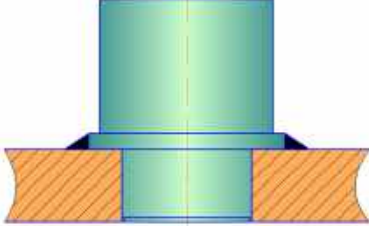
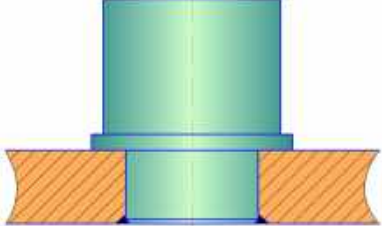
5.4.4. Правила конструювання

Деякі правила конструювання наведені у табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Правило	Ілюстрація	
	Небажано	Рекомендується
Забезпечувати зручний підхід електродів до зварного шва		
Уникати поєднання швів		

Правило	Ілюстрація	
	Небажано	Рекомендується
Уникати зварювання масивних деталей з тонкими ($S_1/S_2 < 3$)	 	 
Розвантажувати зварні шви, переносячи сприйняття навантажень на ділянки цілого матеріалу		
Передбачати взаємну фіксацію деталей, що сполучаються, з метою усунення зварювальних пристосувань		

Правило	Ілюстрація	
	Небажано	Рекомендується
Уникати трудомісткого оброблення кромки. Зварювальні ванни утворювати зміщенням зварюваних деталей		
Віддаляти оброблені поверхні від зварювальної зони. Точні поверхні обробляти після зварювання		

6. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

6.1. Загальна характеристика механічних передач

Механічні передачі – це механізми, що служать для передачі механічної енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей і крутних моментів. Встановлюють механічні передачі, як правило, між приводним двигуном і виконавчим органом (рис. 6.1).

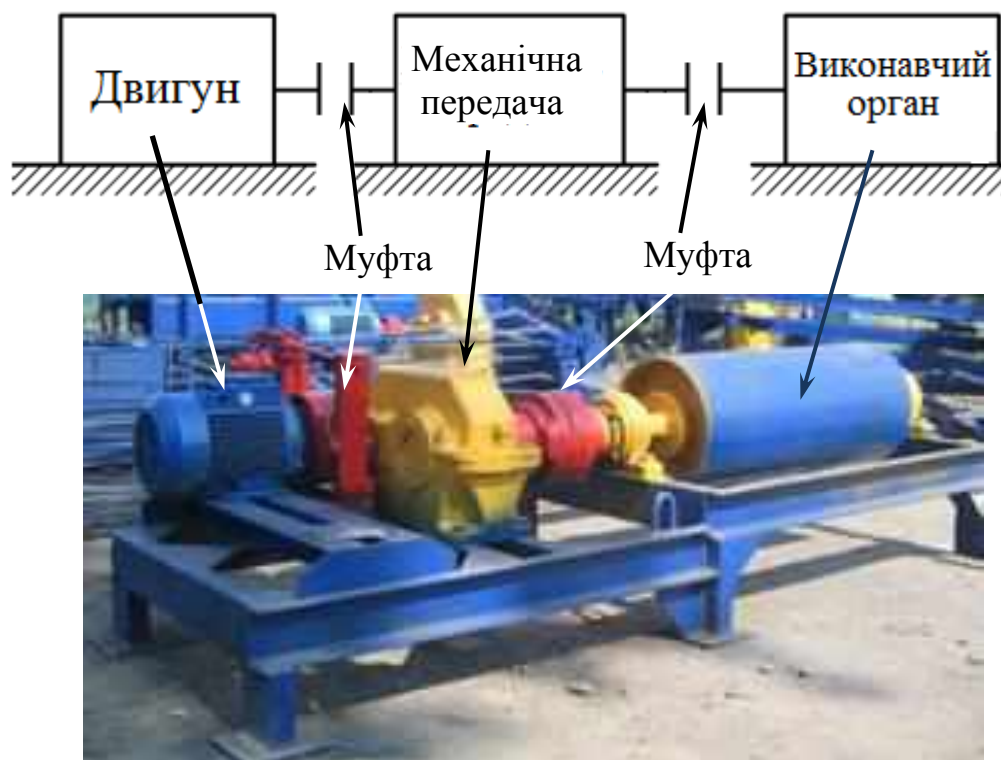


Рис. 6.1

Застосування механічних передач обумовлене прагненням скоротити загальні габаритні розміри і масу приводу. Якщо двигун і виконавчий орган з'єднати безпосередньо, то двигун вийде громіздким і масивним, оскільки він при малих оборотах і тій самій потужності буде навантажений великим моментом, що видно. Раціонально застосовувати швидкохідні двигуни і механічні передачі з великими передатними відношеннями і ККД. у цьому випадку питомі показники приводу за масою та габаритним розміром будуть мінімальними.

При проектуванні враховують такі параметри механічних передач: потужності на вході P_1 і виході P_2 , кВт; крутні моменти на вході T_1 і виході T_2 , Н·м; частоту обертання вхідного і вихідного валів n_1 і n_2 , хв⁻¹; передатне відношення i , передатне число u ; коефіцієнт корисної дії (ККД) η .

Зв'язок між крутними моментами на вхідному і вихідному валах передачі виражається формулами: $T_2 = T_1 i \eta$, або $T_1 = \frac{T_2}{i \eta}$.

З цих співвідношень видно, що потужність на вхідному і вихідному валах передачі змінюється незначно, на величину втрат. У той же час крутний момент може сильно змінюватися залежно від передатного відношення.

Необхідно пам'ятати основні енергетичні, силові та кінематичні співвідношення для механічних передач: ККД передачі – $\eta = \frac{P_2}{P_1}$; потужність на вихідному валу – $P_2 = P_1\eta$; крутний момент на вхідному валу $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$; крутний момент на вихідному валу – $T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}$; передатне відношення $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ (має знак "+" або "-"), якщо напрям обертання не має значення $i = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{n_1}{n_2}$; передатне число $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1}$, де Z – число зубців зубчастої передачі; d – діаметр колеса.

Передатне число характеризує відношення геометричних розмірів і завжди позитивне. У загальному випадку при внутрішньому контакті ланок (наприклад, для зубчастої передачі внутрішнього зачеплення) $i = u$, при зовнішньому контакті ланок (наприклад, для зубчастої передачі зовнішнього зачеплення) $i \neq u$.

При $i > 1$ $n_1 > n_2$ передача є такою, що знижує швидкість і називається редуктором, при $i < 1$ $n_1 < n_2$ – передача підвищує кутову швидкість і називається мультиплікатором. Більшість механічних передач оборотні, тобто можуть працювати у режимі редуктора і мультиплікатора. Проте відомі передачі, наприклад, деякі типи черв'ячних, планетарних, гвинтових та інших передач, які передають рух тільки у одному напрямі, тобто є безоборотними. Показником необоротності служить у першу чергу величина ККД, менша 0,5.

Розрізняють передачі кінематичні та силові. Кінематичні передачі служать у основному для перетворення руху із заданою точністю і значних навантажень не передають. Силові передачі призначені для перетворення великих крутних моментів і потужностей. Іноді до них пред'являються підвищені вимоги і відносно точності руху, наприклад, у роботах і верстатах.

Бувають передачі з постійним або зі змінним (регульованим) передатним відношенням. Передача з безступінчастим регулюванням називається варіатором. Безступінчасте регулювання дозволяє добитися оптимізації технологічного процесу і сприятливої роботи машини за енергетичними показниками.

Декілька передач, сполучених послідовно або паралельно, утворюють трансмісію.

Механічні передачі підрозділяють на дві основні групи:

- передачі тертям: пасові, фрикційні, хвильові фрикційні;
- передачі зачепленням: гвинт-гайка, зубчасті, черв'ячні, ланцюгові.

6.2. Зубчасті передачі

Зубчастою передачею називається триланковий механізм, у якому дві рухливі ланки є зубчастими колесами, що утворюють з нерухомою ланкою обертальні або поступальні кінематичні пари.

6.2.1. Переваги і недоліки, типи зубчастих передач

Переваги зубчастих передач (ЗП):

1. Високі надійність і здатність навантаження, наприклад, редуктор двигуна НК-12 передає потужність 15 000 к.с. при малих габаритних розмірах.
2. Достатня довговічність. Редуктор ТВД АИ-24 удосконалили так, що після 8000 годин роботи на зубцях немає слідів зношення.
3. Високий ККД – до 0,99.
4. Постійність середнього передатного відношення.

Недоліки зубчастих передач:

1. Для виробництва зубчастих коліс потрібні складне устаткування та інструмент.
2. Зубчасті передачі є джерелом шуму, коливань і динамічних навантажень при високих швидкостях.
3. Неможливість регулювання швидкості.

Циліндричні ЗП. Це передачі з паралельними валами (рис. 6.2, а, б, в, г).

Розрізняють прямозубі (а), косозубі (б), шевронні (в) і арочні (г) циліндричні ЗП.

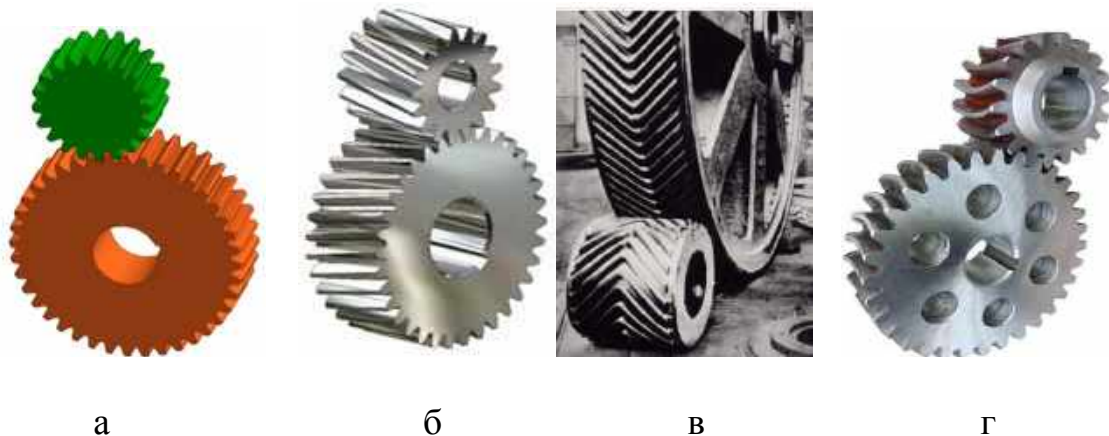


Рис. 6.2

Косі зубці підвищують здатність навантаження і плавність роботи зубчастої передачі, що знижує габаритні розміри і масу. Зазвичай у них кут нахилу $\beta = 8...18^\circ$ (рис. 6.3). Але вони мають істотні недоліки. У цих передачах з'являються осьові сили, залежні від кута β . Чим більше кут β , тим більше осьова сила F_a .

При цьому додатково навантажуються вали, опори і корпуси. Тому перевага віддається шевронним зубцям, оскільки у них осьові сили врівноважуються. Для шевронних зубців приймають $\beta = 28...40^\circ$.

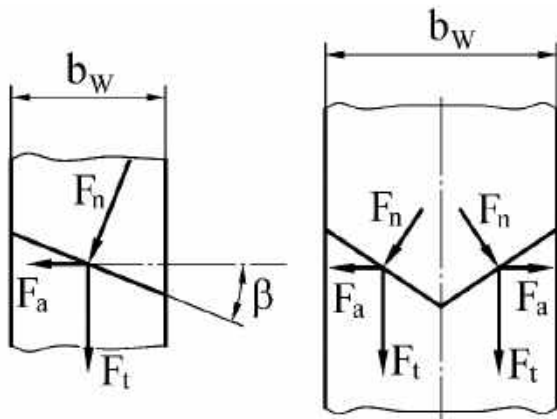


Рис. 6.3

У загальному машинобудуванні використовують приблизно 30 % косозубчастих передач, і доля їх росте. У редукторах і приводах авіаційних виробів приблизно 97 % циліндричних коліс є прямозубими. Пояснюється це тим, що технологія виготовлення точних зубчастих коліс складна, а косозубчастих – ще складніше. Окрім цього, підвищені осьові сили вимагають складніших опор і корпусів. Прямозубі колеса, виготовлені за 5-ю мірою точності, мають більшу, ніж косозубі, питому здатність навантаження.

Шевронні ЗП вимагають складної технології нарізування зубців. Тому були запропоновані арочні зубці (г). Вони мають підвищену здатність навантаження, а зубці нарізають високопродуктивними різцевими голівками.

Конічні ЗП. Це передачі з пересічними осями. У порівнянні з циліндричними колесами здатність навантаження конічних коліс нижча, оскільки складно добитися точного прилягання зубців, а пляма контакту, як правило, зміщена. Там, де можливо, конічні колеса не застосовують.

У той же час у техніці їх використовують дуже широко з умов компонування: у вертольотах, роботах, автомобілях та ін.

Розрізняють передачі прямозубі, косозубчасті та з круговими зубцями (рис. 6.4, а, б, в). Останні мають більш високі здатність навантаження і технологічність, тому в авіації з усіх змонтованих конічних коліс $\approx 50\%$ – з круговими зубцями, швидкохідні та важконавантажені – тільки з такими зубцями.

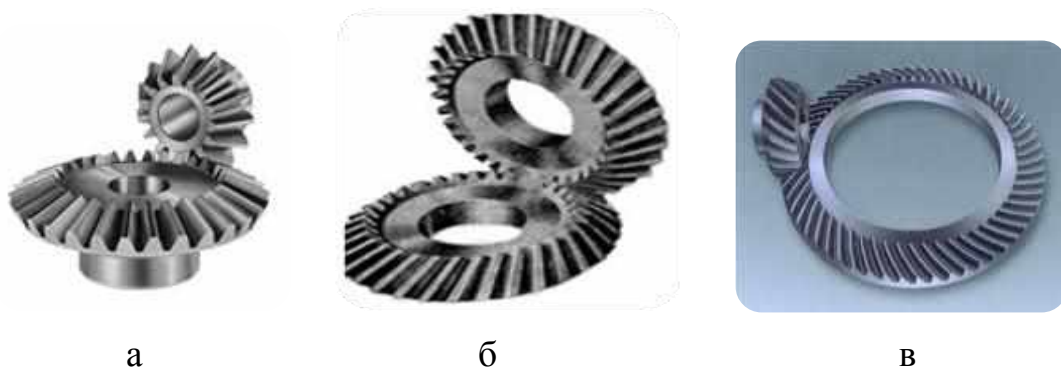


Рис. 6.4

Гвинтові та гіпоїдні ЗП. Це передачі з осями (рис. 6.5), що перехрещуються у просторі. Зубці мають точковий контакт. У цих передачах є загальний

недолік: підвищене ковзання у зачепленні та пов'язані з цим зношення і схильність до заїдання.

Гвинтові передачі (рис. 6.5, а) застосовують у текстильному і харчовому машинобудуванні, гіпоїдні (рис. 6.5, б) – у верстатах, автомобілях та ін.

Застосовують такі профілі зубців: 1) евольвентний (основний); 2) циклоїдний; 3) круговий (зачеплення Новікова).

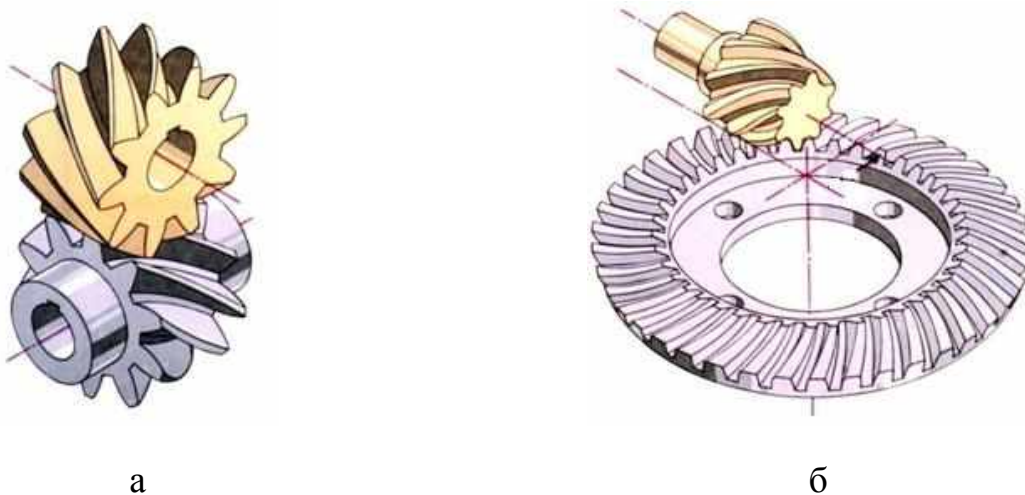


Рис. 6.5

6.2.2. Точність зубчастих передач

Точність ЗП є одним з основних показників їх якості. Точність ЗП характеризується мірою точності, а також нормою бічного проміжку або видом сполучення. Точність ЗП робить величезний вплив на їх працездатність. Так, зниження помилки по основному кроку у три рази підвищило ресурс редуктора типу АІ- 24 у чотири рази.

Стандарти передбачають 12 мір точності. Зі збільшенням номера міри точність зменшується.

Міра точності включає у себе три незалежні норми:

1. *Норма кінематичної точності.* Вона пов'язана з накопиченою помилкою основного кроку і биттям зубців, тобто характеризує помилку передатного відношення за один оборот зубчастого колеса. Має велике значення для ЗП приладів і слідкуючих систем.

2. *Норма плавності роботи.* Характеризує помилки кроку і профілю зубців, які багаторазово повторюються за один оборот. При погіршенні плавності зростають коливання окружної швидкості та динамічні навантаження у зачепленні.

3. *Норма контакту зубців.* Характеризує повноту прилягання зубців і концентрацію по довжині їх контакту.

Для попередження заклинювання зубців між ними у зачепленні має бути гарантований бічний проміжок. Стандарти передбачають шість видів бічних проміжків, або видів сполучення зубців (рис. 6.6).

Вид сполучення «В» забезпечує мінімальну величину бічного зазору, при якому виключається заклинювання сталеві або чавунної передачі від нагрівання при різниці температур зубчастих коліс і корпусу до 25° С.

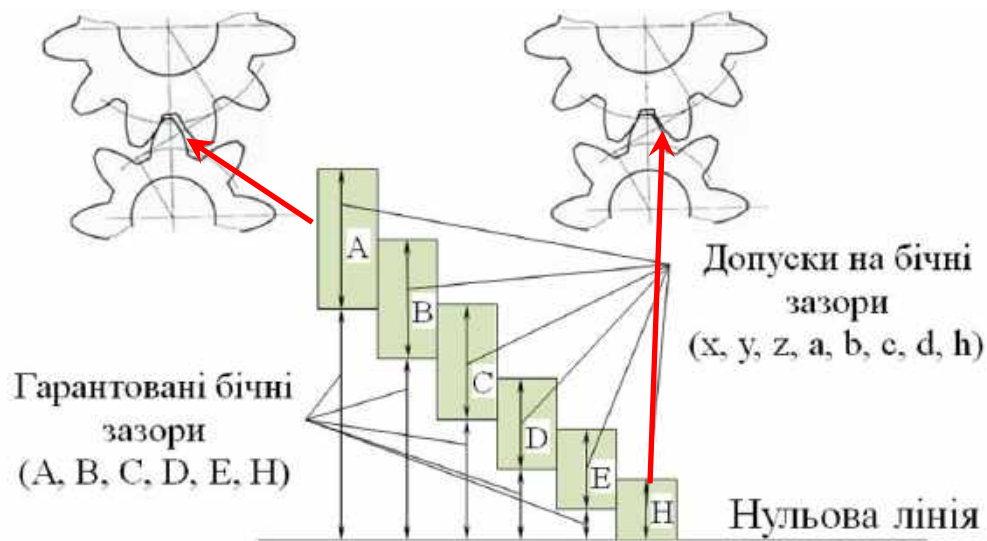


Рис. 6.6

Встановлено вісім видів допуску на бічний зазор, що позначаються у порядку зменшення літерами x, y, z, a, b, c, d, h, і стандартні відповідності зазорів і допусків:

Зазор		A	B	C	D	E, H
Допуск	x, y, z	a	b	c	d	h

Умовне позначення точності ЗП включає: норму кінематичної точності – норму плавності роботи – норму контакту зубів – вид сполучення – допуск – ГОСТ 1643-81: наприклад, 8-7-6-B а ГОСТ 1643-81.

Якщо норма не оговорюється, вона вказується літерою N: 8-N-6-D ГОСТ 1643-81.

Якщо усі три норми мають однакову міру точності, то вони позначаються однаковою цифрою: 7-B ГОСТ 1643-81.

В авіації у важконавантажених і швидкохідних редукторах застосовують зубчасті колеса 5-ї і 6-ї норми точності, для деяких – 4-ї.

Авіаційні зубчасті передачі відносяться до передач "точних під навантаженням". Завдяки модифікації профілю його вимір може показати, що профіль не є точним. Але при навантаженні точність внаслідок деформації зубців буде високою.

6.2.3. Сили, що діють у зачепленні

Циліндричні прямозубі колеса. Покажемо схему зачеплення шестерні та колеса (рис. 6.7).

При визначенні сил у зачепленні зазвичай задані потужність P_1 , кВт, і частота обертання на вході n_1 , хв^{-1} .

Крутний момент, що діє на шестерню, Н·м,

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

Крутний момент на колесі

$$T_2 = T_1 u \eta_{1,2},$$

де $u = \frac{z_2}{z_1}$ – передатне число; η – ККД.

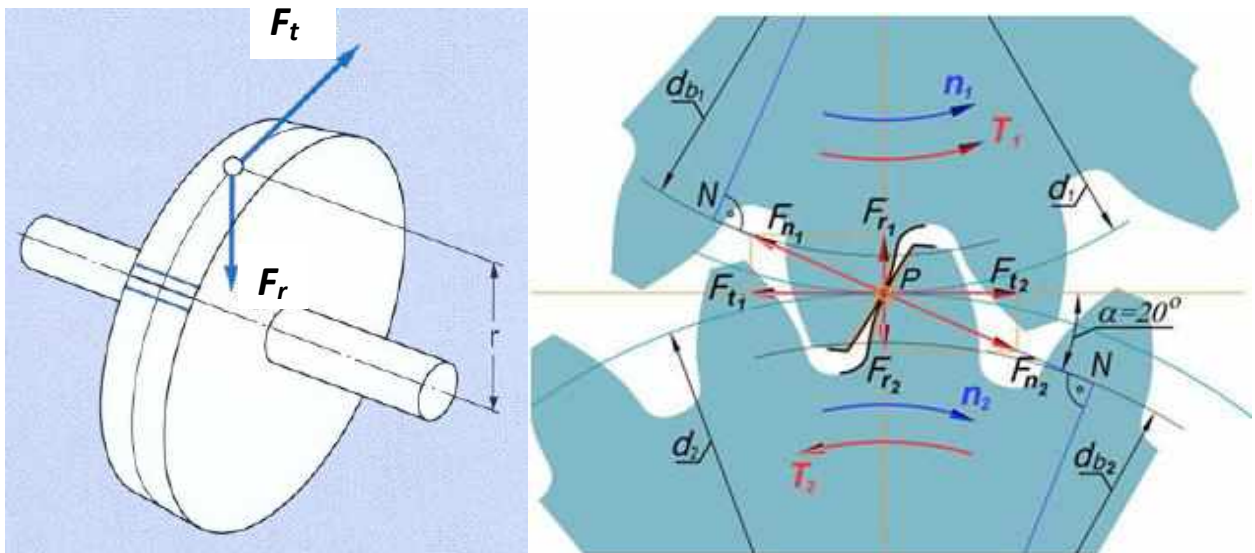


Рис. 6.7

У зачепленні діють:

– сила та реакція, нормальні до спряжених профілів, F_{n1} і F_{n2} ;

– сила тертя F_T .

Силами тертя у зачепленні нехтують, оскільки коефіцієнт тертя f малий (0,04...0,06), і тому $F_T = f F_n$ також мала.

Реакція F_n у зачепленні спрямована по нормалі до спряжених профілів, тобто по лінії зачеплення, як у вищій кінематичній парі (α – кут зачеплення).

Для зручності розрахунку зубчастої передачі, її валів та їх опор силу F_n розкладають на окружний і радіальний напрями, внаслідок чого отримують окружну F_t і радіальну F_r сили.

Визначення сил розпочинають з окружної сили, оскільки крутний момент T_1 відомий:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_2}{d_{w2}}; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w}.$$

Циліндричні косозубі колеса. Розрахунки на міцність циліндричної косозубої передачі виконують за стандартними геометричними параметрами у нормальному перерізі гвинтової лінії зуба.

Розглянемо схему циліндричної косозубої передачі (рис. 6.8). Розкладемо силу F_n на радіальну F_r і нормальну окружну F .

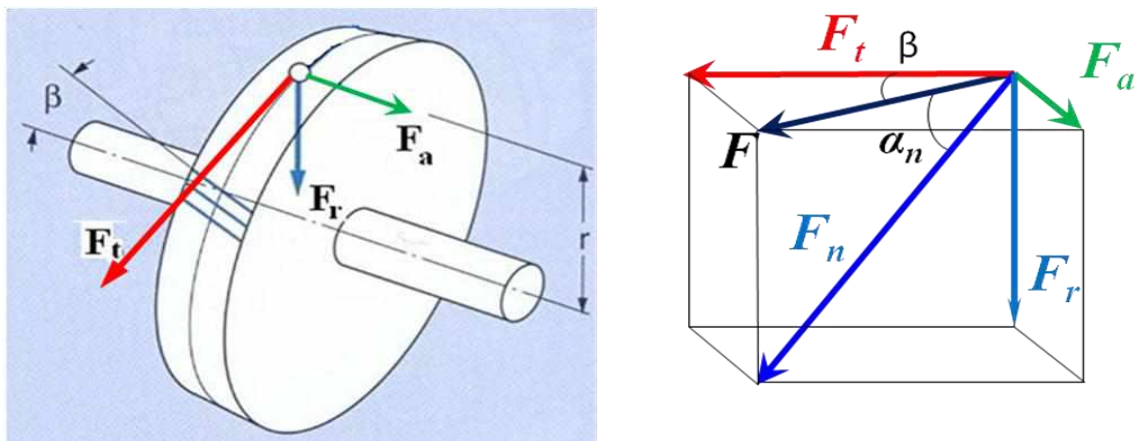


Рис. 6.8

Ці сили визначають за формулами:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_2}{d_{w2}}; \quad F_n = \frac{F}{\cos\alpha_w} = \frac{F_t}{\cos\beta \cos\alpha_w};$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta}; \quad F_a = F_t \operatorname{tg}\beta.$$

Конічні прямозубі колеса. Розглянемо схему конічної прямозубої передачі (на рис. 6.9, а, б показані сили, що прикладені до колеса).

Нехай $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, тобто це ортогональна передача, δ_1, δ_2 – кути дільних конусів (рис. 6.10).

Допускаємо, що навантаження рівномірно розподіляється по довжині зуба. Замінюємо її рівнодійною, прикладеною у середньому перерізі зубця, і покажемо зачеплення зубців у цьому перерізі.

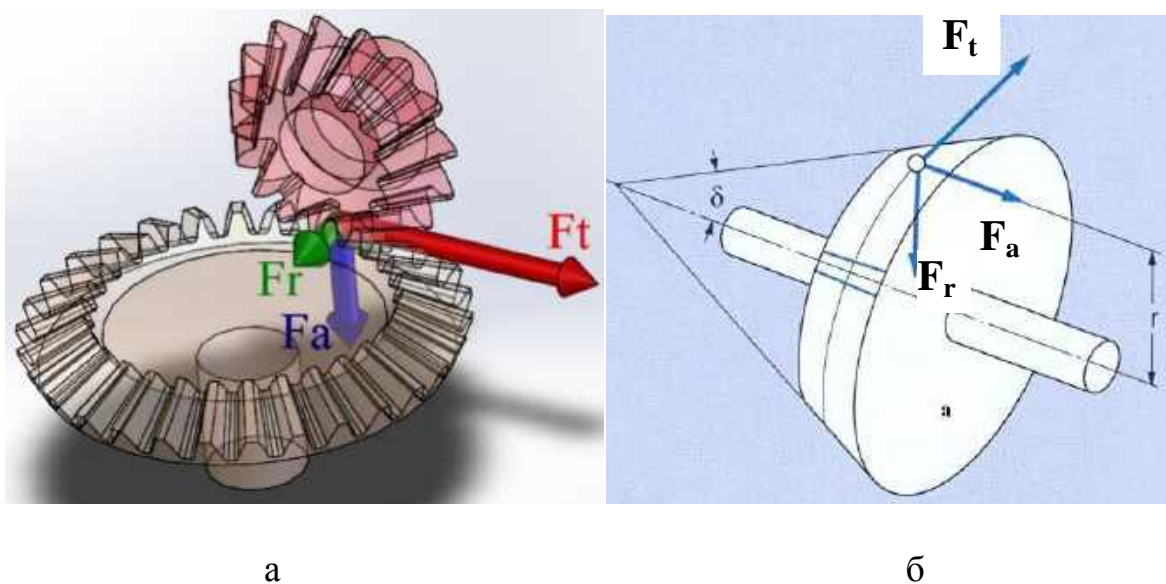


Рис. 6.9

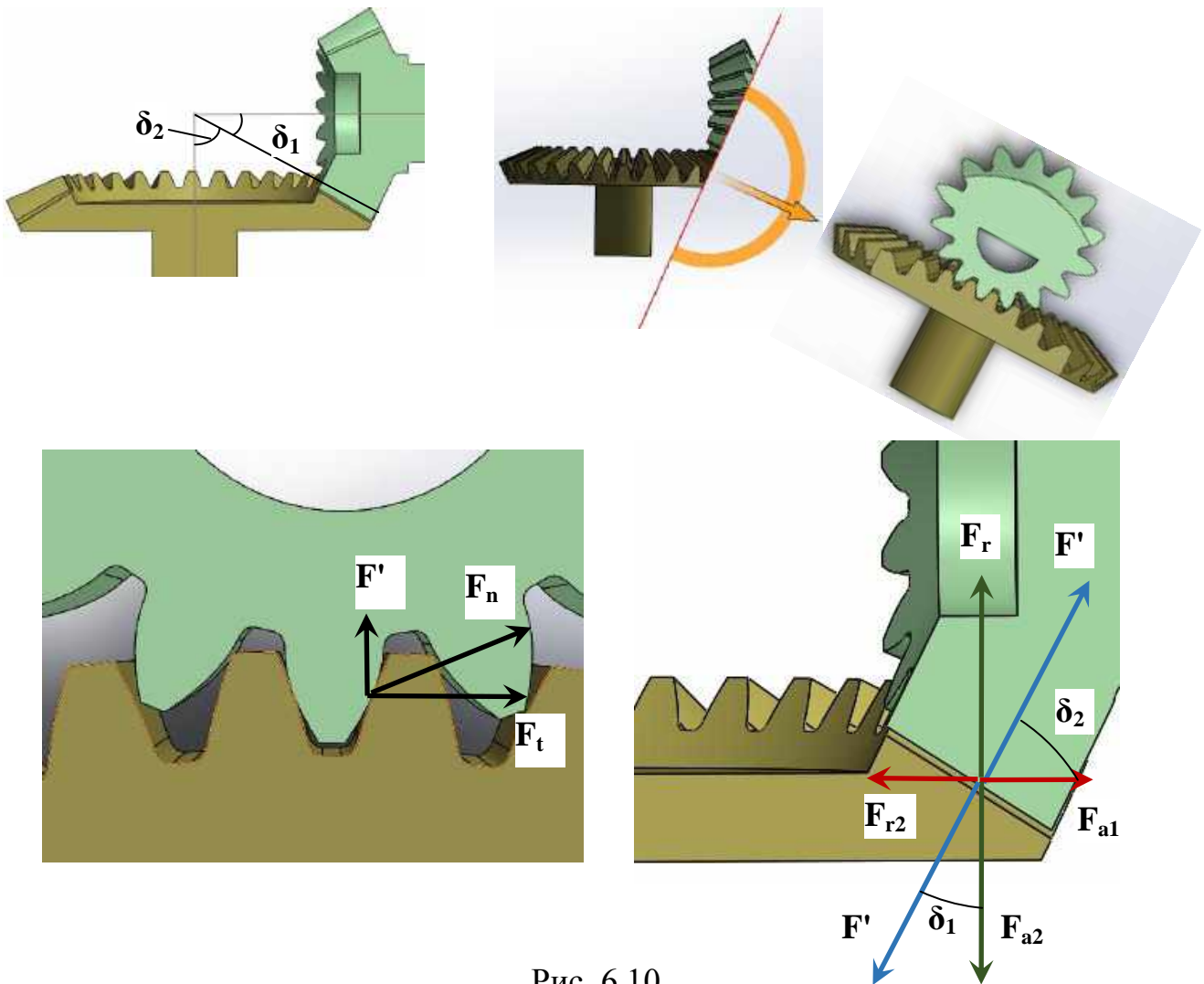


Рис. 6.10

Позначимо силу розпору F' . Її можна розкласти на осьову F_{a1} і радіальну сили F_{r1} . Згідно з третім законом Ньютона $F_{r1} = F_{a2}$ і $F_{r2} = F_{a1}$. Сили, що діють у зачепленні конічних прямозубих коліс, визначають за формулами:

$$F_t = \frac{2T}{d_m}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta; \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta.$$

Для ортогональної передачі

$$F_{a1} = F_{r2}; \quad F_{r1} = F_{a2}; \quad \operatorname{tg} \delta_1 = Z_1/Z_2; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

6.2.4. Характер роботи зубців

1. У циліндричній передачі зовнішнього зачеплення з прямими зубцями навантаження передається по черзі – то одною, то двома парами зубців.

Покажемо схему зачеплення двох коліс (рис. 6.11). Проведемо основні окружності, окружності вершин і лінію зачеплення. Отримаємо: a_0b_0 – теоретичну ділянку лінії зачеплення; a_1b_1 – активну ділянку лінії зачеплення.

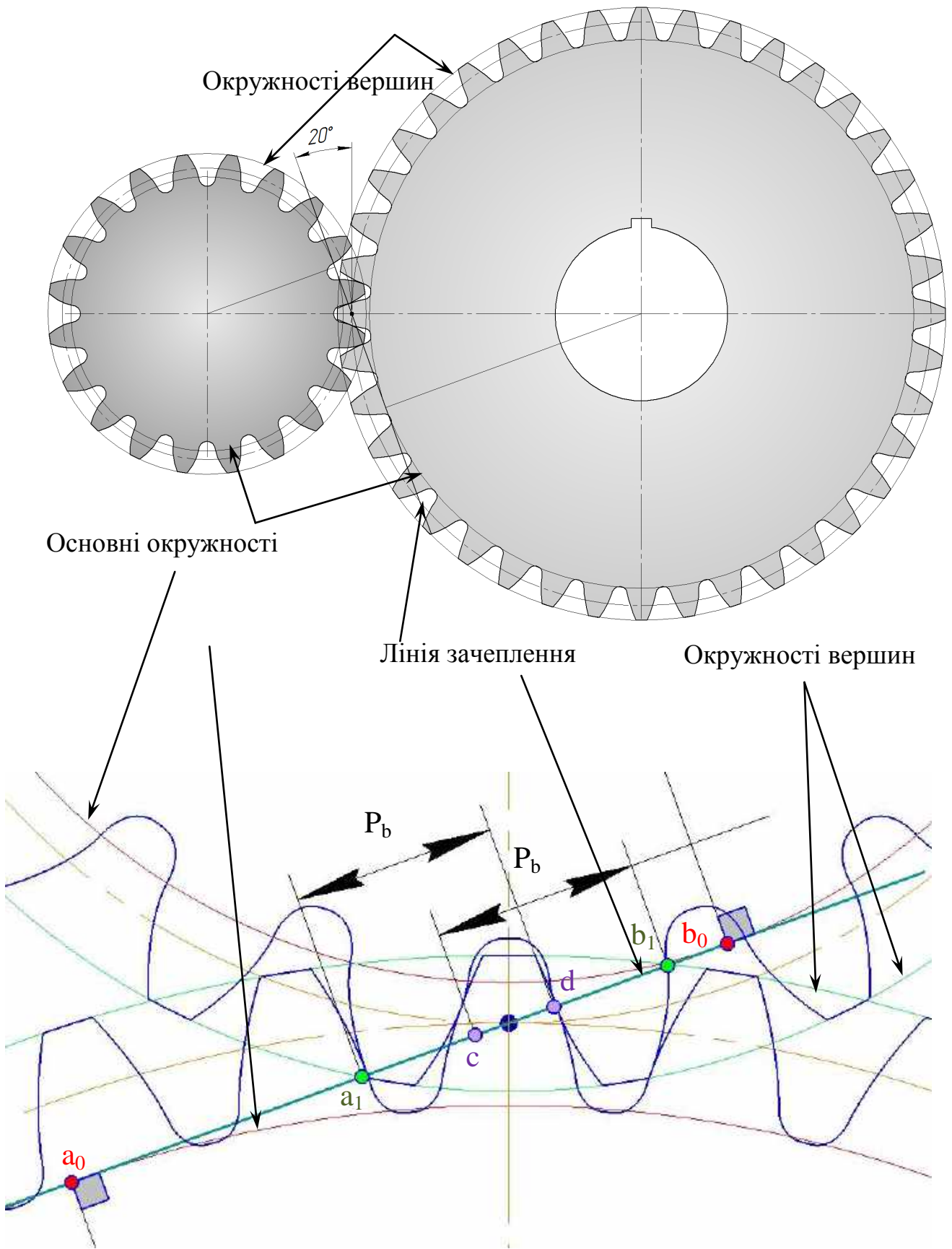


Рис. 6.11

Від точок a_1 і b_1 відкладемо основний крок P_b . Точки c і d – точки пересполучення, де відбувається зміна передачі навантаження з однопарного на двопарне, і навпаки. Наближена епіюра навантажень на зубці показана на рис. 6.12.

2. Під час передачі крутного моменту, крім нормальної сили F_n , діє також сила тертя $F = F_n f$ (рис. 6.13). Сили тертя, які діють на зубці ведучого колеса, направлені від полюса зачеплення, а на зубці веденого колеса – у напрямку полюса.

3. Напруження, що виникають у зубцях, є змінними (рис. 6.14, 6.15), де σ_H – контактне напруження; σ_F – напруження згину.

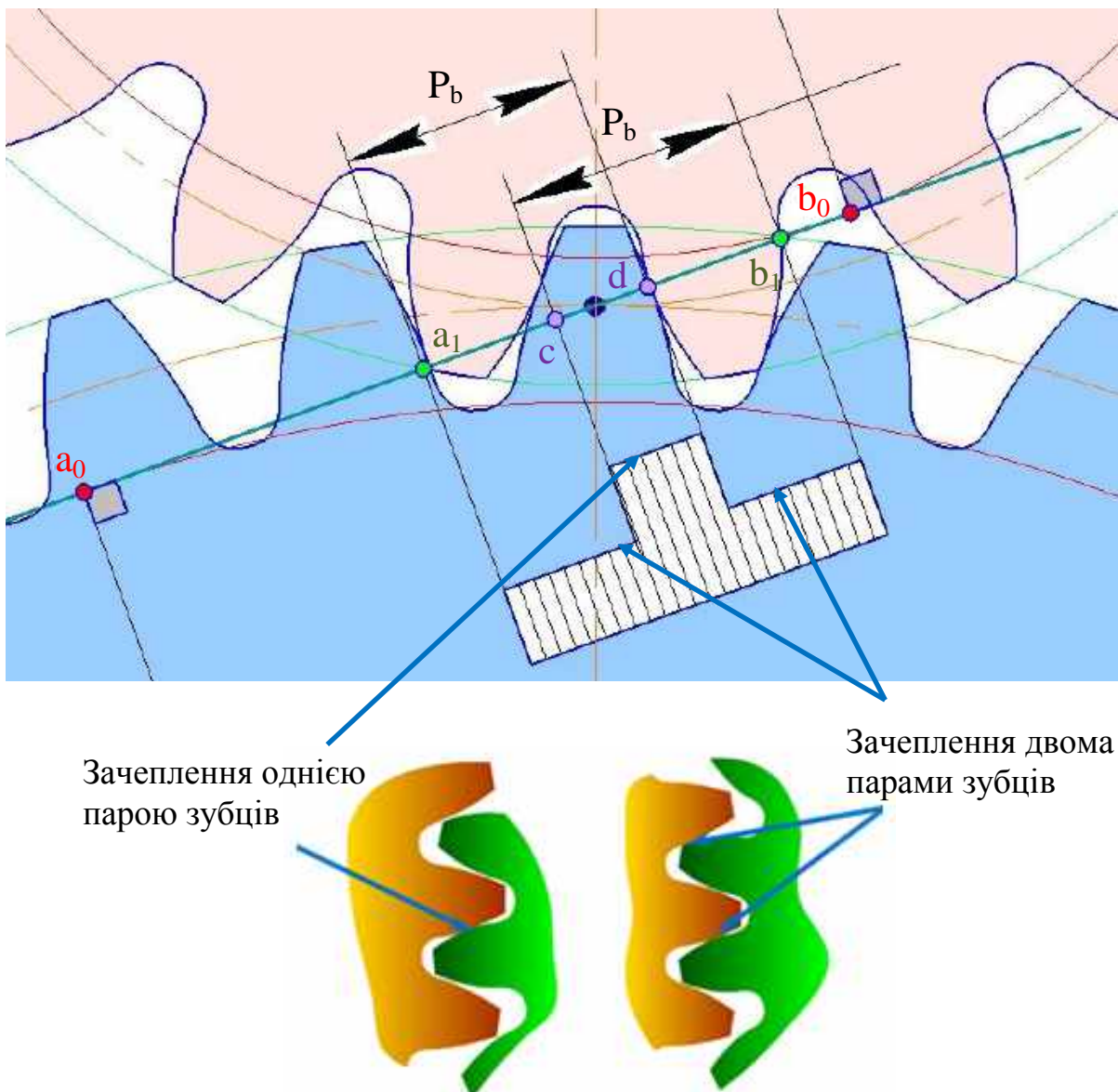


Рис. 6.12

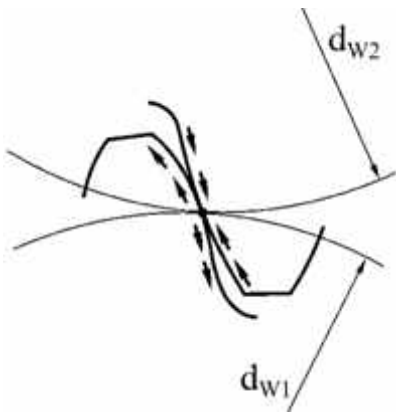


Рис. 6.13

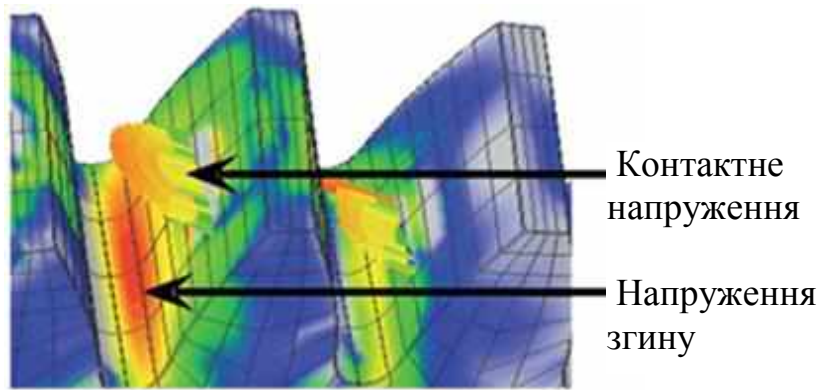


Рис. 6.14

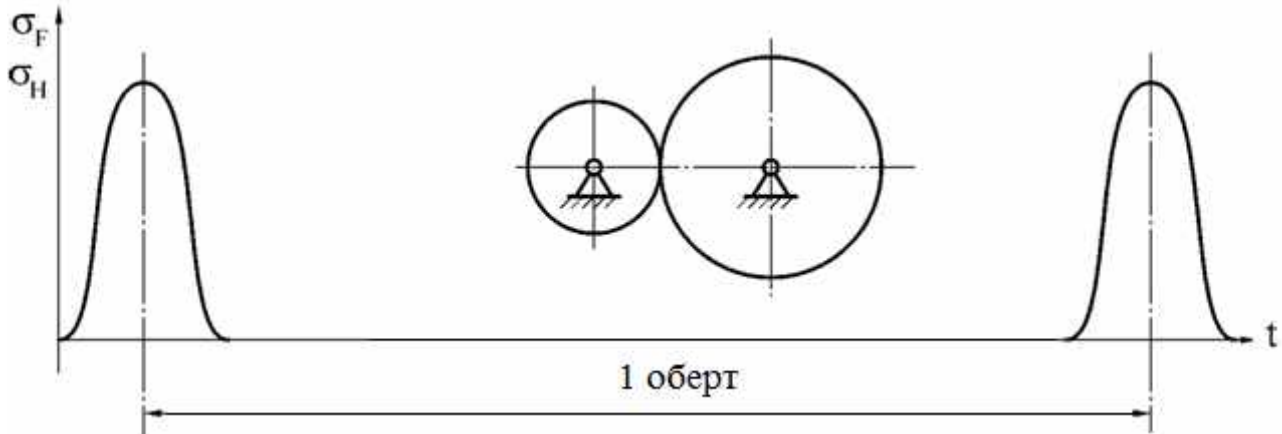


Рис.6.15

6.2.5. Види ушкодження зубців

Відомо понад 20 видів ушкоджень зубців. Розглянемо основні.

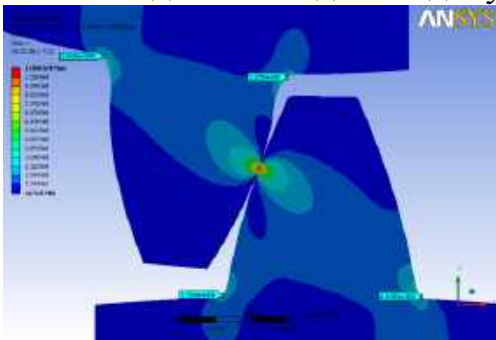


Рис. 6.16

1. *Пошкодження робочих поверхонь зубців.* На активних поверхнях зубців виникають контактні напруження, нормальні σ_H і дотичні τ_H (рис. 6.16).

Дія цих напружень може викликати такі ушкодження:

- втомне викришування (піттинг – від англійського слова pit – ямка, заглиблення);
- заїдання;
- абразивний знос;

- тріщини і відшарування;
- пластичну деформацію робочих поверхонь зубців та ін.

Такі руйнування характерні та для інших видів вищих кінематичних пар: підшипників, фрикційних передач, кулачкових механізмів та ін. Втомне викришування є найбільш поширеним видом пошкодження закритих зубчастих передач, що працюють у маслі. Воно зазвичай виникає поблизу полюса на ніжці зуба ведучого колеса (рис. 6.17).

Викришування полягає у появі на ніжці шестерні, поблизу полюсної лінії, невеликих заглиблень, які потім збільшуються і перетворюються у раковини.

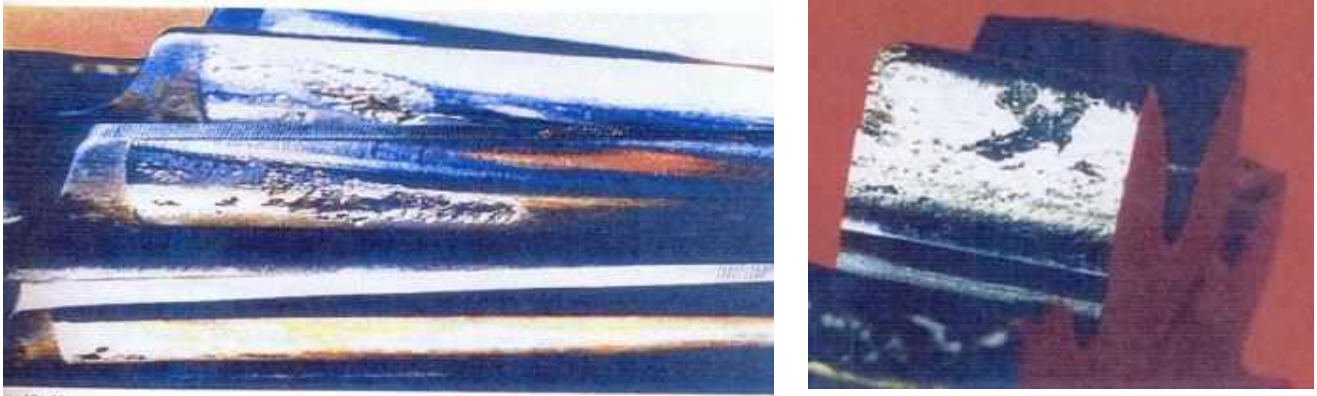


Рис. 6.17

Викришування виникає внаслідок втрати витривалості поверхневого шару, якщо $\sigma_H \geq [\sigma_H]$.

Викришування починається з появи на глибині 10...20 мкм втомних мікротріщин. Мікротріщини мають нахил до поверхні зубців під кутом, що пояснюється впливом сил тертя.

Чому втомні тріщини з'являються на ніжці зуба ведучого колеса? Вважають, що інтенсивність викришування зростає зі збільшенням сил тертя. Поблизу полюса швидкість ковзання мінімальна, умови для змазування погіршуються, і тому підвищуються коефіцієнт тертя і сили тертя.

Крім того, поблизу полюса має місце зона однопарного зачеплення зубчастих колес.

Існує також гіпотеза про розклинювальну дію мастила у мікротріщинах, що вірогідно для ніжки ведучого колеса внаслідок несприятливої орієнтації сил тертя.

Втомне викришування може бути обмеженим і прогресуючим. Обмежене викришування виникає при твердості зубців $H < 350$ НВ і при концентрації навантаження по довжині зубців. Після підробітки воно може припинитися.

Прогресуюче викришування характерно для загартованих сталей і, як правило, не припиняється.

Заїдання. Внаслідок великих напружень і швидкостей ковзання у зоні контакту зубців температура може перевищувати допустиму. При цьому в'язкість масла падає, і часто виникає розрив масляної плівки і місцеве зчеплення (металевий контакт) контактуючих поверхонь (мікрозварювання) зубців.

При відносному русі зубців відбувається руйнування місць з'єднань. При цьому на зубцях утворюються дрібні борозни або задири у напрямку ковзання (рис. 6.18).

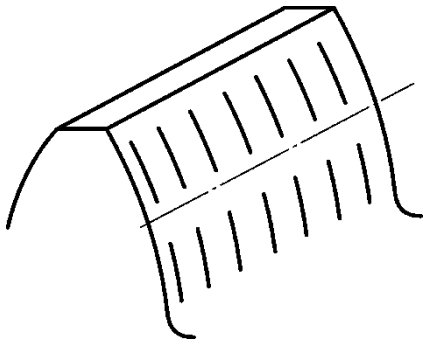


Рис. 6.18

Цей вид руйнування особливо небезпечний для авіаційних, суднових та інших зубчастих передач.

Абразивний знос є основною причиною виходу з ладу відкритих передач і передач, недостатньо захищених від попадання у них пилю, піску та ін. Це має місце, наприклад, у транспортних машинах, сільгоспмашинах та ін.

У закритих передачах абразивні частинки мають мінеральне і металеве походження. Останні з'являються внаслідок зрізання і деформації мікронерівностей.

Тріщини і відшаровування можуть виникнути на зубцях, що мають неякісну хіміко-термічну обробку, наприклад цементацію. Як правило, тріщини виникають перпендикулярно до робочих поверхонь зубців (рис. 6.19).

Втомні тріщини розташовані під гострим кутом до робочої поверхні.

Пластична деформація робочих поверхонь зубців є наслідком руйнувань масляної плівки. При цьому на ведучому зубці з'являється западина, на відомому – виступ (рис. 6.20).

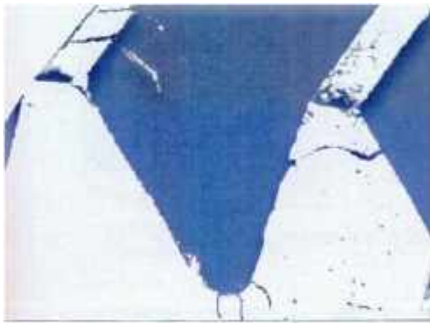


Рис. 6.19



Рис. 6.20

Причина цього – переміщення частинок шарів поверхонь у напрямку ковзання (дія сил тертя).

2. **Поломка зубців.** Зубець можна уявити як консольну балку (див. рис. 6.16). Поломка зубця може бути:

а) статичною – від дії пікового навантаження (рис. 6.21);

б) втомною – внаслідок циклічної дії напружень (рис. 6.22).



Рис. 6.21



Рис. 6.22

Багаторазові повторення напружень, якщо вони перевищують допустимі, тобто $\sigma_F \geq [\sigma_F]$, призводять до виникнення втомної тріщини і поломки зубця.

Втомні тріщини з'являються, як правило, на розтягнутому боці зубця, тому що межа витривалості при розтягуванні менша, ніж при стисканні.

6.2.6. Розрахункове навантаження на зубці

Розрахункове навантаження на зубці складається з таких компонентів:

1. Корисне, або номінальне навантаження.
2. Додаткове навантаження від внутрішньої динаміки зачеплення, або динамічне навантаження.
3. Додаткове навантаження внаслідок концентрації навантаження по довжині контакту.
4. Додаткове зовнішнє навантаження.

Розрахункове навантаження збільшує номінальне навантаження:

$F_p = KF$ – якщо розглядається сила;

$T_p = KT$ – якщо розглядається момент;

$P_p = KP$ – якщо розглядається потужність.

Тут K – коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K = K_V K_\beta K_\alpha K_A,$$

де K_V – коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження; K_β – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині контактної лінії; K_α – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє навантаження.

Для визначення **внутрішнього динамічного навантаження** були розроблені ударна теорія, яка розглядає удар зубців у момент переспряження, і вібраційна теорія, що вивчає виникнення динамічного навантаження внаслідок кінематичних похибок і зміни жорсткості зубців по куту повороту.

Нижче розглянуто основи ударної теорії, прийнятої у вітчизняному машинобудуванні та у ГОСТ 21354-87. Її розробив А. І. Петрусевич.

З теорії зачеплення відомо, що умова $i = \omega_1/\omega_2 = \mathit{const}$ витримується тільки у тому випадку, якщо точки контакту зубців лежать на лінії зачеплення. На практиці $i \neq \mathit{const}$. Це відбувається в основному внаслідок помилок виготовлення зубців (основну роль відіграє помилка основного кроку) і деформації зубців під навантаженням.

Покажемо зачеплення двох коліс. Для цього проведемо основні окружності та дотичну до них лінію зачеплення (рис. 6.23). Нехай $P_{t2} > P_{t1}$ (рис. 6.23, а). У цьому випадку друга пара зубців вступає у контакт раніше.

При цьому змінюється миттєве передавальне відношення, внаслідок чого колеса рухаються з прискоренням, створюючи додатковий динамічний момент.

Це явище умовно називають «удар кромки». Для його усунення використовують профільну модифікацію (навмисне відхилення профілю зубця від головної поверхні).

Якщо $P_{t2} < P_{t1}$ (рис. 6.23, б), то відбувається серединний удар.

Кроки P_{t1} і P_{t2} можуть стати неоднаковими також внаслідок деформації зубців під навантаженням (рис. 6.24).

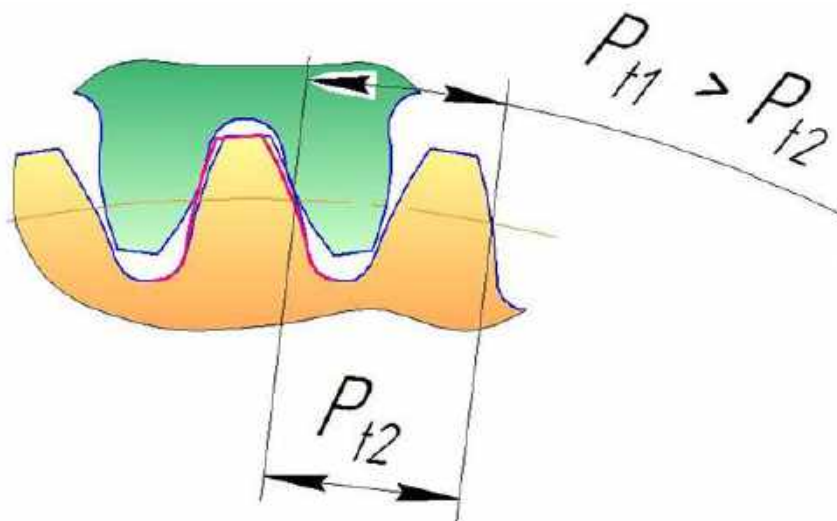
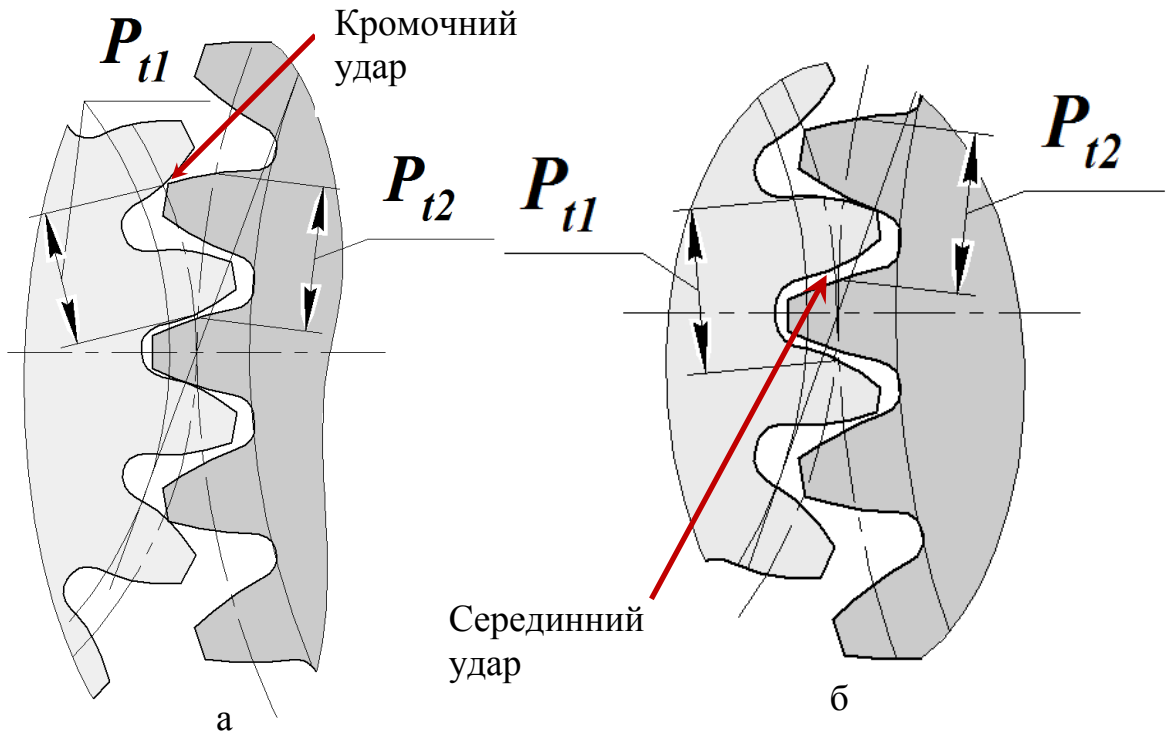


Рис. 6.24

Якщо $i \neq const$, то навіть при $\omega_1 = const$ $\omega_2 \neq const$ і виникає кутове прискорення:

$$\varepsilon = \frac{d\omega_2}{dt} \neq 0.$$

У зачепленні з'являється додатковий момент – динамічний:

$$T_V = J \frac{d\omega_2}{dt},$$

де J – момент інерції ведених мас.

Наближено динамічна сила

$$F_V \approx \frac{2T_V}{d_{w2}}.$$

Однак визначити F_V за цією формулою складно, оскільки трудно знайти кутове прискорення ε .

А. І. Петрусевичем була запропонована формула для визначення F_V , яка з деякими змінами увійшла у ГОСТ 21354-87:

$$W_V = \frac{F_V}{b_w} = \delta g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (6.2)$$

де a_w – міжосьова відстань; V – колова швидкість колеса, м/с; δ – коефіцієнт, що враховує вплив типу зубчастієї передачі та модифікацію профілю; g_0 – коефіцієнт, що враховує різницю кроків зубців шестерні та колеса.

Коефіцієнти δ і g_0 вибирають за таблицями довідників.

Розрізняють δ_H і δ_F , g_{0H} і g_{0F} .

Динамічна сила W_V не може бути більшою, ніж деяка максимальна сила W_{Vmax} (рис. 6.25). Якщо W_V , отримана за виразом (6.2), більше W_{Vmax} , у подальших розрахунках використовують W_{Vmax} .

Наведені вище розрахунки справедливі при

$$\frac{VZ_1}{1000} < 1.$$

В кінцевому вигляді:

$$K_V = 1 + \frac{W_V b_w}{F_t}, \quad (6.3)$$

де $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ – середня окружна сила.

Розрізняють K_{HV} і K_{FV} .

Концентрація навантаження виникає внаслідок деформації валів, опор, корпусів і самих зубчастих коліс. Покажемо це на прикладах (рис. 6.26), де a – симетричне розташування зубчастих коліс щодо опор; b – несиметричне; v – консьольне.

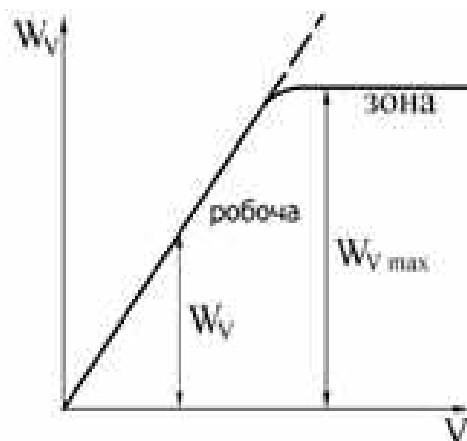


Рис. 6.25

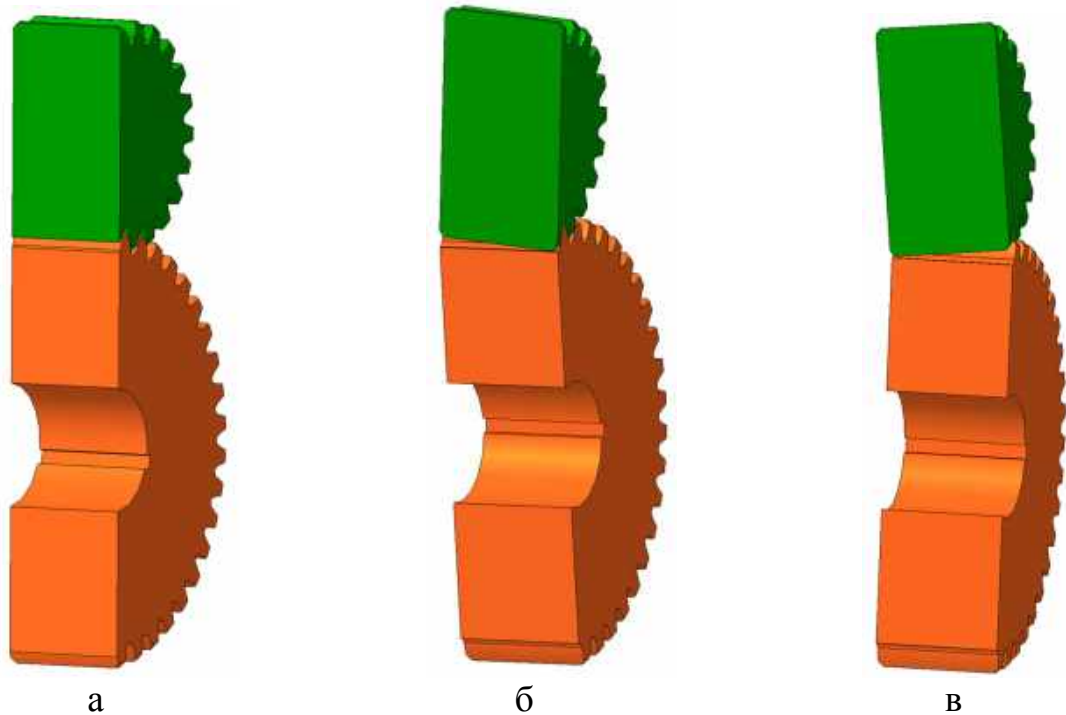
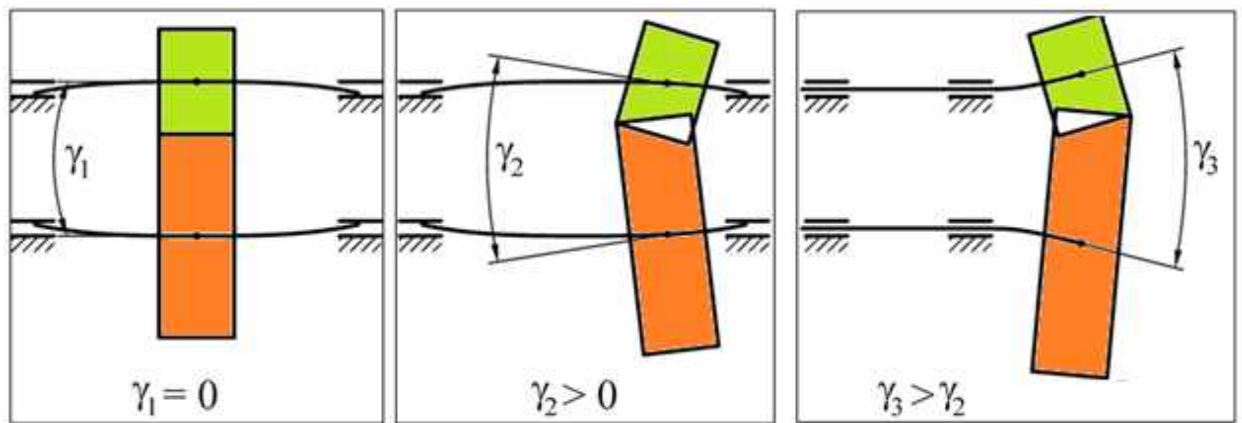


Рис. 6.26

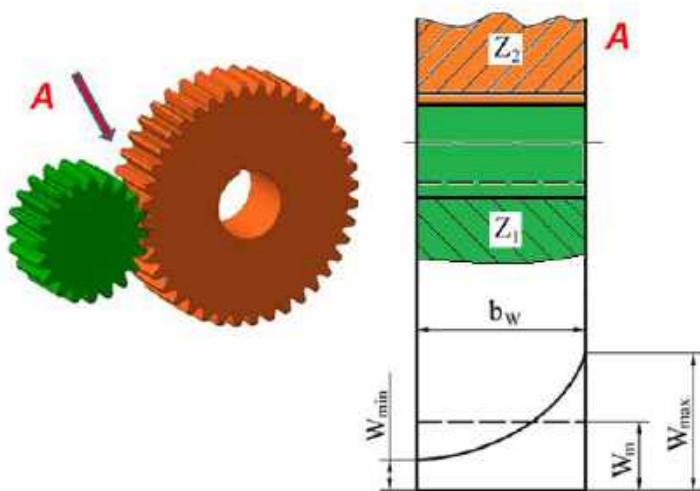


Рис. 6.27

При дії радіальних сил вали прогинаються і колеса повертаються на деякий кут. Якби зубці передачі були абсолютно жорсткими, то спостерігався б кутовий дотик зубців. Однак внаслідок податливості зубців їх контакт відбувається по всій довжині, але з концентрацією навантаження по довжині контакту. Покажемо схему зачеплення двох коліс (рис. 6.27). За наявності перекосу можна відокремити най-

менше W_{min} , найбільше W_{max} і середнє W_m значення питомої сили. Тоді коефіцієнт концентрації

$$K_{\beta} = \frac{W_{max}}{W_m}$$

У розрахунках на контактну міцність $K_{H\beta}$ визначають за наближеною залежністю

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{HW},$$

де $K_{H\beta}^0$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у новій передачі; $K_{HW} = 0,8...1$ – коефіцієнт, що враховує прироблення зубців.

Якщо зубці мають твердість $HV < 350$, то K_{β} поступово зменшується завдяки їх приробленню. При $HV > 350$ і $V > 15$ м/с внаслідок створення масляної плівки і високої твердості прироблення не відбувається.

За інших рівних умов K_{β} збільшується з ростом b_w . Зазвичай ширину b_w знаходять через безрозмірні коефіцієнти:

$$\Psi_m = \frac{b_w}{m}; \quad \Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}; \quad \Psi_a = \frac{b_w}{a_w}.$$

Для авіаційних зубчастих передач найчастіше $\Psi_m < 15$, $\Psi_{bd} < 0,5$.

При розрахунках зубців на вигин

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F},$$

де показник степеня N_F залежить від відношення $\frac{b_w}{m}$. Наприклад, при $\frac{b_w}{m} = 20$ $N_F = 0,94$.

У проектному та приближених розрахунках $K_{H\beta}$ може бути знайдено з графіків залежно від відносної ширини вінця та схеми розташування коліс щодо опор (рис. 6.28).

Заходи, що знижують концентрацію навантаження:

- 1) підвищення жорсткості валів, опор і корпусу;
- 2) симетричне розташування коліс щодо опор;
- 3) виготовлення зубців бочкоподібними, тобто використання поздовжньої модифікації (рис. 6.29).

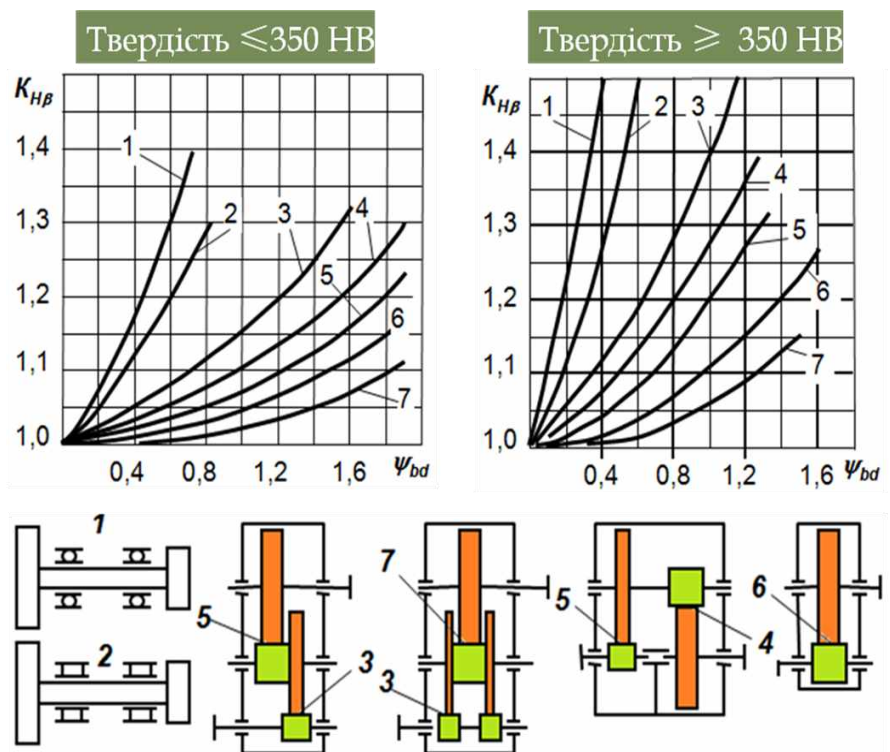


Рис. 6.28

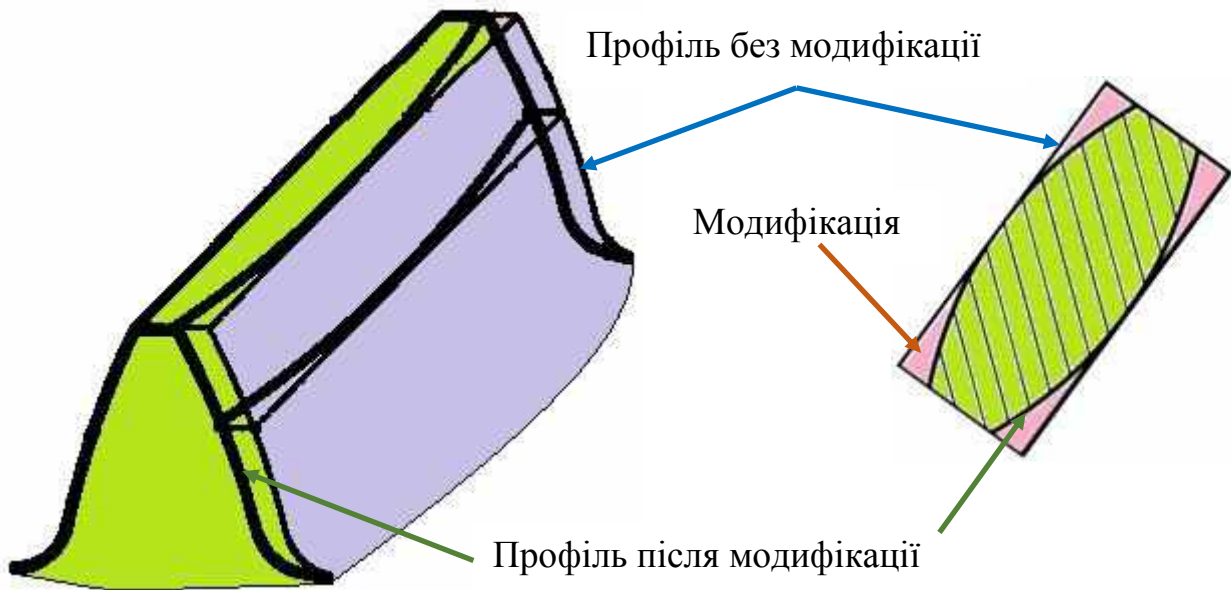


Рис. 6.29

Коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями K_α вводять, щоб врахувати вплив помилок виготовлення зубців на їх навантаження.

Для точних зубчастих передач 5-го ступеня і вище $K_\alpha = 1$. Для ступенів точності 5–9

$$K_\alpha = 1 + 0,06(n_{ст} - 5),$$

де $n_{ст}$ – ступінь точності. Приймають $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$.

Коефіцієнт K_A , який зазвичай або задається циклограмою, або враховує зовнішні перевантаження за таблицями у довідниках. Визначення K_A тут не розглядається.

6.2.7. Розрахунки зубців зубчастих передач на міцність

Методичною базою для розрахунків зубчастих передач на міцність є ГОСТ 21354-87.

Виконують такі розрахунки зубчастих передач на міцність:

- на контактну витривалість, щоб попередити втомне викришування активних поверхонь зубців;
- на витривалість при згині, щоб попередити втомне руйнування зубців;
- на контактну міцність і міцність при вигині під дією максимального навантаження, щоб попередити руйнування зубців.

Проводять також інші розрахунки зубців, наприклад, на заїдання активних поверхонь зубців, на глибинну контактну витривалість, на малоциклову витривалість при згині та ін.

6.2.7.1. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Цей розрахунок виконують для попередження втомного викришування. Він зводиться до виконання умови $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Приймають припущення:

1. Контакт зубців уподібнюється контакту двох циліндрів. Проведемо теоретичну лінію зачеплення. Позначимо радіуси кривизни зубців шестерні ρ_1 та колеса ρ_2 у полюсі зачеплення (рис. 6.30). Радіуси кривизни циліндрів дорівнюють цим радіусам кривизни.

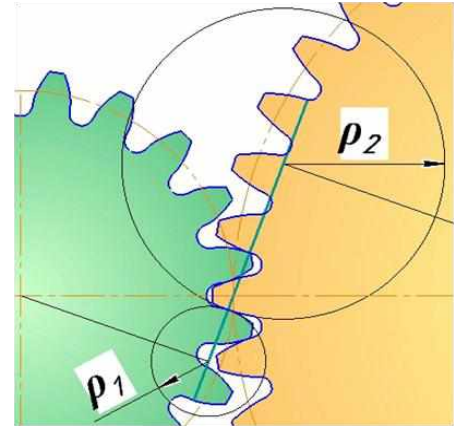


Рис. 6.30

Під дією сили $F_n K$ початковий контакт циліндрів по лінії (рис. 6.31, а) перетворюється у контактну поверхню у вигляді прямокутника з довжиною, яка дорівнює довжині лінії контакту l_k , та шириною a (рис. 6.31, б).

На поверхні контакту діють нормальні σ_H та дотичні τ_H напруження (рис. 6.31, б).

2. Циліндри мають нескінченну довжину, і навантаження розподіляється по довжині контакту рівномірно.

3. Ширина площадки контакту мала порівняно з розмірами циліндра.

4. Мастило відсутнє.

5. Сили тертя не діють.

Для визначення контактних напружень використовують формулу Герца, отриману для стиснутих циліндрів:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{пр}}}$$

Тут $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості

матеріалів зубців; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів зубців; ν_1, ν_2 – коефіцієнти Пуассона, для сталі $\nu \approx 0,3$; $W_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma}$ – нормальне навантаження на

одиницю довжини контактних ліній (питоме навантаження); F_n – нормальна сила; l_Σ – сумарна довжина контактних ліній; $\rho_{пр}$ – приведений радіус кривизни;

$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ – приведена кривизна, де знак "+" – для зовнішнього зачеплення,

знак "-" – для внутрішнього зачеплення.

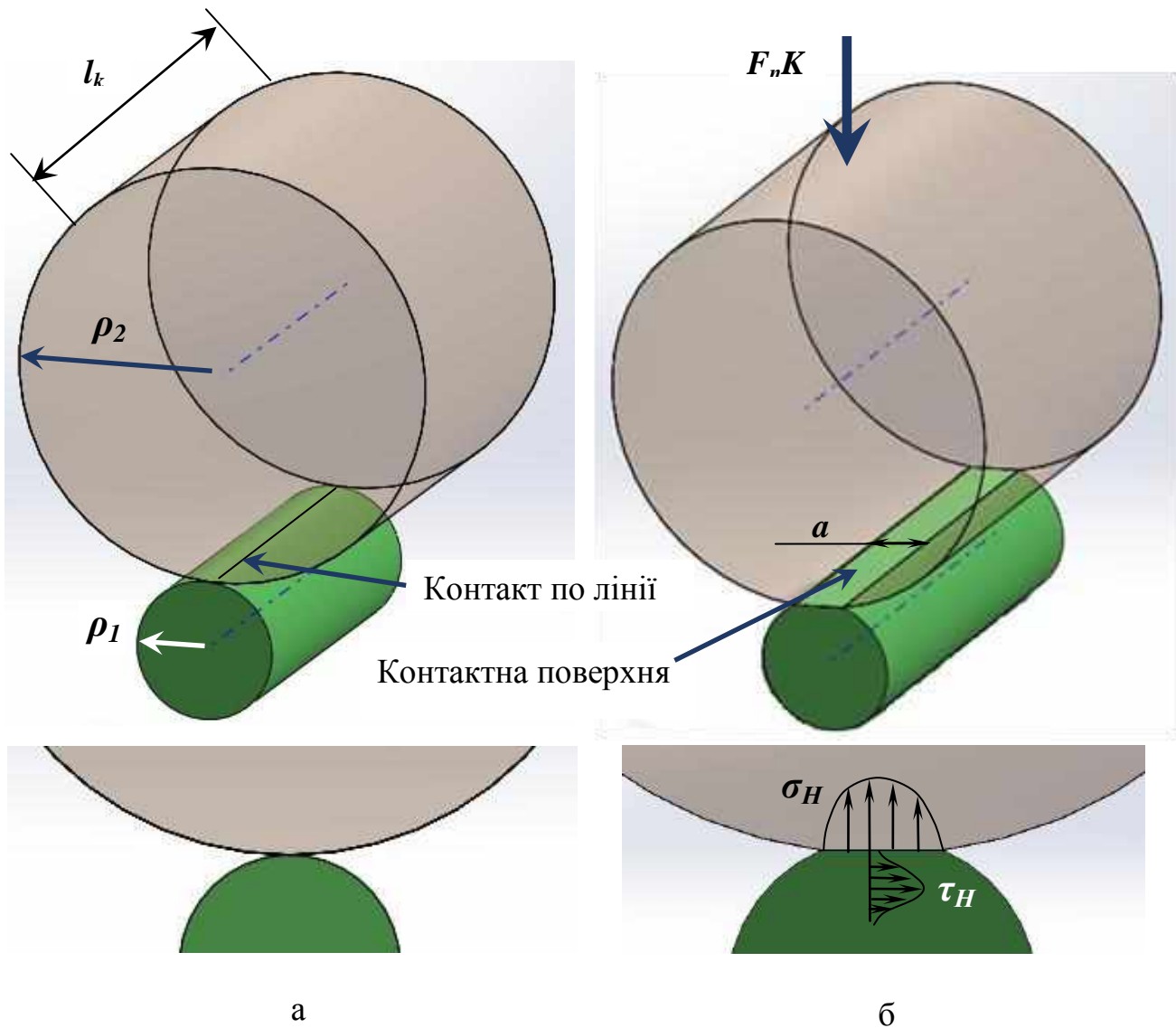


Рис. 6.31

У прямозубих передачах l_Σ змінюється від робочої ширини вінця b_w (однопарне зачеплення) до $2b_w$ (двопарне зачеплення). Для розрахунків беруть вираз

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2},$$

де Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}.$$

В середньому для наближених розрахунків $Z_\varepsilon = 0,9$.

Нормальне питоме навантаження

$$W_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma} = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w},$$

з врахуванням того, що

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

Для визначення радіусів кривизни профілів розглянемо схему зачеплення двох коліс (рис. 6.32). Позначимо центри коліс O_1 і O_2 . Проведемо міжосьову лінію O_1O_2 , початкові окружності та лінію зачеплення.

З рисунку знаходимо:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w; & \rho_2 &= \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w; \\ \frac{1}{\rho_{пр}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \frac{u \pm 1}{u}, \end{aligned}$$

тому що $d_{w2} = d_{w1} u$.

Підставивши у формулу Герца значення W_n та $\frac{1}{\rho_{пр}}$, отримаємо:

$$\sigma_H = Z_\varepsilon Z_H Z_E \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_{w1} b_w} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (6.4)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w}}$ – коефіцієнт, що враховує форму сполучених профілів. Залежність (6.4) використовують для перевірочних розрахунків на контактну витривалість.

У проектувальному розрахунку визначають d_{w1} або a_w за формулою, отриманої з виразу (6.4).

Запишемо (приймавши $K_{HA} = 1$):

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}; \quad b_w = \Psi_{bd} d_{w1}.$$

Позначимо

$$\sqrt[3]{2(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{HV} K_{H\alpha}} = K_d,$$

і тоді

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\Psi_{bd} [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}}. \quad (6.5)$$

Аналогічно можна отримати a_w .

Розрахунок **косих зубців** на контактну витривалість у порівнянні з прямими зубцями має дві особливості:

- 1) у визначенні сумарної довжини контактних ліній;
- 2) у знаходженні приведенного радіуса кривизни.

На відміну від прямих зубців у косозубому зачепленні контактні лінії нахилені до утворювальних основних циліндрів під кутом β_b (рис. 6.33).

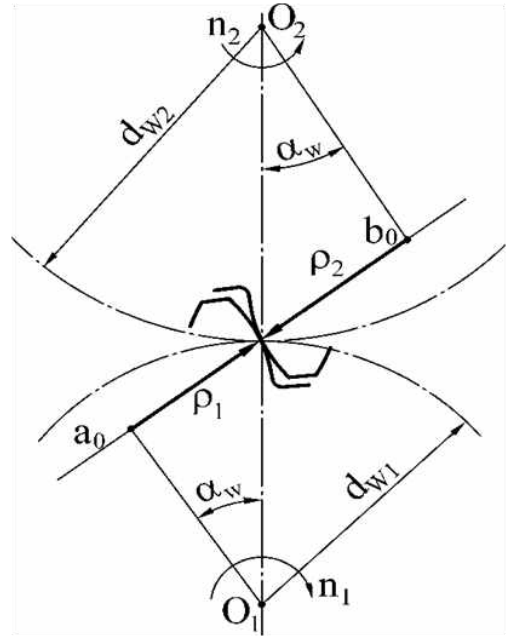


Рис. 6.32

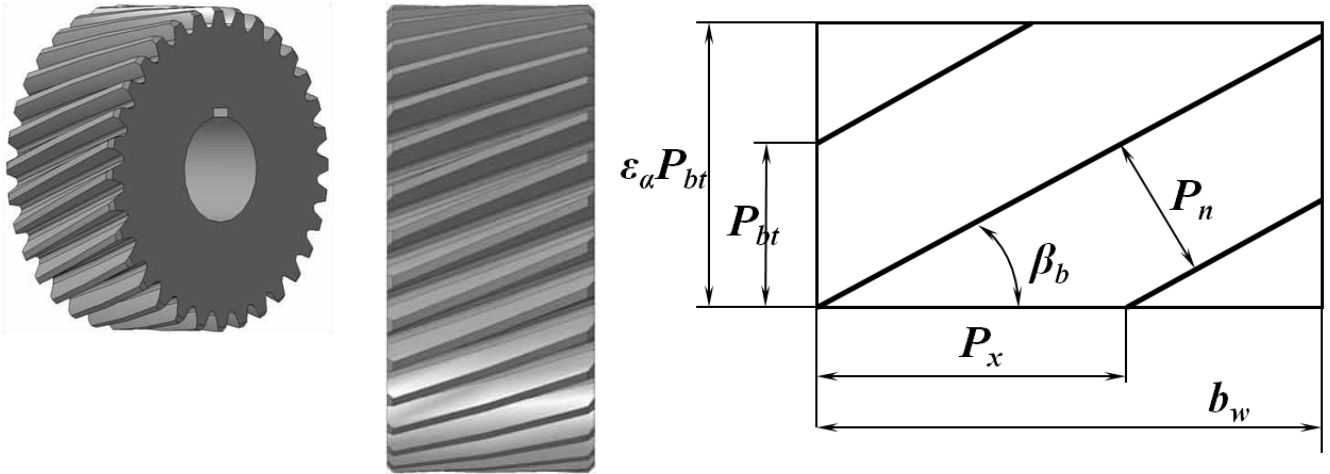


Рис. 6.33

Позначимо: ϵ_α – коефіцієнт перекриття у торцевому перерізі; P_{bt} – основний крок у торцевому перерізі; P_x – осьовий крок; P_n – крок у нормальному перерізі. Розмір $\epsilon_\alpha P_{bt}$ є активною ділянкою лінії зчеплення. Прямокутник з розмірами $\epsilon_\alpha P_{bt} \times b_w$ є площею або полем зачеплення зубчастих коліс.

Покажемо поле зачеплення косозубих коліс для двох випадків: коли $\epsilon_\alpha = 1$ (рис. 6.34, а) та коли $\epsilon_\alpha > 1$ (рис. 6.34, б). Довжина контактних ліній при коефіцієнті торцевого перекриття $\epsilon_\alpha = 1 \quad l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos\beta_b}$, при $\epsilon_\alpha > 1 \quad l_\Sigma = \frac{b_w \epsilon_\alpha}{\cos\beta_b}$.

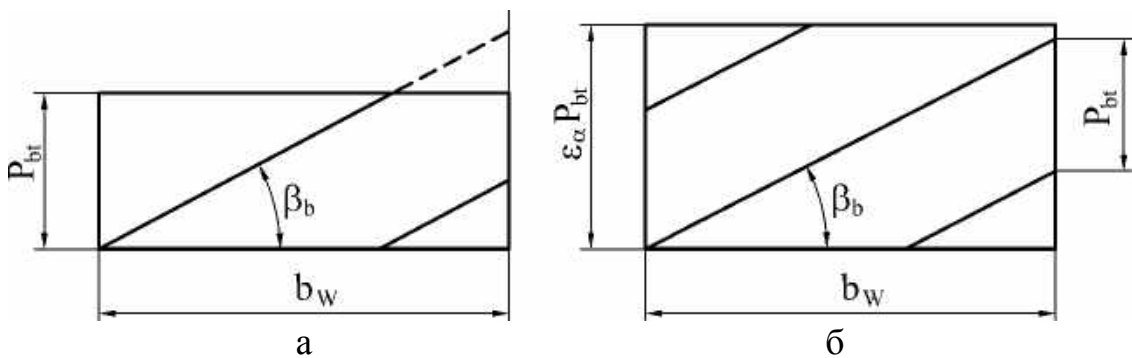


Рис. 6.34

Однак l_Σ непостійна у зв'язку з тим, що поступово змінюється число пар зубців у зачепленні: $l_\Sigma = \frac{b_w \epsilon_\alpha}{\cos\beta_b} K_\epsilon$, де $K_\epsilon = 0,9...1$ – коефіцієнт, що враховує коливання l_Σ .

Згідно з ГОСТ 21354-87 за рекомендацією ISO коефіцієнт K_ϵ не враховують і l_Σ визначають за такою залежністю:

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{Z_\epsilon^2 \cos\beta_b},$$

де $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

Розрахунок на міцність косозубих коліс виконують за стандартними геометричними параметрами у перерізі, нормальному до гвинтової лінії зуба. Для розрахунків на контактну витривалість необхідно знати радіуси кривизни профілів зубців у цьому перерізі.

Для цього косозубі колеса замінюють еквівалентними прямозубими. Це – допущення, тому що евольвента точно витримується тільки у торцевому перерізі.

Нехай шестерня і колесо знаходяться у зачепленні. Умовно зобразимо їх на рис. 6.35. Позначимо початкові окружності d_{w1} і d_{w2} . Проведемо переріз $N-N$, нормальний до гвинтової лінії зуба. У перетині отримаємо еліпси E_1, E_2 . Позначимо розміри півосей еліпса E_1 a і b і радіуси кривизни еліпсів у точці Π $\frac{d_{v1}}{2}$ і $\frac{d_{v2}}{2}$.

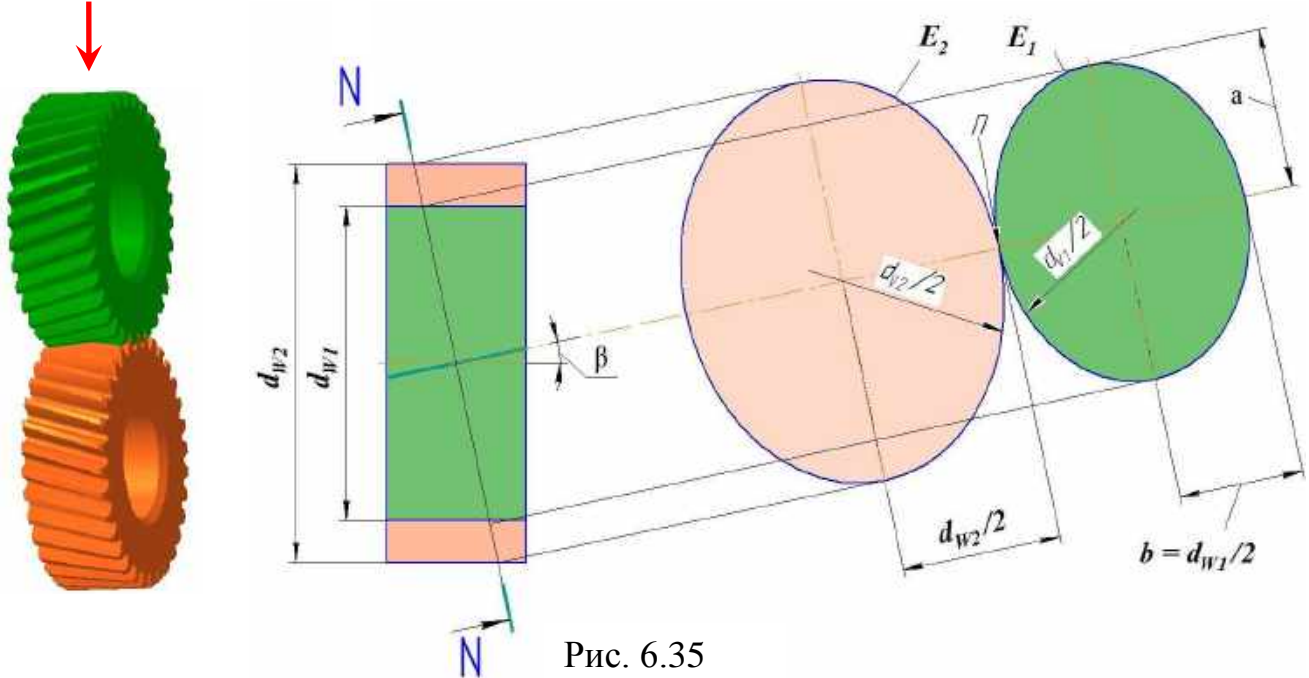


Рис. 6.35

З диференціальної геометрії відомо, що радіуси кривизни еліпса у точці Π можна виразити таким чином:

$$\frac{d_{v1}}{2} = \frac{a^2}{b},$$

де $a = \frac{d_{w1}}{2 \cos \beta_w}$; $b = \frac{d_{w1}}{2}$.

Звідси

$$\frac{d_{v1}}{2} = \frac{2d_{w1}^2}{4 \cos^2 \beta_w d_{w1}} = \frac{d_{w1}}{2 \cos^2 \beta_w},$$

де β_b – кут нахилу зубців на початковому циліндрі; $d_{v1} = \frac{d_{w1}}{\cos^2 \beta_w}$; $d_{v2} = \frac{d_{w2}}{\cos^2 \beta_w}$ – діаметри еквівалентних коліс, тобто косозубі колеса замінили еквівалентними прямозубими колесами (рис. 6.36).

Визначимо еквівалентну кількість зубців:

$$d_v = m_n Z_v = \frac{m_t Z}{\cos^2 \beta_w} = \frac{m_n Z}{\cos^3 \beta_w};$$

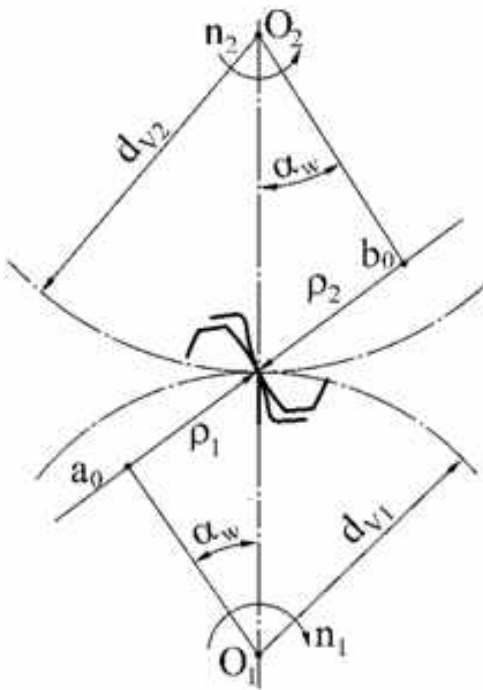


Рис. 6.36

$$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_w}; \quad Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_w}.$$

У зачепленні еквівалентних коліс:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{v1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{v2} \sin \alpha_w} = \frac{2 \cos^2 \beta_w}{d_{w1} \sin \alpha_w} \frac{u \pm 1}{u}.$$

Це – приведена кривизна. Питоме нормальне навантаження $W_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma}$.

$$\text{Для косозубих передач } F_n = \frac{F_t}{\cos \beta_w \cos \alpha_w}.$$

$$\text{Раніше було отримано, що } l_\Sigma = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2 \cos \beta_b}.$$

Тоді $W_n = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2 \cos \beta_b}{b_w \cos \beta_w \cos \alpha_w}$. З врахуванням того, що $\cos \beta_b \approx \cos \beta_w$, маємо

$$W_n = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w}.$$

Підставимо отримані вирази у формулу

Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 K_H F_t Z_\varepsilon^2 \cos \beta_w}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w \sin \alpha_w} \frac{u \pm 1}{u}}.$$

В остаточному вигляді можна записати:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_{w1} b_w} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (6.6)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta_w}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w}}$ – коефіцієнт, що враховує форму сполучених профілів.

Вираз (6.6) служить для перевірочних розрахунків активних поверхонь зубців на контактну витривалість.

У проектувальному розрахунку знаходять d_{w1} або a_w за формулою, отриманою з виразу (6.6). Вона має той самий вигляд, як і (6.5), але з єдиною відмінністю: для прямозубих передач $K_d = 770$, для косозубих – $K_d = 675$.

6.2.7.2. Розрахунок циліндричних прямозубих передач на вигин зубців

Зуб розглядають як консольну балку, навантажену нормальною силою, розподіленою по довжині зубця (рис. 6.37). Наближено приймають, що небезпечний перетин проходить через точки дотику профілю і прямих, проведених під кутом 30° до осі зубця.

Для точних коліс (6-та ступінь точності та вище) силу $W_n K_F$ прикладають у верхній точці переспряження. Для більш грубих коліс силу прикладають у вер-

шині зуба. Такий розрахунок приймають як для грубих коліс, так і для точних коліс, якщо розрахунок на вигин є перевірочним після розрахунку на контактну міцність.

Для зручності розрахунків перенесемо силу $W_n K_F$ вздовж лінії дії до осі зуба і розкладемо її на дві складові: ту, що згинає зуб, – W'_t , і ту, що його стискає, – W'_r .

Знайдемо ці сили:

$$W'_t = W_n K_F \cos \gamma = \frac{F_n K_F \cos \gamma}{b_w} = \frac{F_t K_F \cos \gamma}{b_w \cos \alpha_w},$$

$$W'_r = W_n K_F \sin \gamma = \frac{F_n K_F \sin \gamma}{b_w} = \frac{F_t K_F \sin \gamma}{b_w \cos \alpha_w}.$$

Отримані сили спричиняють появу напружень вигину і стиснення у небезпечному перерізі. Епюри цих і сумарних напружень наведено на рис. 6.37.

Розраховують згинальну втомну міцність у точці 1, тому що вона знаходиться на розтягнутих волокнах, а межа втоми при розтягуванні менша, ніж при стисканні.

При статичному навантаженні небезпечнішою є точка 2, оскільки напруження тут більше і метал потече у цій точці.

Розрахунок за максимальним напруженням у точці 1 виконують з урахуванням концентрації напружень:

$$\sigma_F = (\sigma_{z2} - \sigma_{cm}) \alpha_\sigma \leq [\sigma_F],$$

де α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Після відповідних підстановок маємо

$$\sigma_F = \left(\frac{W'_t h_p}{W_{S1}} - \frac{W'_r}{A_{S1}} \right) \alpha_\sigma,$$

де $W_{S1} = \frac{b_w S_1^2}{6}$ – момент опору; $A_{S1} = S_1$ – площа небезпечного перерізу. Тоді

$$\sigma_F = \left(\frac{6 F_t K_F \cos \gamma h_p}{b_w \cos \alpha_w S_1^2} - \frac{F_t K_F \sin \gamma}{b_w \cos \alpha_w S_1} \right) \alpha_\sigma.$$

Перемножимо чисельник і знаменник на модуль m . Звідси

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m \cos \alpha_w} \alpha_\sigma \left(\frac{6 h_p m \cos \gamma}{S_1^2} - \frac{m \sin \gamma}{S_1} \right).$$

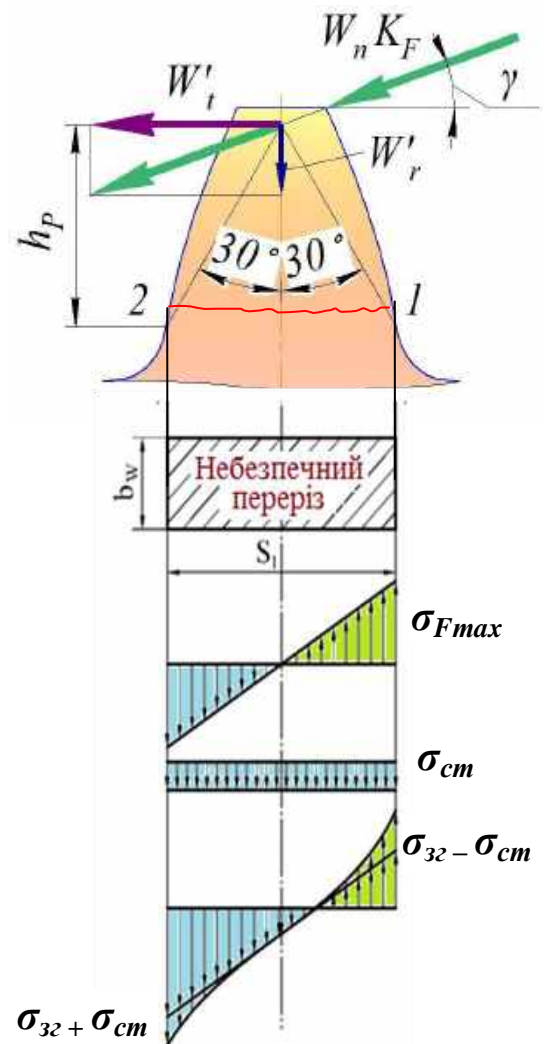


Рис. 6.37

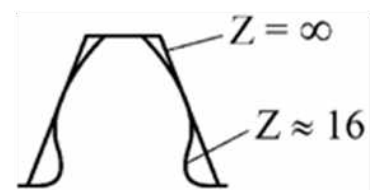


Рис. 6.38

Позначимо

$$Y_{FS} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos\alpha_w} \left(\frac{6h_p m \cos\gamma}{S_1^2} - \frac{m \sin\gamma}{S_1} \right).$$

Параметр $Y_{FS} = f(Z, x)$ – коефіцієнт форми зубців, його вибирають з таблиць або розраховують за формулами. Залежність форми зубця від числа зубців показано на рис. 6.38.

Умова міцності прямих зубців з умов вигину:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_{FS}}{b_w m} \leq [\sigma_F].$$

Косо зубі передачі мають більшу навантажувальну здатність по вигину зубців, ніж прямо зубі, що пояснюється такими особливостями:

1. Знижене динамічне навантаження внаслідок більшої багатопарності та плавності, що враховує коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} .

2. Нахил контактних ліній до основи зубців і робота зубців як пластин, що враховує коефіцієнт Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} > 0,7,$$

де ε_β – коефіцієнт осьового перекриття.

3. Потовщення зубців і зменшення коефіцієнта форми зубців Y_{FS} , який вибирають згідно з еквівалентним числом зубців:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3\beta}; \quad Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3\beta}.$$

4. Краще прироблення і спільна робота зубців, що враховує коефіцієнт $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$.

Умова міцності косих зубців з вигину:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma_F]. \quad (6.7)$$

При розрахунках зубців на вигин намагаються дотримуватися однакової міцності зубців шестерні та колеса.

Ця умова має вигляд

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}},$$

де $[\sigma_F]$ – допустиме напруження при розрахунку на вигин.

Якщо міцність на вигин є основним критерієм працездатності, а числа зубців задані кінематичним розрахунком, який ведуть у формі визначення модуля. При цьому вихідним виразом є формула (6.7). Після перетворення і заміни F_t моментом T_1 , а b_w – через $\Psi_m m$ отримують

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_F Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta}{Z_1 \Psi_m [\sigma_F]}}.$$

Як перевіірочний у цьому випадку виступає розрахунок на контактну витривалість.

6.2.7.3. Особливості розрахунку на міцність зубців конічних коліс

При розрахунках конічних коліс на контактну міцність приймають такі самі допущення, що і для прямозубих циліндричних коліс.

Особливості цих розрахунків:

1. Зубець конічного колеса (рис. 6.39) по довжині має змінний перетин і змінну завантаженість. Рівнодіюча F_p фактично прикладена на відстані $0,4b$. Приймають, що рівнодіюча прикладена посередині зубця.

2. При розрахунках на міцність конічні колеса заміняють еквівалентними циліндричними, діаметри початкових кіл і модуль яких дорівнюють діаметрам початкових кіл і модулю у середньому перетині зубців конічних коліс.

Еквівалентні колеса отримують розгортанням додаткових конусів на площину (рис. 6.40).

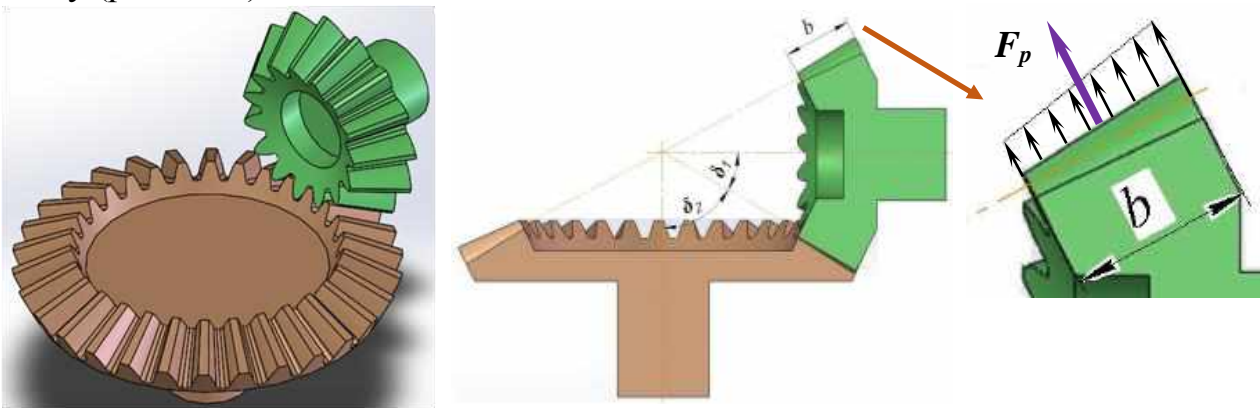


Рис. 6.39

Діаметри еквівалентних коліс:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos\delta_2},$$

де d_m – середній ділільний діаметр. При $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (ортогональна передача)

$$\cos\delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2+1}}; \quad \cos\delta_2 = \frac{1}{\sqrt{u^2+1}}.$$

Відповідно еквівалентне число зубців знаходять з рівності діаметрів:

$$mZ_V = \frac{mZ}{\cos\delta}; \quad Z_1 = \frac{Z_1}{\cos\delta_1}; \quad Z_2 = \frac{Z_2}{\cos\delta_2}.$$

Для конічних косозубих коліс:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta}; \quad Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta},$$

де β – кут нахилу зубців.

Для визначення наведеного радіуса кривизни розглянемо схему зачеплення еквівалентних коліс (див. рис. 6.32).

Тут

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \sin\alpha_W = \frac{d_{m1}}{2\cos\delta_1} \sin\alpha_W; \quad \rho_2 = \frac{d_{v2}}{2} \sin\alpha_W = \frac{d_{m2}}{2\cos\delta_2} \sin\alpha_W;$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{2\cos\delta_1}{d_{m1}\sin\alpha_w} + \frac{2\cos\delta_2}{d_{m2}\sin\alpha_w} = \frac{2}{d_{m1}\sin\alpha_w} \left(\cos\delta_1 + \frac{\cos\delta_2}{u} \right). \quad (6.8)$$

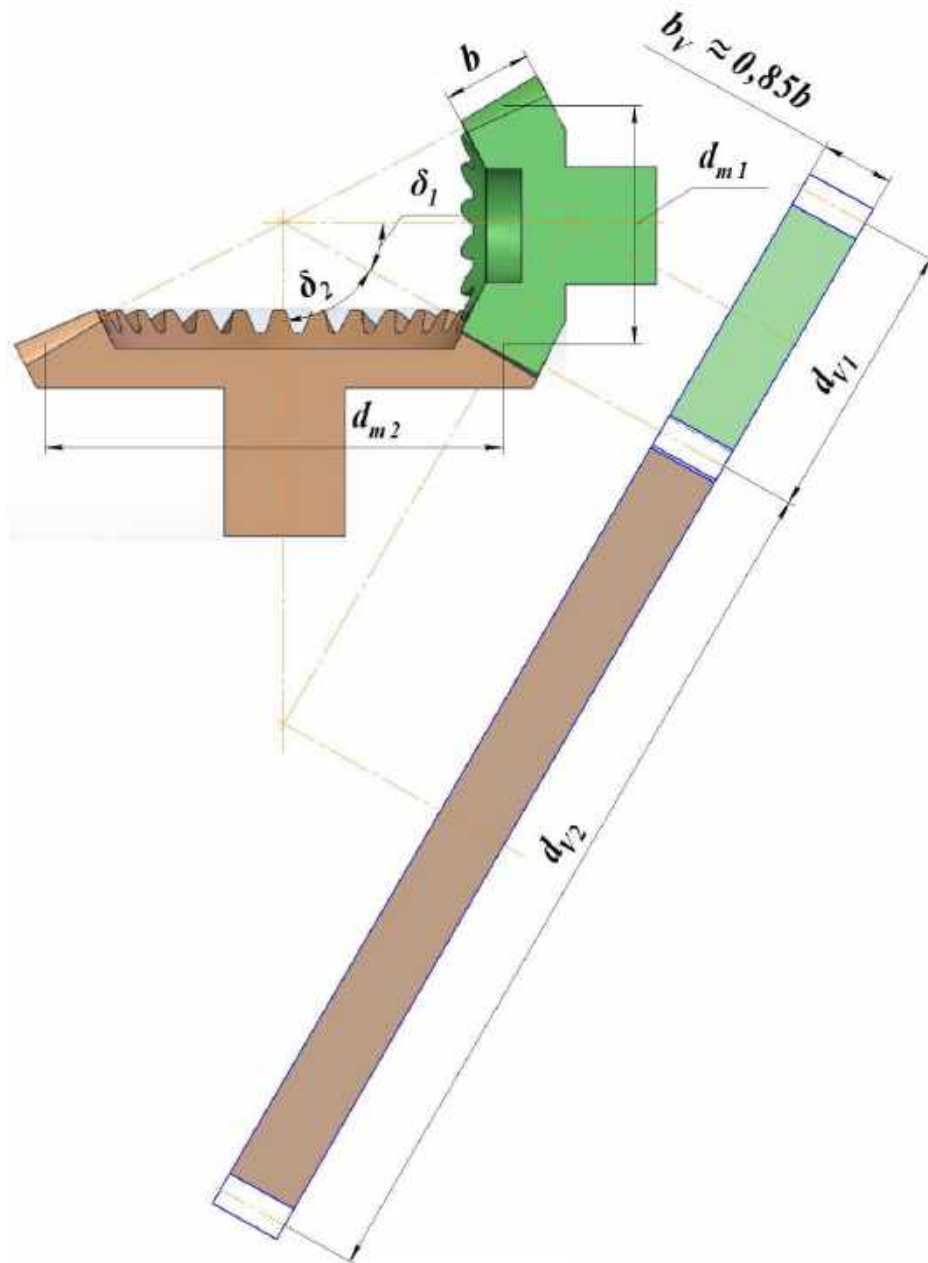


Рис. 6.40

Знаходимо також $W_n = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma}$, де $l_\Sigma = 0,85 b_w$.

Для практичних розрахунків контактної міцності конічних коліс використовують формулу Герца у остаточному вигляді для розрахунків циліндричних коліс.

При цьому окружна сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{e1}(1-0,5K_{be})},$$

де $d_{e1}(1-0,5K_{be}) = d_{m1}$; d_{e1} – зовнішній дільний діаметр шестерні;

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e},$$

де R_e – зовнішня конусна відстань.

Вираз для наведеної кривизни (6.8) запишемо через d_{e1} і u .

Після підстановок з урахуванням розмірностей отримаємо

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 K_H T_1}{\gamma(1-K_{be})K_{be} \cdot d_{e1}^3 u}},$$

де $Z = Z_E Z_H Z_\varepsilon$ і $K_H = K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha}$ розраховуються, як і у циліндричних передачах; $\gamma = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зниження несучої здатності конічних передач порівняно з еквівалентними циліндричними.

Розрахунок зубців конічних коліс на вигин проводиться аналогічно розрахунку для циліндричних коліс. Різниця полягає у коефіцієнтах, які наведено у підручниках і довідниках.

6.2.8. Матеріали для зубчастих коліс

Для силових зубчастих передач використовують, як правило, сталі. Для малонавантажених передач і передач приладів, крім сталі, застосовують чавун і пластмаси.

При малих швидкостях ($V < 10$ м/с) і навантаженнях використовують вуглецеві та низьколеговані сталі 35, 45, 40X, 20X, 40XH, для важконавантажених передач – цементовані сталі 12XH3A, 25XГТ та інші.

Авіаційні зубчасті колеса виготовляють з цементованих і азотованих сталей електрошлакового і вакуумного переплаву.

У результаті хіміко-термічної обробки ці сталі мають твердість поверхні HRC₃ 58...64 і твердість серцевини HRC₃ 31...41. Приблизно 75 % авіаційних коліс виготовлено зі сталі 12X2H4A-Ш.

Останнім часом широко використовуються сталі 14XГСН2МА, 20X3МВФА та інші. Вони містять менше нікелю і більш теплостійкі.

6.2.9. Допустимі напруження при розрахунках зубців на контактну витривалість

Ці напруження визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} Z_N Z_R Z_V,$$

де S_H – коефіцієнт запасу міцності, $S_H = 1,1$ при однорідній структурі, наприклад, поліпшення – гартування з високотемпературним відпуском; $S_H = 1,2$ при поверхневому зміцненні зубців; $Z_R = 0,9...1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь зубців; Z_V – коефіцієнт, що враховує окружну швидкість: при $H \leq 350$ НВ $Z_V = 0,85V^{0,1}$; при $H \geq 350$ НВ $Z_V = 0,925V^{0,05}$;

$\sigma_{H\ limb}$ – тривала (базова) межа контактної витривалості (рис. 6.41); $\sigma_{H\ limk}$ – обмежена (поточна) межа контактної витривалості.

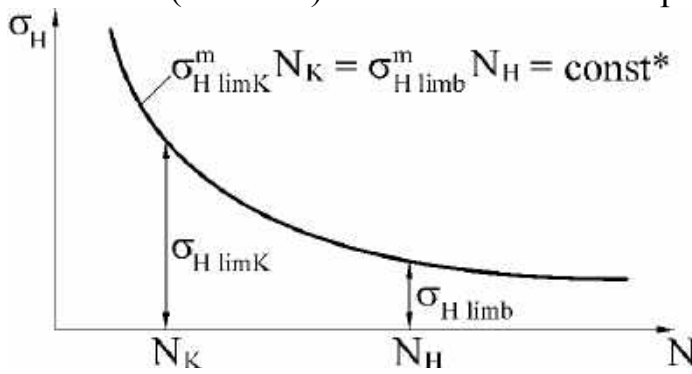


Рис. 6.41

Величина $\sigma_{H\ limb}$ залежить від твердості поверхні зубців та розраховується за емпіричними формулами.

З рівняння (*) на рисунку видно, що

$$\sigma_{H\ limk} = \sigma_{H\ limb} \sqrt[m]{\frac{N_H}{N_k}} = \sigma_{H\ limb} Z_N,$$

де $\sqrt[m]{\frac{N_H}{N_k}} = Z_N$ – коефіцієнт довговічності, що показує, як змінюється (більше або менше) межа контактної витривалості з урахуванням терміну служби та режиму роботи передач;

$N_k = 60CnL_h$ – поточне значення числа циклів навантажень; n – частота обертів, $хв^{-1}$; C – число навантажень зубця зубчастого колеса за один оборот; L_h – ресурс, год.; m – показник степеня, $m = 6$ при $N_k \leq N_H$; $m = 20$ при $N_k > N_H$. Коефіцієнт довговічності знаходиться у межах: $0,75 \leq Z_N \leq 2,6$ при однорідній структурі матеріалу колеса; $0,75 \leq Z_N \leq 1,8$ при поверхневому зміцненні.

Базове число циклів N_H визначають за співвідношенням

$$N_H = 30H_{HB}^{2,4} \leq N_{H\ lim},$$

де H_{HB} – твердість за Брінеллем; $N_{H\ lim} = 120 \cdot 10^6$.

При змінних режимах навантаження коефіцієнт довговічності Z_N розраховують за еквівалентним числом циклів N_{HE} . Методика визначення N_{HE} базується на гіпотезі лінійного накопичення пошкоджень, яка стверджує: при роботі зубців з напруженнями, близькими до межі витривалості $\sigma_{H\ limb}$ і більшими його, пошкодження накопичуються (гіпотеза лінійного підсумовування пошкоджень).

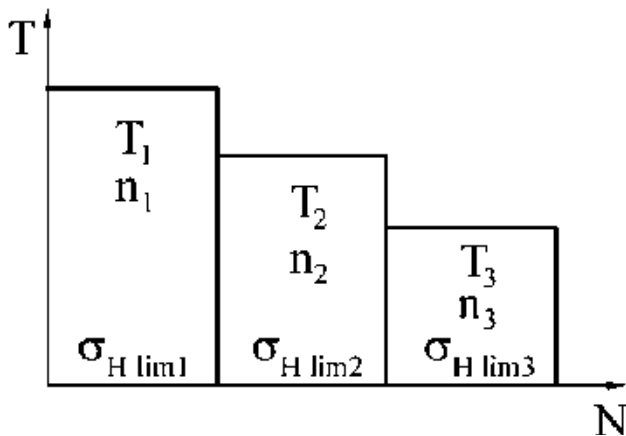


Рис. 6.42

Це аналітично виражається так (для конкретної циклограми, рис. 6.42):

$$\frac{N_1}{N_{1p}} + \frac{N_2}{N_{2p}} + \frac{N_3}{N_{3p}} = a \approx 1$$

(при тривалій роботі), або

$$\sum \frac{N_k}{N_{kp}} = 1, \quad (6.9)$$

де N_k – число циклів дії деякого напруження $\sigma_{H\ lim\ k}$; N_{kp} – число циклів до руйнування при цій нарузі.

Помножимо у рівнянні (6.9) чи-

сельник і знаменник на $\sigma_{H\ limk}^m$:

$$\sum \frac{\sigma_{H\ limk}^m N_k}{\sigma_{H\ limk}^m N_{kp}} = 1. \quad (6.10)$$

З рівняння кривої Велера випливає, що знаменник виразу (6.10) є постійною величиною, яку можна винести за знак суми і замінити на $\sigma_{Hlimmax} N_{HE}$.

Тоді

$$\sum \sigma_{Hlimk}^m N_k = \sigma_{Hlimmax}^m N_{HE} = \sigma_{Hlimb}^m N_H = \text{const.}$$

Таким чином, дію всього комплексу напружень протягом розрахункового терміну служби замінюють дією максимального напруження за еквівалентне число циклів.

Підставимо N_k і запишемо:

$$60c \sum \sigma_{Hlimk}^m n_k L_{hk} = \sigma_{Hlimmax}^m N_{HE}.$$

Тоді

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{\sigma_{Hlimk}^m}{\sigma_{Hlimmax}^m} \right)^m,$$

або, якщо $m = 6$:

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_k}{T_{max}} \right)^3 n_k L_{hk},$$

оскільки $\sigma_H = f(\sqrt{T})$.

6.2.16. Допустимі напруження при розрахунках зубців на вигин

Ці напруження визначають за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} Y_N Y_R Y_x,$$

де S_F – коефіцієнт запасу міцності, залежно від матеріалів і термообробки $S_F = 1,55 \dots 1,7$; Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні; Y_x – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса.

За аналогією з розрахунками на контактну витривалість Y_N – коефіцієнт довговічності:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_F}{N_K}} \geq 1, \quad (6.11)$$

де q – показник степеня у рівнянні кривої витривалості, $q = 6$ для зубців з однорідною структурою матеріалу, $q = 9$ для зубців з поверхневим зміцненням.

Максимальні значення Y_N : $Y_{Nmax} = 4$ при $q = 6$; $Y_{Nmax} = 2,5$ при $q = 9$.

При змінних режимах навантаження у формулу (6.11) замість N_k підставляють N_{FE} – еквівалентне число циклів.

У формулі (6.11) $N_F = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів для сталевих зубців. Якщо $N_K > N_F$, $Y_N = 1$.

Межа витривалості при вигині

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 Y_A Y_n,$$

де $\sigma_{F\text{ lim}}^0$ – межа витривалості зубців при вигині у віднульовому циклі, який відповідає базовому числу циклів, приймають згідно до таблиць у стандарті; Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження. При односторонньому прикладанні навантаження (звичайна зубчаста неререверсивна передача) $Y_A = 1$, при двосторонньому – $Y_A = 0,75$ або визначається за складними формулами, які тут не розглядаються; Y_n – добуток коефіцієнтів, що враховують технологію виготовлення зубців, $Y_n < 1$.

6.2.17. Розрахунок зубців на контактну і згинальну міцність при дії максимальних навантажень

Максимальні (пікові) крутні моменти можуть привести до втрати статичної міцності зубців. Для попередження цього проводять розрахунки за максимальними напруженнями.

Перевантаження з контактної міцності спричиняють обминання робочих поверхонь зубців.

Максимальні контактні напруження при перевантаженнях під дією T_{max}

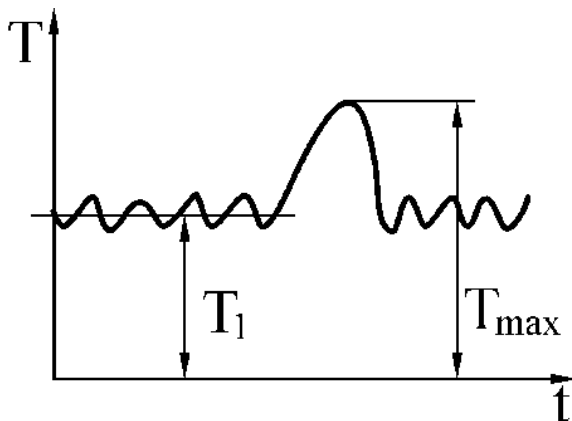


Рис. 6.43

(рис. 6.47) можна виразити через відомі напруження σ_H :

$$\sigma_{H\text{ max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{max},$$

де σ_H – контактні напруження при розрахунку на контактну витривалість; $[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_T$ – максимально дозволених контактні напруження для поліпшених і об'ємно-загартованих зубців; $[\sigma_H]_{max} = 44H_{HRC}$ для поверхнево-зміцнених зубців.

во-зміцнених зубців.

Перевантаження із згинальної міцності можуть призвести до крихкої поломки зубця. Максимальні напруження вигину визначають через відомі напруження σ_F :

$$\sigma_{F\text{ max}} = \sigma_F \frac{T_{max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{max},$$

де σ_F – напруження згину при розрахунках на згинальну витривалість; максимально допустимі напруження згину:

- при твердості зубців $HB \leq 350$ $[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_T$;
- при $HB \geq 350$ $[\sigma_F]_{max} = 0,6\sigma_T$.

6.3. Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі – це передачі з перехресними осями, вони містять у собі черв'як і черв'ячне колесо. У черв'ячних передачах рух здійснюється за принципом гвинтової пари. Черв'як – це гвинт, а черв'ячне колесо – сектор довгої гайки, зігнутої у кільце (рис. 6.44).



Рис. 6.44

Переваги черв'ячних передач:

1) велике передавальне відношення:

$$i = 8 \dots 80;$$

2) плавність і безшумність роботи.

Недоліки черв'ячних передач:

1) порівняно низький ККД;

2) підвищений знос і схильність до

заїдання;

3) потреба у кольорових металах;

4) висока точність монтажу.

Черв'ячні передачі застосовують для передачі малих і середніх потужностей, як правило, до 50 кВт, і, як виняток, – до 200 кВт.

Розглянемо схему черв'ячної передачі. Проведемо початкові діаметри d_{w1} і d_{w2} . Це середній діаметр різі гвинта черв'яка і делільної окружності черв'ячного колеса (рис. 6.45).

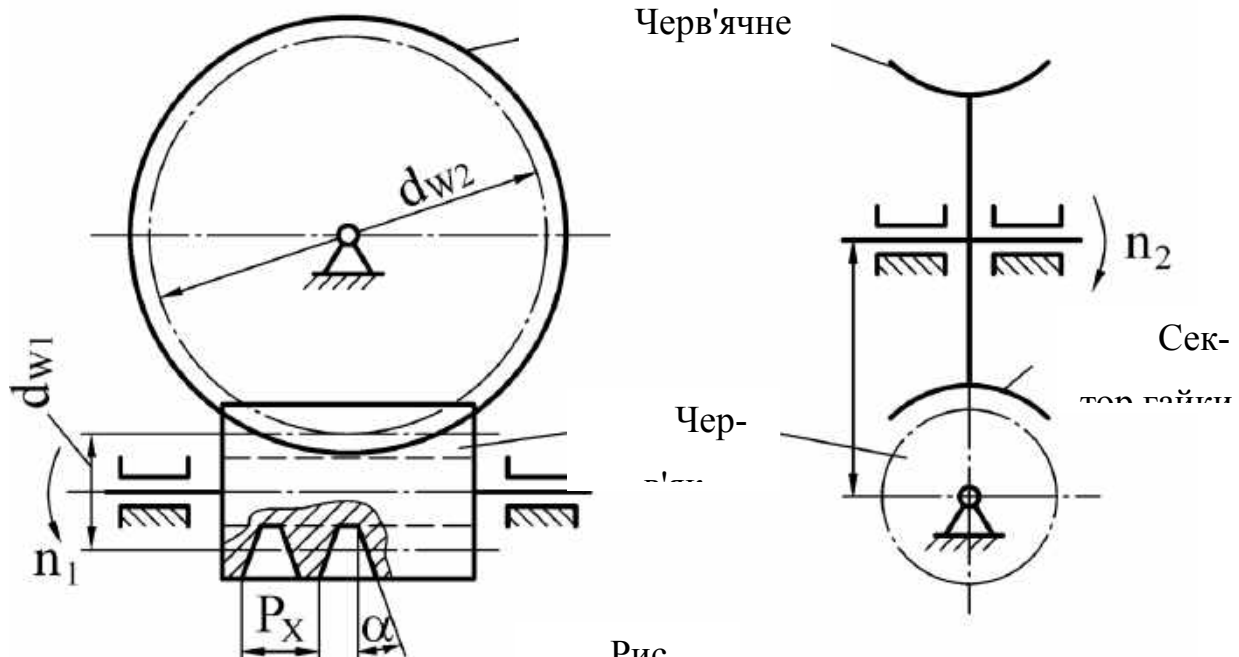


Рис.

Осьовий крок P_x гвинтової нарізки черв'яка називають кроком зачеплення;

$$m = \frac{P_x}{\pi} - \text{модуль зачеплення у осьовому перерізі.}$$

Різь черв'яка може бути однозахідною і багатозахідною.

На рис. 6.45 позначені: Z_1 – число заходів (число витків) черв'яка, $Z_1 = 1, 2$ або 4 ; Z_2 – число зубців черв'ячного колеса, $Z_2 \geq 26$ з умови відсутності підрізу зубців. Оптимально у силових передачах $Z_2 = 32 \dots 63$ (максимум – 80).

Передавальне число черв'ячної передачі $u = Z_2 / Z_1$; передавальне відношення – $i = n_1 / n_2$, зазвичай $i = 10 \dots 80$.

6.3.1. Види черв'яків. Геометричні співвідношення черв'ячної передачі

Черв'яки бувають циліндричні (рис. 6.46, а) і глобоїдні (рис. 6.46, б). У глобоїдних черв'яків у 1,5–2 рази вище здатність навантаження, але вище і осьові сили.

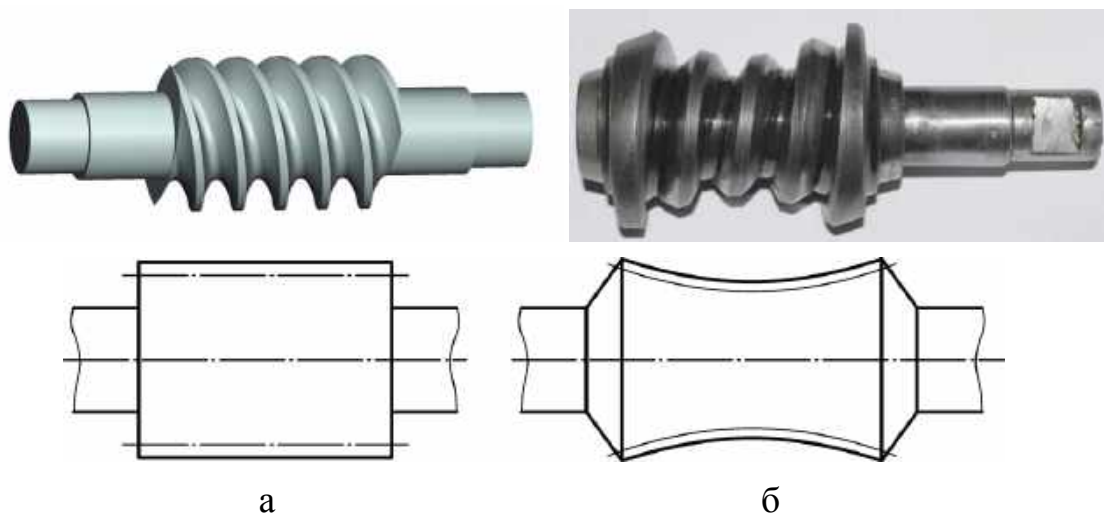


Рис. 6.46

За формою профілю зуба черв'яки підрозділяються на архімедові, конвольютні, евольвентні та ін. (рис. 6.47).

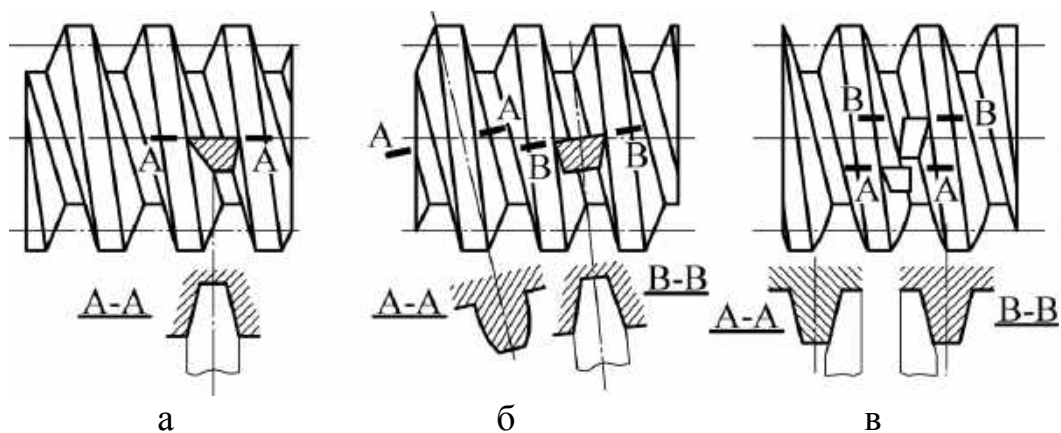


Рис. 6.47

Архімедові черв'яки (див. рис. 6.47, а) подібні гвинтам з трапецеїдальною різьбою. Вони мають прямолінійний профіль у осьовому перерізі. У торцевому перетині витки окреслені архімедовою спіраллю. Ці черв'яки прості у виготовленні, якщо немає необхідності у їх шліфуванні. Тому вони використовуються у тихохідних, не сильно навантажених передачах. Ці черв'яки позначаються *ZA*.

Конволютні черв'яки (див. рис. 6.47, б) мають прямолінійний профіль у нормальному перетині витка або западини, а у торцевому – окреслені подовженою або укороченою евольвентою. Вони більш технологічні, ніж архімедові черв'яки, їх легше нарізати різцями і шліфувати. Конволютні черв'яки позначаються *ZN*.

Евольвентні черв'яки (див. рис. 6.47, в) являють собою косозубе колесо з малим числом зубців, яке дорівнює числу заходів черв'яка, і дуже великим кутом нахилу зубців. Вони мають прямолінійний профіль у перерізі площиною, паралельною осьовій, але зміщеною на величину радіуса основного циліндра черв'яка. Профіль у торцевому перетині окреслено евольвентою. Евольвентні черв'яки високотехнологічні. Їх можна шліфувати торцевою стороною шліфувального круга. Вони позначаються *ZI*.

Вибір типу черв'яка залежить від способу його виготовлення.

Черв'ячне колесо нарізають черв'ячною фрезою, яка є копією черв'яка, але його витки забезпечені ріжучими крайками для різання. Тому основні параметри черв'яка стандартизовані.

Основне геометричне співвідношення для черв'ячної передачі має вигляд

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x Z_1}{\pi d_{w1}} = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_{w1}} = \frac{Z_1}{q},$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії; $P_x Z_1$ – хід витка (рис. 6.48); $q = \frac{d_{w1}}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка.

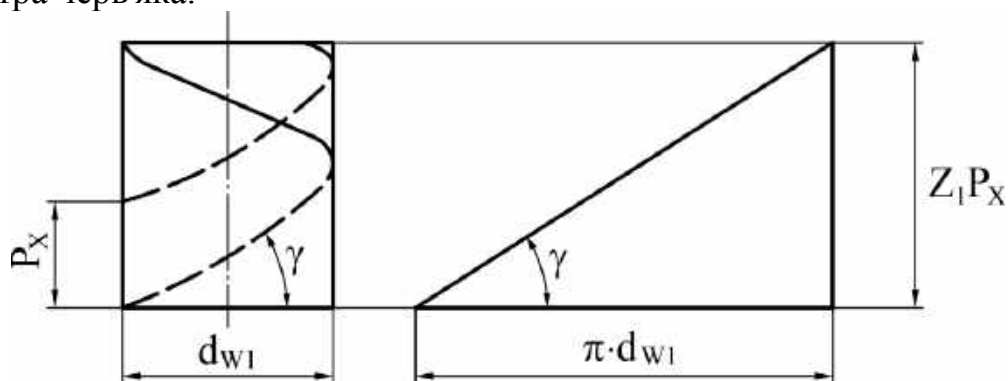


Рис. 6.48

Основні розміри черв'ячної передачі позначені на рис. 6.49. Вони дорівнюють:

– міжосьова відстань – $a_w = 0,5m (q + z_2)$;

- початковий діаметр черв'яка – $d_{w1} = qm$;
- початковий діаметр черв'ячного колеса – $d_{w2} = mZ_2$;
- діаметр окружності виступів черв'яка – $d_{a1} = d_{w1} + 2m$;
- діаметр окружності виступів черв'ячного колеса – $d_{a2} = d_2 + 2m$;
- діаметр окружності западин черв'яка – $d_{f1} = d_{w1} - 2,4m$;
- діаметр окружності западин черв'ячного колеса – $d_{f2} = d_2 - 2,4m$.

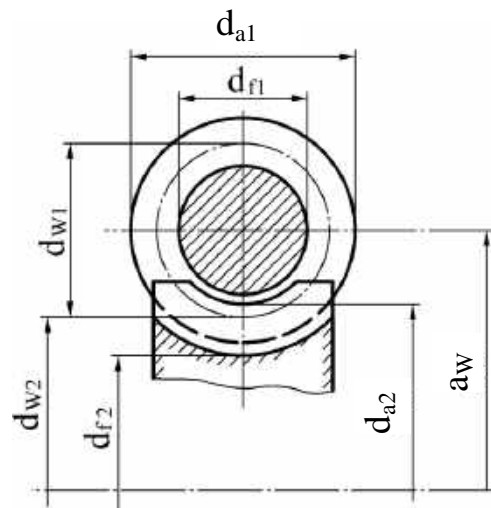


Рис. 6.49

6.3.2. Ковзання у черв'ячній передачі

У черв'ячній передачі має місце ковзання витків черв'яка по зубцях черв'ячного колеса. Швидкість ковзання спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Покажемо це на схемі (рис. 6.50): V_1 , V_2 – окружні швидкості черв'яка і черв'ячного колеса (абсолютні швидкості); V_s – швидкість ковзання:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

причому $\frac{V_2}{V_1} = \operatorname{tg} \gamma$.

Оскільки кут підйому гвинтової лінії черв'яка γ практично завжди менше 30° , то $V_2 \leq V_1 \leq V_s$.

У зачепленні черв'ячної передачі виникають складнощі з утворенням рідинного тертя.

З теорії змащування відомо, що рідинне тертя створюється при перпендикулярному напрямку швидкості ковзання до лінії контакту (рис. 6.51).

Якщо кут $\gamma \rightarrow 0$, то буде можливе граничне або напіврідинне тертя. У зачепленні черв'ячної передачі є зони, де кут γ малий. У цих зонах починається заїдання, яке поширюється на всю робочу поверхню зуба (рис. 6.52). Для попередження заїдання:

- використовують антифрикційні пари матеріалів: черв'як зі сталі, колесо – з бронзи або антифрикційного чавуну;
- обмежують величину контактних напружень.

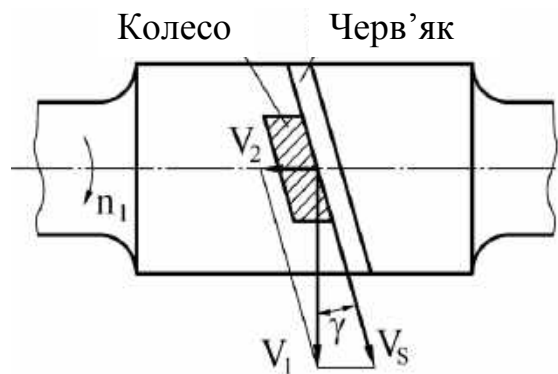


Рис. 6.50

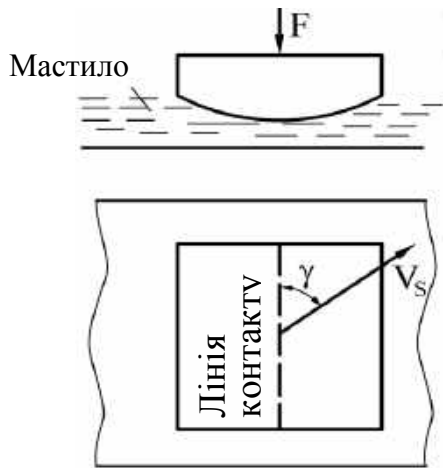
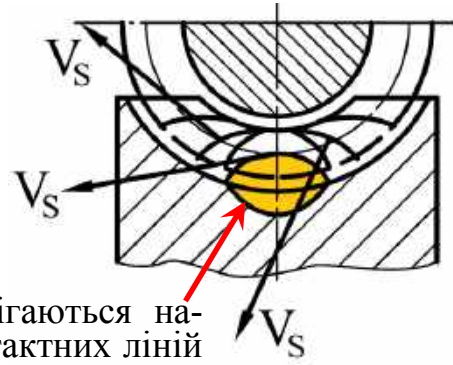


Рис. 6.51



Зона, де збігаються напрямки контактних ліній та V_s

Рис. 6.52

6.3.3. ККД черв'ячної передачі

ККД черв'ячної передачі

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_r}{P_1} = 1 - \frac{P_r}{P_1},$$

де P_1 – потужність на черв'яку; P_2 – потужність на черв'ячному колесі; P_r – потужність, втрачена у передачі, $P_r = P_3 + P_{II} + P_{\Gamma}$; P_3, P_{II}, P_{Γ} – відповідно потужність, втрачена на тертя у зачепленні, на тертя у підшипниках, на перемішування мастила (гідравлічні втрати).

ККД черв'ячної передачі можна записати у такому вигляді:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_{II} + \psi_{\Gamma}),$$

де вираз у дужках – це сумарний коефіцієнт втрат, який складається з відповідних витрат:

$$\psi_3 = \frac{P_3}{P_1}, \quad \psi_{II} = \frac{P_{II}}{P_1}, \quad \psi_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma}}{P_1}.$$

За аналогією з гвинтовою парою ККД черв'ячного зачеплення

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

де ρ' – приведений кут тертя. Якщо $\eta_3 < 0,5$ – передача самогальмуюча.

Для надійності самогальмування $\gamma \leq 0,5 \rho'$.

Середні значення ККД черв'ячної передачі:

Z_1	1	2	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,9

6.3.4. Сили, що діють у черв'ячній передачі

Для аналізу сил, що діють у зачепленні, покажемо схему черв'ячної передачі (рис. 6.53).

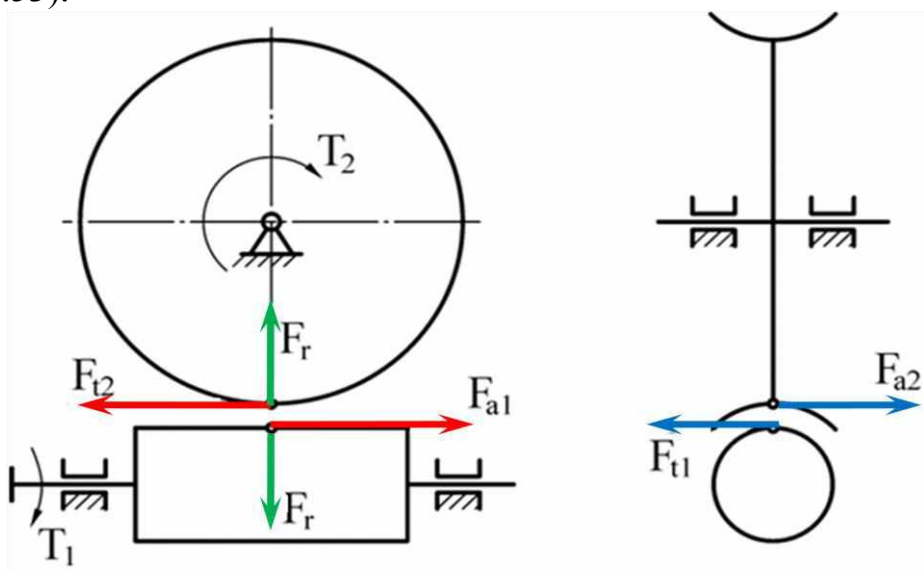


Рис. 6.53

Якщо сили тертя не враховувати, то у черв'ячному зачепленні діють:

1. Окружна сила черв'яка F_{t1} , яка дорівнює осьовій силі колеса F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{w1}}.$$

2. Окружна сила колеса F_{t2} , що дорівнює осьовій силі черв'яка F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_{w2}}.$$

У наведених формулах T_1 і T_2 – обертальні моменти на черв'яку та черв'ячному колесі.

3. Радіальна сила, яка розпирає черв'як і колесо:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

6.3.5. Розрахунки черв'ячних передач на міцність

Черв'ячні передачі розраховують на контактну і згинальну міцність. У черв'ячних передачах частіше спостерігаються заїдання і знос, а не викришування, що пов'язано з великими швидкостями ковзання. Заїдання і знос залежать від рівня контактних напружень.

Розрахунок контактних напружень проводять за допомогою формули Герца для більш слабкої ланки – черв'ячного колеса:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_n}{\rho_{PP}}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_E = \sqrt{\frac{I}{\pi \left(\frac{I - \nu_1^2}{E_1} + \frac{I - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості

матеріалів черв'яка і зубців черв'ячного колеса; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса; ν_1, ν_2 – коефіцієнти Пуассона; ρ_{PP} – приведенний радіус кривизни;

$W_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma}$ – нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній; F_n – нормальна сила; l_Σ – сумарна довжина контактних ліній.

За аналогією з косозубими передачами можемо записати:

За аналогією з косозубими передачами можемо записати:

$$l_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta}.$$

Ширина черв'ячного колеса по дузі кола виражається через початковий діаметр черв'яка і умовний кут охоплення 2δ (рис. 6.54).

Для черв'ячних передач замість кута нахилу β розглядають кут підйому γ . Тоді

$$b_w = \frac{\pi d_{w1} 2\delta}{360^\circ},$$

а сумарна довжина контактних ліній

$$l_\Sigma = \frac{\pi d_{w1} 2\delta}{\cos \gamma 360^\circ} \varepsilon_\alpha \xi',$$

де $\varepsilon_\alpha \approx 1,8 \dots 2,2$ – торцевий коефіцієнт перекриття у

середній площині колеса; $\xi' \approx 0,75$ – коефіцієнт, що враховує неповноту контакту на дузі охоплення. У остаточному вигляді питома навантаження визначається залежністю

$$W_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma} = \frac{K_H F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma l_\Sigma},$$

або

$$W_n = \frac{2 K_H T_2 \cos \gamma 360^\circ}{d_{w1} d_{w2} \pi \cos \alpha \cos \gamma 2\delta \xi' \varepsilon_\alpha}.$$

Для визначення наведеного радіуса кривизни покажемо зачеплення черв'ячного колеса та архимедова черв'яка у осьовому перерізі (рис. 6.55).

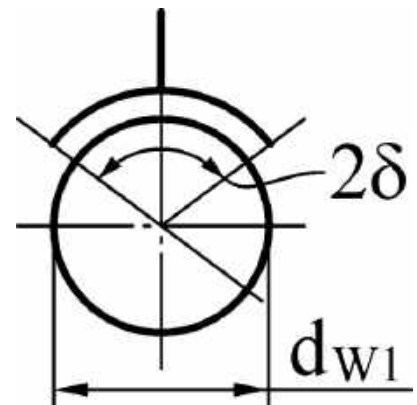


Рис. 6.54

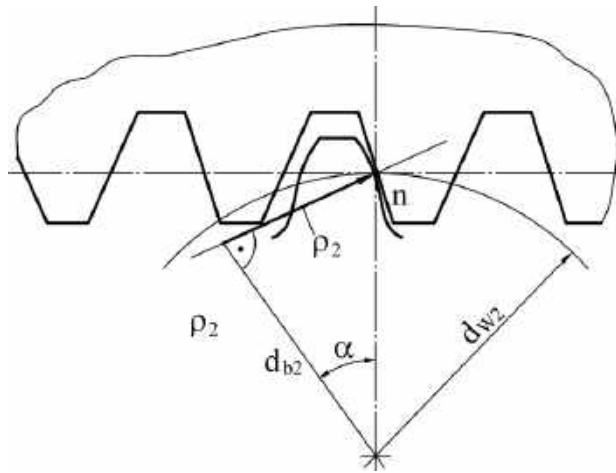


Рис. 6.55

За аналогією з косозубою передачею, враховуючи, що $\rho_1 = \infty$, наведена кривизна дорівнює

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2\cos^2\gamma}{d_{w2} \sin\alpha}.$$

Підставимо у формулу Герца отримані вирази, а також врахуємо, що $d_{w2} = mZ_2$; $d_{w1} = mq$; $\alpha \approx 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $2\delta \approx 100^\circ$. Отримаємо вираз для перевірочних розрахунків на контактну міцність:

$$\sigma_H = \frac{15000}{d_{w2}} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (6.12)$$

При проектному розрахунку визначають a_w або d_{w2} за рівняннями, отриманими із залежності (6.12):

$$d_{w1} = mq = \frac{qd_{w2}}{Z_2}; \quad a_w = 0,5m(q + Z_2).$$

В остаточному вигляді наближено маємо

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2}}.$$

6.3.6. Розрахунок черв'ячних коліс на вигин зубців

Розраховують тільки зубці колеса як слабші. Розрахунок виконують як перевірочний.

Наближено черв'ячне колесо розглядають як косозубе. Напруження згину

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\gamma \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F].$$

Завдяки дуговій формі зуб черв'ячного колеса міцніше, ніж зуб косозубого колеса, приблизно на 40 %. Це враховує коефіцієнт форми Y_F , який вибирають згідно з еквівалентним числом зубців: $Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma$:

Еквівалентне число зубців	20	50	150	300
Y_F	1,98	1,45	1,27	1,24

Для черв'ячного зачеплення $Y_\varepsilon Y_\gamma \approx 0,7$ і тоді

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{KF_{t2}}{b_2 m} \leq [\sigma_F].$$

Тут $K = K_\beta \cdot K_V \approx 1,1 \dots 1,4$ – коефіцієнт розрахункового навантаження, де великі значення – для швидкісних передач і змінних навантажень.

6.3.7. Матеріали і допустимі напруження для черв'ячних передач

Матеріали черв'яка і черв'ячного колеса повинні утворювати антифрикційні пари, щоб зменшити тертя і знос.

Для мало- і середньонавантажених передач черв'яки виготовляють із вуглецевих і низьколегованих сталей 45, 40X, 40XH, 30XГСА та ін. з HRC_e 45...55, для швидкісних важконавантажених черв'ячних передач – з легованих цементованих сталей 20X, 12XH3A, 18XГТ, 15XФ та ін. з HRC_e 58...62, а вінці черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання (до 30 м/с) виготовляють з олов'яних бронз БрОФ10-1, БрОНФ10-1-1 та ін.

Для тихохідних передач застосовують алюмінієво-железисті бронзи БрАЖ9-4, іноді – чавун СЧ15 та ін.

Допустимі напруження при розрахунках черв'ячних передач визначають залежно від матеріалу черв'ячного колеса і способу отримання його заготовки (спосіб отримання – виливок у землю або у кокіль).

Контактні напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} Z_N,$$

де $[\sigma]_{HO}$ – допустимі контактні напруження для базового числа циклів $N_{HO} = 10^7$,

які вибираються з таблиць; Z_N – коефіцієнт довговічності, $Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$.

Допустимі напруження на вигин

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} Y_N.$$

Тут $[\sigma]_{FO}$ – допустимі напруження для базового числа циклів, що дорівнює 10^6 ; Y_N – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згін, $Y_N = \sqrt[q]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$, де N_{FE} – еквівалентні числа циклів навантаження зубців.

6.3.8. Тепловий розрахунок і змащення черв'ячної передачі

Втрачена у черв'ячній передачі потужність на тертя перетворюється у тепло. Якщо відвід тепла недостатній, то передача може вийти з ладу внаслідок перегріву.

Для черв'ячних передач тепловий розрахунок виконують на основі теплового балансу, тобто прирівнюють кількість тепла виділеного і відведеного:

$$A_{\text{ввод}} = A_{\text{вид}}, \quad A_{\text{ввод}} = 1000(1 - \eta)P_1,$$

де P_1 – потужність на вхідному валу передачі, кВт;

$$A_{\text{вид}} = K_T(t_1 - t_0)S,$$

де S – поверхня охолодження, м^2 , для її збільшення використовують ребристі корпуси; t_0 – температура навколишнього середовища; t_1 – температура мастила;

K_T – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$, $K_T = 7 \dots 10 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}$ – для за-

критих приміщень.

Для звичайних редукторних мастил $t_1 = 60 \dots 70$ °С, для авіаційних – $t_1 = 100 \dots 120$ °С.

Якщо $A_{\text{ввод}} < A_{\text{вид}}$, то природного охолодження досить. У іншому випадку необхідно застосовувати штучне охолодження або знижувати потужність передачі.

Розглянемо два основних способи штучного охолодження:

1. *Обдування редуктора вентилятором* (рис. 6.56). Повітряне охолодження просте і надійне. Воно ефективно при розташуванні черв'яка під черв'ячним колесом. При цьому

$$K_T = 18 \dots 24 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}}.$$

2. *Циркуляційне змащення під тиском*. Якщо черв'як розташований зверху або обдування недостатньо, то застосовують циркуляційну подачу мастила під тиском до зони контакту (рис. 6.57).

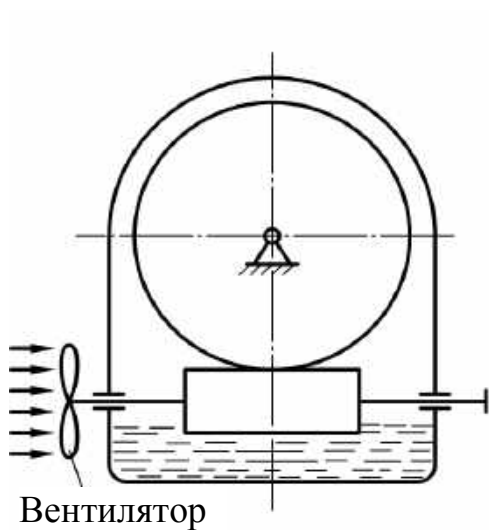


Рис. 6.56

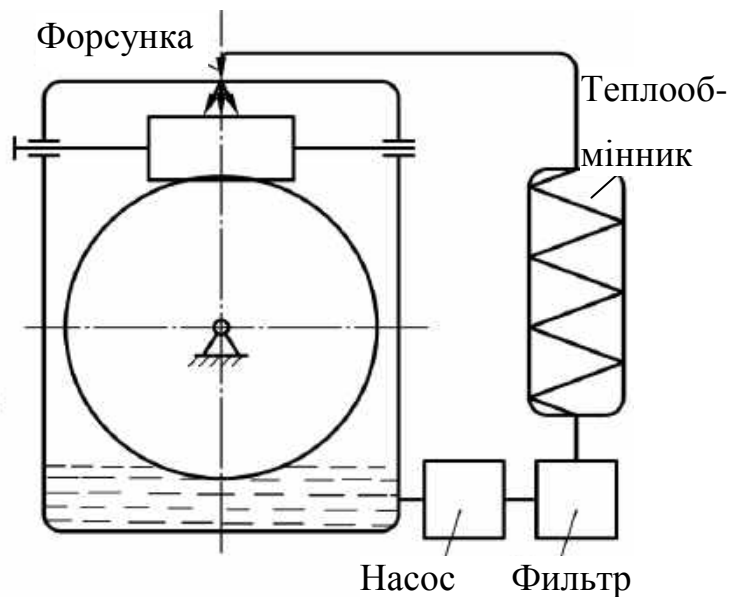


Рис. 6.57

Сорт масел певної в'язкості для змащення вибирають залежно від окружної швидкості черв'яка і температури.

З метою підвищення опору проти заїдання застосовують масла великої в'язкості.

6.4. Хвильові передачі

Найпростіша хвильова передача містить три основні ланки: генератор хвиль (хвилеутворювач), гнучке і жорстке колеса. Схему хвильової передачі показано на рис. 6.58.

Числа зубців гнучкого Z_G і жорсткого $Z_{Ж}$ коліс такі, що не дорівнюють одне одному. На схемі рис. 6.58 $Z_{Ж} > Z_G$. Тонкостінне гнучке колесо виготовляють у вигляді труби або чаші, а гнучким називають тому, що при роботі воно пружно деформується. Генератор хвиль у цьому випадку виконаний у вигляді двох роликів, рухливо закріплених на водилі H . Генератор, вставлений усередину гнучкого колеса, деформує його під час руху. При цьому гнучке колесо перетворюється з круглого у еліптичне. В зоні великої осі еліпса (зони А-А) зубці гнучкого і жорсткого коліс зачіпляються повністю, по малій осі еліпса (зони Б-Б) зачеплення зубців відсутнє; на проміжних ділянках (зони В-В і Г-Г) є неповне зачеплення зубців різними сторонами.

Зазвичай одне з коліс, жорстке або гнучке, приєднується до тихохідного вала, і тоді друге приєднується до корпусу. Якщо обидва колеса рухомі, передача є диференціальною. За відсутності зубців на колесах передача фрикційна, якщо зубці є, то передача – зубчаста (ХЗП).

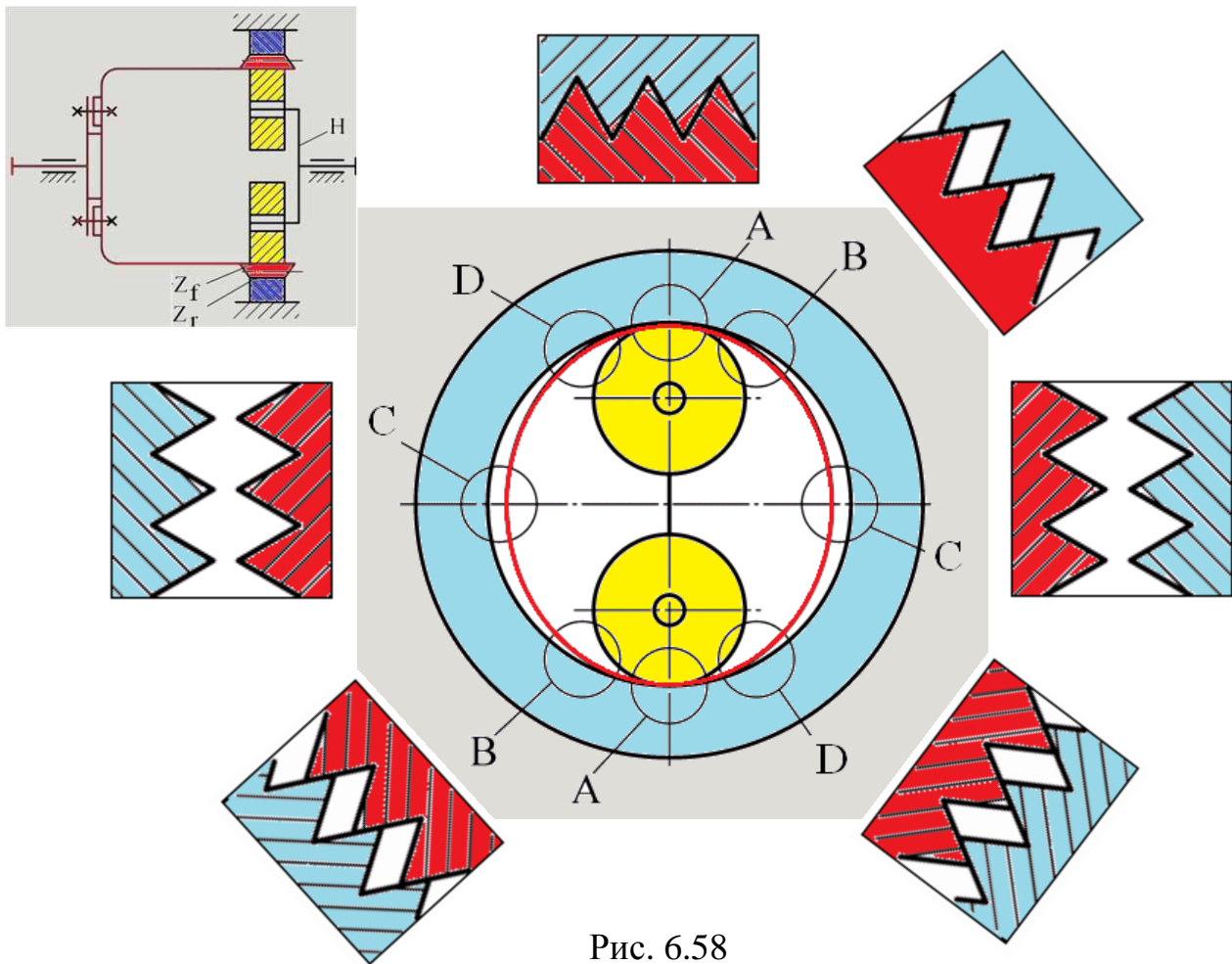


Рис. 6.58

При обертанні генератора хвиль зона повного зачеплення зубців переміщується, створюючи послідовну деформацію гнучкого колеса, внаслідок чого передача отримала назву хвильової. Число хвиль передачі визначається числом зон повного зачеплення. На схемі (рис. 6.58) показано двоххвильову передачу; бувають трихвильові та однохвильові передачі.

У хвильовій передачі реалізований інший принцип передачі руху – внаслідок деформування гнучкого елемента. При деформації нерухомо закріпленого гнучкого колеса його точки рухаються по деякій замкнутій кривій типу овалу (рис. 6.59, а), велика вісь якого дорівнює $2W_0$, де W_0 – максимальна деформація гнучкого колеса. Точки гнучкого колеса, що розташовані на великій осі деформації і поблизу неї, мають окружну швидкість V_t . Така ж швидкість, але протилежно спрямована – у точок гнучкого колеса, що лежать на малій осі деформації. У гнучкому колесі, що обертається, овальна траєкторія точки розгортається і приймає форму, зображену на рис. 6.59, б. Таким чином, поблизу великої осі деформації гнучкого колеса, тобто у зоні повного зачеплення зубців, окружна швидкість його точок виникає не за рахунок обертання гнучкого колеса, а шляхом його хвильового деформування. У зонах неповного зачеплення зубців гнучкого і жорсткого коліс рух частково передається завдяки клиновому ефекту.

Принцип роботи хвильової передачі внаслідок деформування з клиновим ефектом добре показано на рис. 6.60. Якщо ролик генератора 1 переміщується за годинниковою стрілкою, а жорстке колесо 3 закріплено нерухомо, то для того, щоб зуб гнучкого колеса 2 увійшов у западину жорсткого колеса, гнучке колесо має отримати радіальну деформацію W і зміститися у окружному напрямку проти годинникової стрілки на величину U . При нерухомому гнучкому колесі воно лише деформується, а зміщуватися у ту ж сторону, що і генератор, буде жорстке колесо.

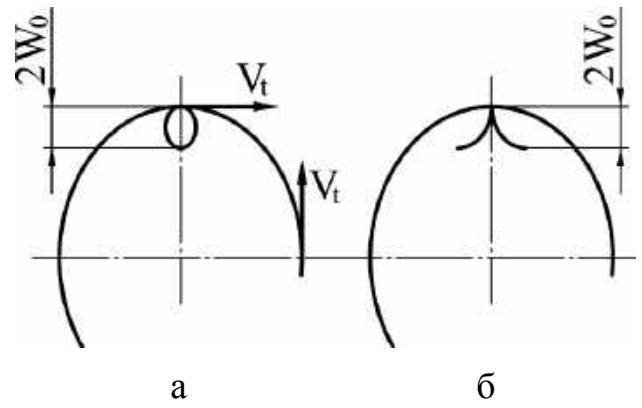


Рис. 6.59

Різницю чисел зубців гнучкого і жорсткого коліс приймають кратною числу хвиль. У загальному випадку $Z_{ж} - Z_{г} = \pm K_Z \nu$, де ν – число хвиль; $K_Z = 1, 2$ або 3 . З умови обмеження деформації гнучкого колеса найчастіше приймають $K_Z = 1$. Тоді для двоххвильової передачі у загальному випадку:

$$Z_{ж} - Z_{г} = \pm 2.$$

Для схеми передачі (див. рис. 6.58):

$$Z_{ж} - Z_{г} = 2.$$

При визначенні передавального відношення хвильової передачі застосовують метод Вілліса, тобто умовно надають усій системі кутову швидкість, яка є зворотною і чисельно дорівнює кутовій швидкості генератора ($-\omega_H$).

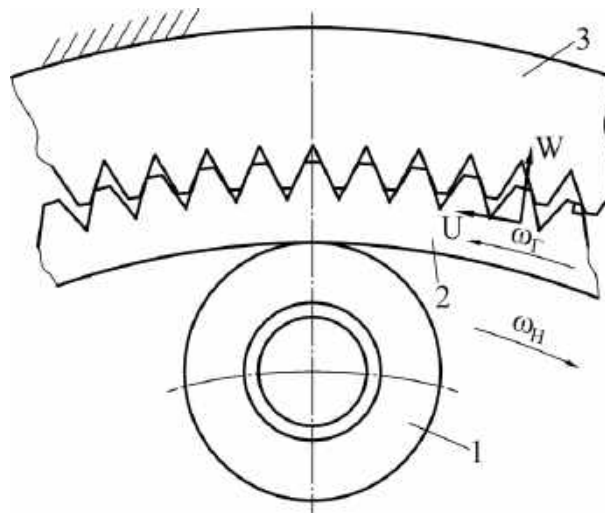


Рис. 6.60

Число зубців гнучкого і жорсткого коліс визначають за формулами передавального відношення: при зупиненому жорсткому колесі $Z_{г} = 2i$, $Z_{ж} = Z_{г} + 2$; при зупиненому гнучкому колесі – $Z_{ж} = 2i$, $Z_{г} = Z_{ж} - 2$.

Визнання і поширення хвильових передач пояснюють такими їх перевага-

ми: велике передавальне відношення при малому числі деталей, для металевих гнучких коліс $i = 80 \dots 320$; малі габаритні розміри і маса внаслідок великої навантажувальної спроможності, що пояснюється високою багатопарністю зачеплення (20...40 % від загального числа зубців); порівняно високий ККД (0,8...0,94); можливість передачі руху через суцільну герметичну стінку; зворотність, тобто робота у режимі редуктора і мультиплікатора; висока кінематична точність і плавність ходу.

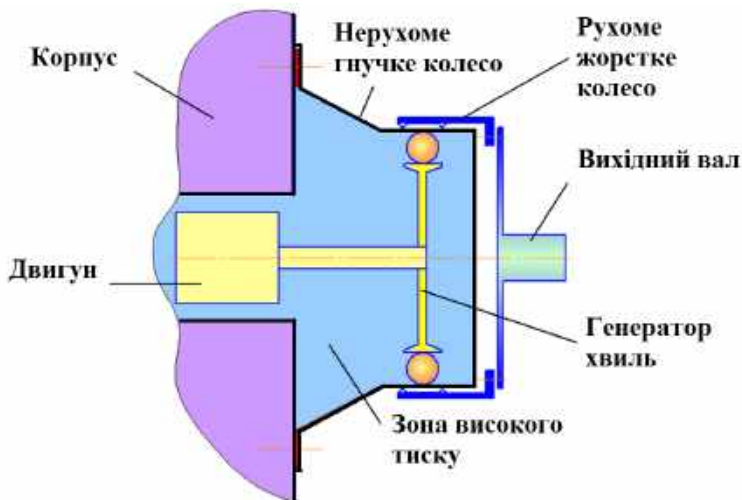


Рис. 6.61

Недоліки хвильових передач: висока напруженість основних елементів – гнучкого колеса і генератора хвиль; знижена крутильна жорсткість.

Схема ВЗП для передачі руху через суцільну стінку показана на рис. 6.61. У цьому випадку гнучке колесо виконують у вигляді чаши, герметично приєднаної до корпусу. Жорстке колесо і вихідний вал рухаються внаслідок деформування гнучкого колеса.

6.4.1. Типи генераторів хвиль

Зараз найбільше застосування мають кулачковий і дисковий генератори хвиль.

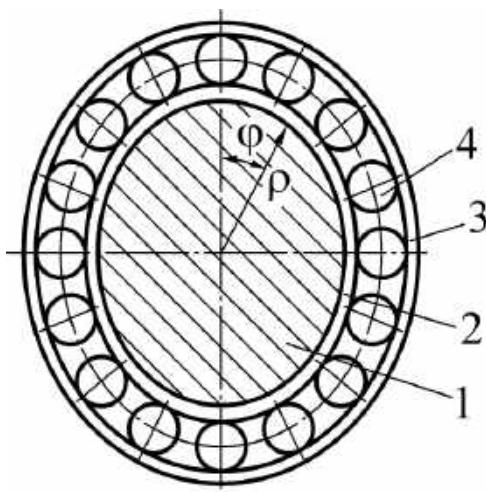


Рис. 6.62

Кулачковий генератор (рис. 6.62) складається з еліптичного кулачка 1 і напресованими на нього підшипника з гнучкими кільцями 2 і 3, тілами кочення 4 і сепаратора (на рис. 6.62 не показаний). Профіль кулачка відповідає прийнятій формі деформування гнучкого колеса, наприклад, $W = W_0 \cos 2\varphi$.

Матеріал кілець – сталь ШХ15 з HRC 55...60 для зовнішніх і HRC 61...65 – для внутрішніх.

Дисковий генератор (рис. 6.63) містить два диска 1 і 2 діаметром D_d , встановлених з можливістю обертання на підшипниках, насаджених на ексцентричні поверхні вала 3 або спеціальної втулки. Між дисками і гнучким колесом поміщають проміжне кільце 4, що служить для змен-

шення контактних напружень у гнучкому колесі та запобігання його розкочуванню.

Матеріал проміжного кільця – сталь 55С2, 50ХГ, 60С2, ШХ15 та ін. з HRC 52...60. Матеріал дисків – сталь 40Х, 30ХГСА та ін. з загартуванням робочої поверхні до HRC 48...52.

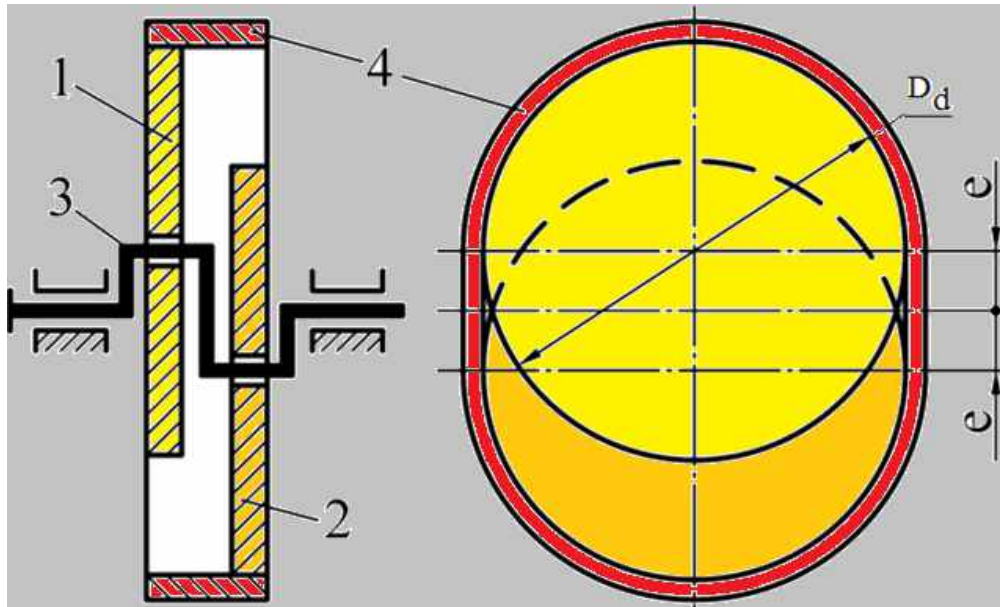


Рис. 6.63

У дисковому генераторі гнучке колесо спирається на диски за деякою дугою з кутом $20...40^\circ$, що сприяє задовільному збереженню форми деформування гнучкого колеса у навантаженій передачі.

Для запобігання перекосу дисків кожен з них встановлюють на двох підшипниках (рис. 6.64). Фіксування проміжного кільця у осьовому напрямку викликає утруднення, що є недоліком дискового генератора. У конструкції, показаної на рис. 6.64, проміжне кільце утримується буртиками дисків.

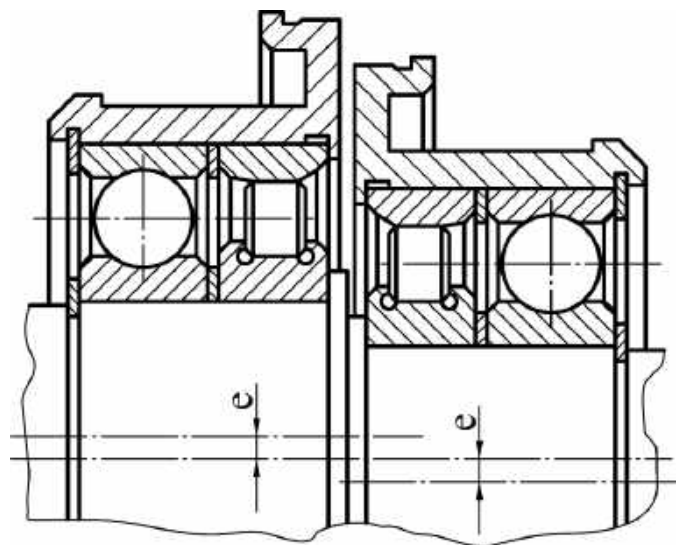


Рис. 6.64

Дискові генератори застосовують найчастіше при одиничному і дрібносерійному виробництві хвильових передач, а також для хвильових передач великих розмірів. Істотними недоліками дискових генераторів є неврівноваженість навантажень, неоднакові умови зачеплення по хвилях деформації, що призводить до вібрацій та шуму.

6.4.2. Критерії працездатності та матеріали хвильових передач

Критеріями працездатності є:

1. *Міцність гнучкого колеса.* У оболонці гнучкого колеса діють нормальні та дотичні напруження. Напруження згину виникають як при складанні передачі, так і у процесі роботи (рис. 6.65), до того ж є сильний концентратор напружень – зубці.

Довговічність гнучкого колеса визначається втомною міцністю його матеріалу. Втомна тріщина виникає у западинах зубців на задньому торці вінця (рис. 6.66).

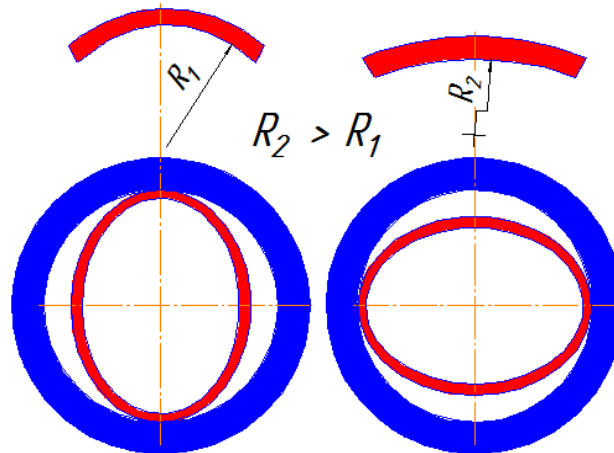


Рис. 6.65

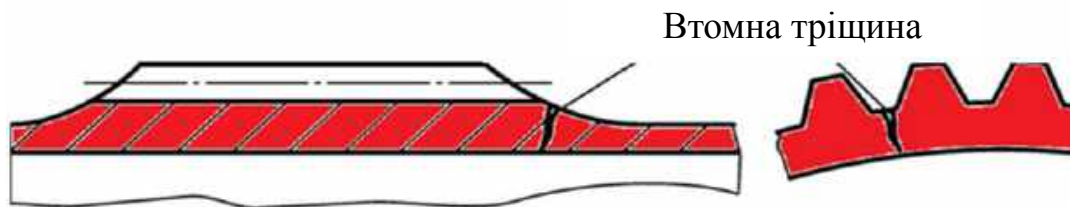


Рис. 6.66

2. *Ресурс підшипників генератора хвиль.*

3. *Жорсткість ланок.* При досягненні граничного моменту передача починає «проклацувати», як запобіжна муфта (ратчетинг).

4. *Зносостійкість бічних поверхонь зубців.*

5. *Теплостійкість.*

6. *Вібростійкість.*

Гнучкі колеса виготовляють з хромонікелевих сталей, що мають знижену чутливість до концентрації напружень, наприклад, 40ХН2МА, 30ХН3А та ін. Для середньо- та легконавантажених гнучких коліс можна застосовувати дешевші конструкційні сталі – 30ХГСА, 30ХНМА та ін. Твердість більшості гнучких коліс після термообробки 28...32 НРС. При нарізанні зубців твердосплавними фрезами допускається НРС 30...34.

Жорсткі колеса виготовляють з конструкційних сталей типу 40Х, 40ХН, 30ХГС з HRC 28...32. Іноді жорсткі колеса виконують з чавуну. У цьому випадку чавунне жорстке і сталеве гнучкі колеса утворюють антифрикційну пару.

6.4.3. Проектування хвильових передач

Розрахунок хвильових передач виконують у два етапи: перший – проектувальний, другий – перевірочний.

Проектувальний розрахунок полягає у попередньому визначенні розмірів гнучкого колеса. Перевірочний розрахунок зводиться до перевірки відповідності хвильової передачі критеріям працездатності.

Відзначимо, що у небезпечному перерізі гнучкого колеса, яке припадає на внутрішній торець зубчастого вінця, діють такі основні напруження: напруження вигину в окружному напрямку, напруження розтягнення, дотичні напруження.

Методику проектування хвильових передач докладно викладено у довідниках.

6.5. Передачі гвинт–гайка

Передачі гвинт–гайка призначені для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. Ці передачі, як правило, виконують за двома основними схемами: 1) з гвинтом, що обертається, та веденою гайкою, що переміщається поступально (рис. 6.67, а), таку схему зазвичай використовують у силових передачах при великих переміщеннях, 2) з гайкою, що обертається, та веденим гвинтом, що переміщається поступально (рис. 6.67, б). Подібні пристрої застосовують при невеликих переміщеннях і значних осьових силах на гвинті.

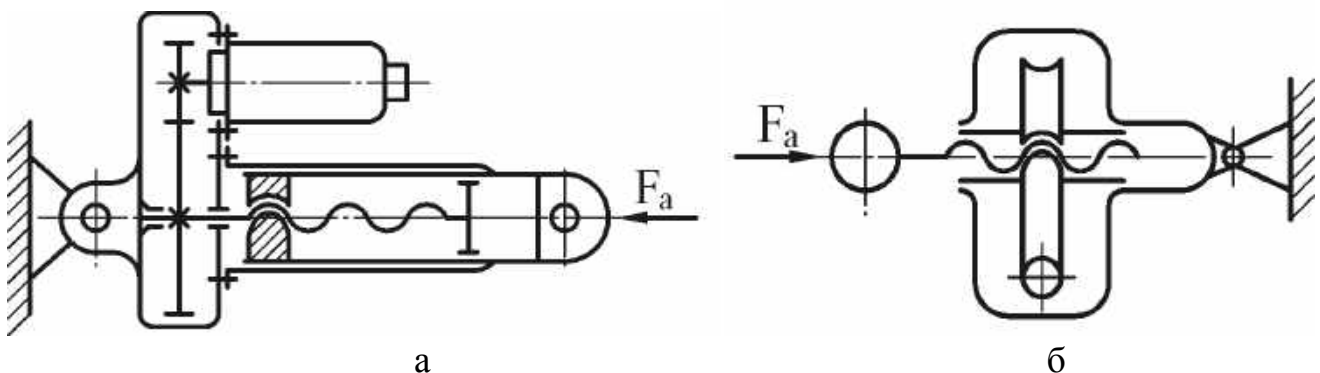


Рис. 6.67

Найбільше використання у практиці отримали передачі гвинт–гайка з різью ковзання і кулько-гвинтові з різью кочення.

6.5.1. Передача гвинт–гайка з різью ковзання

Основними деталями гвинтової передачі з різью ковзання є циліндричний стрижень із зовнішньою різью (гвинт) і втулка з внутрішньою різью (гайка) (рис. 6.68). У цих передачах застосовують різь: трапецеїдальну – ГОСТ 9484-81, кут профілю $\alpha = 30^\circ$ (рис. 6.69, а), упорну – ГОСТ 10177-82, кути профілю 3° і 30° (рис. 6.69, б), прямокутну не стандартизовану, кут профілю $\alpha = 0^\circ$ (рис. 6.69, в) та ін.

Витки різі гвинта і гайки утворюють нижчі кінематичні пари, що працюють за принципом тертя ковзання. Тому для цих передач характерні великі втрати на тертя, знос і нагрівання.

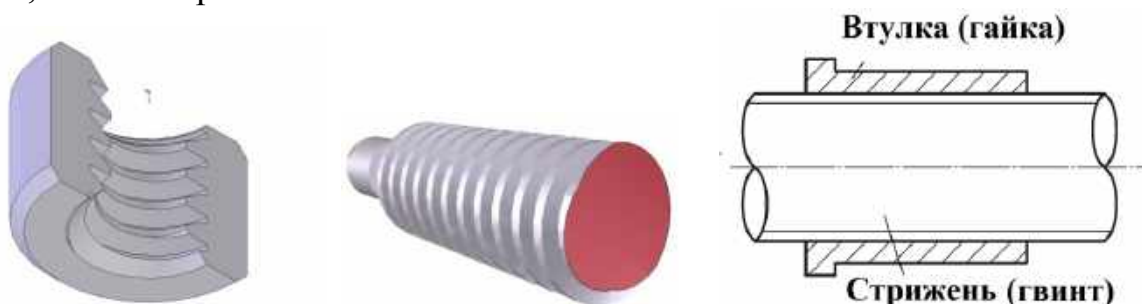
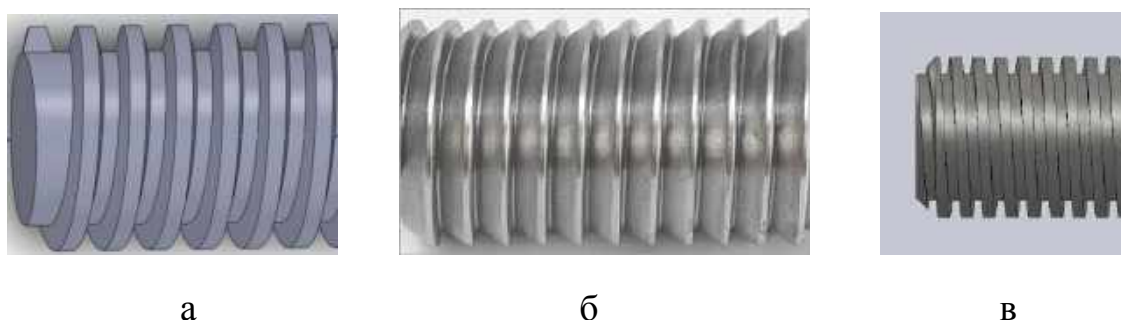


Рис. 6.68



а

б

в

Рис. 6.69

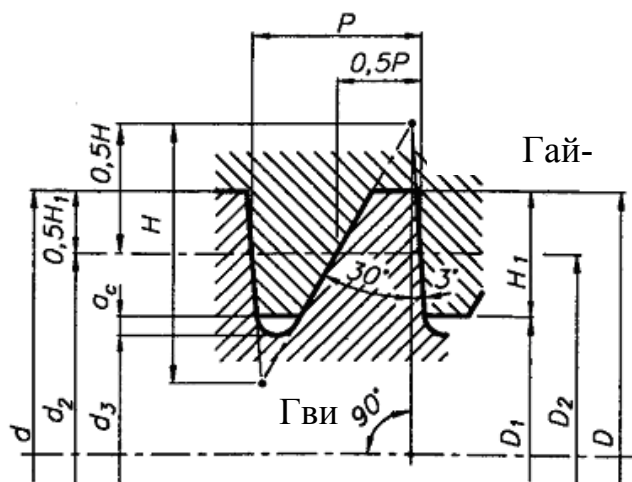


Рис. 6.70

Основні параметри різі розглянемо на прикладі упорної різі. Покажемо теоретичний (трикутний) і фактичний профілі різі (рис. 6.70), де d – зовнішній діаметр гвинта, який є номінальним діаметром різі; d_2 – середній діаметр різі, на якому ширина западини дорівнює товщині витка різі; d_1 – внутрішній діаметр різі, що є діаметром вершин внутрішньої різі (гайки); P – крок різі;

H_1 – висота робочої частини профілю різі; H – теоретична висота профілю.

Розгорнемо один виток різі у площину по середньому діаметру різі (рис. 6.71).

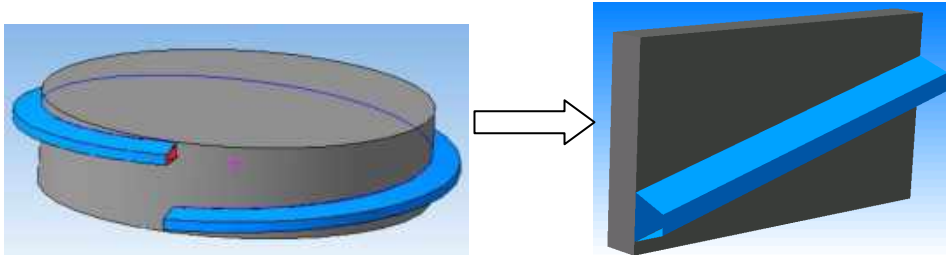


Рис. 6.71

Розглянемо рівновагу елемента різі на похилій площині (рис. 6.72).

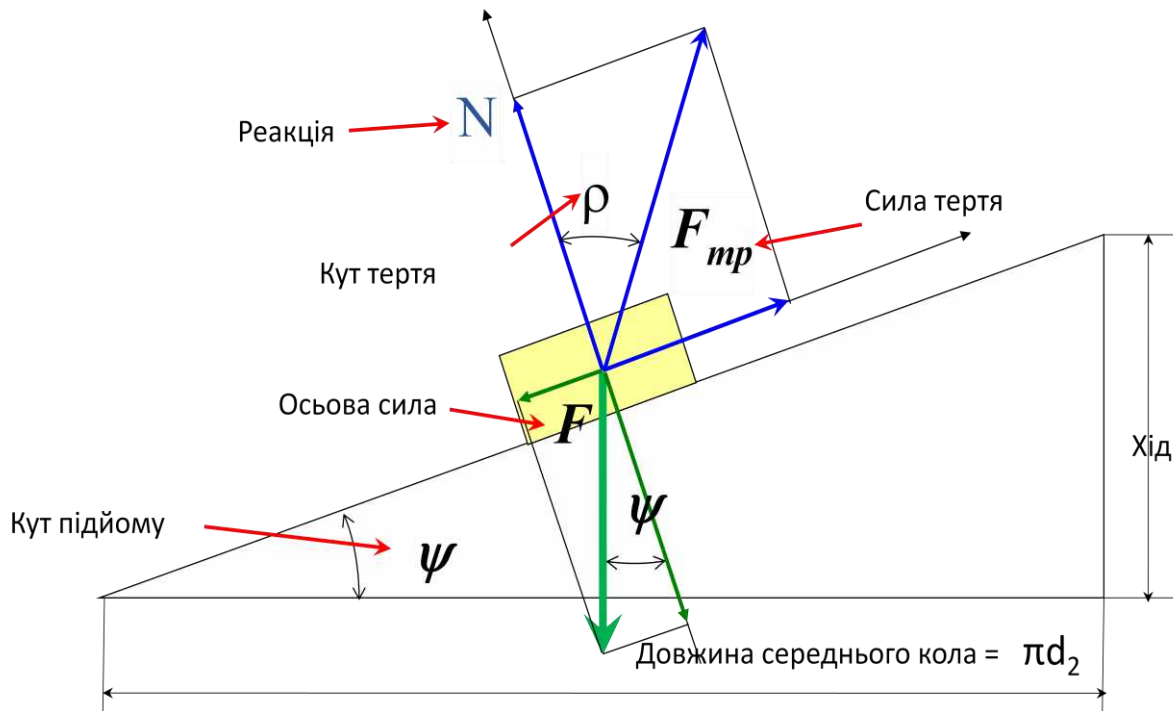


Рис. 6.72

З прямокутного трикутника, побудованого з урахуванням сили тертя і реакції похилої площині, можна знайти кут тертя $\operatorname{tg} \rho = \frac{F_{\text{тр}}}{N} = \frac{N f}{N} = f$, де f – коефіцієнт тертя.

Для різі з кутом нахилу профілю, відмінним від нуля (рис. 6.73), розглядають приведений кут тертя, який можна знайти: $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta}$.

У різі виділяють кут підйому гвинтової лінії:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{Pn}{\pi d_2},$$

де P – крок різі; n – число заходів різі; Pn – хід різі.

З рис. 6.72 видно, що якщо сила тертя більше проекції осьової сили F :

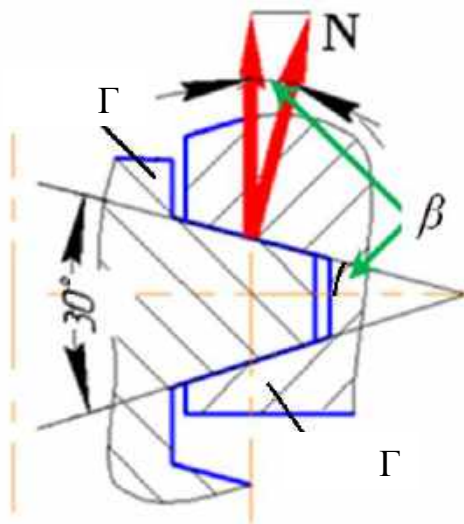


Рис. 6.73

$$F_{mp} \geq F \sin \psi,$$

то при будь-якій силі F елемент на поверхні не зрушиться вниз, так як разом з ростом проєкції сили збільшується і сила тертя. Це явище – відсутність руху гайки під дією осьового навантаження – називають самогальмуванням, яке можливе при деякому співвідношенні параметрів різі незалежно від типу різі.

$$\text{Врахуємо, що } F_{mp} = Nf = F \cos \psi f,$$

тоді умова самогальмування має вигляд

$$F \cos \psi f > F \sin \psi; \operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} \psi.$$

Отже, $\rho > \psi$.

Для забезпечення надійного гальму-

вання приймають $\rho' > \Psi + 1^\circ$.

Якщо відбувається перетворення обертового руху у поступальний (прямий хід), то рушійним навантаженням є момент, який дорівнює моменту тертя у гвинтовій парі T_n . Його можна знайти з рівняння рівноваги сил, прикладених до елемента різі (рис. 6.74):

$$F_{mp} + F \sin \psi = F_d \cos \psi.$$

Перепишемо з урахуванням вищепозначених залежностей:

$$F \cos \psi f + F \sin \psi = \frac{2T_n}{d_2} \cos \psi \quad \text{і} \quad F(\operatorname{tg} \rho + \operatorname{tg} \psi) = \frac{2T_n}{d_2}.$$

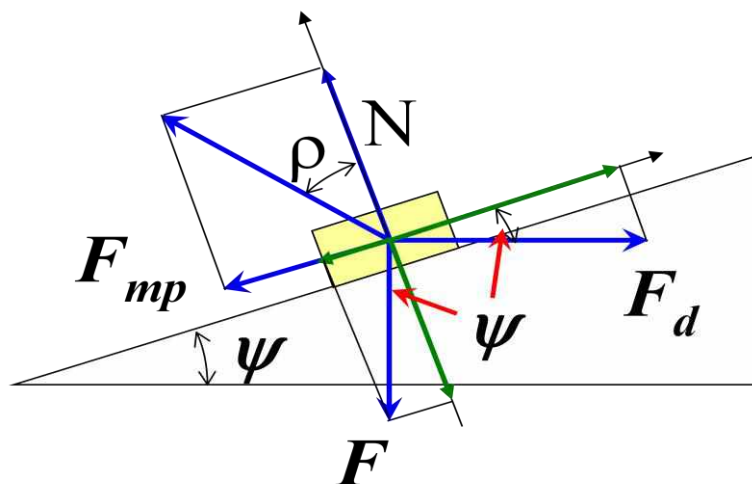


Рис. 6.74

Таким чином, при подоланні опору (наприклад, при підйомі вантажу домкратом) момент дорівнює

$$T_n = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

при зворотному ході – $T_n = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\rho' - \psi)$.

Визначимо ККД гвинтової передачі. За визначенням

$$\eta = \frac{A_K}{A_B},$$

де A_K – корисна робота, A_B – робота витрачена.

Корисною роботою за один оберт гвинта (гайки) буде добуток сили та переміщення, що рівняється одному кроку різі: $A_K = FP$.

Робота, що витрачена на подолання корисної сили, дорівнює добутку рушійної сили на переміщення, яка дорівнює довжині кола, описаного точкою докладання цієї сили:

$$\begin{aligned} A_B &= \pi d_2 F_d = \pi d_2 \frac{2T_n}{d_2} = 2\pi T_n = \\ &= 2\pi F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') = \pi d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \rho'). \end{aligned}$$

Тоді ККД гвинтового механізму

$$\eta = \frac{FP}{\pi d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \rho')}.$$

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \psi = \frac{Pn}{\pi d_2}$, отримаємо остаточно:

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

Коли рушійною навантаженням є осьова сила F_a (зворотний хід), ККД визначають за формулою

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho')}{\operatorname{tg} \psi}.$$

Найбільший ККД серед різей ковзання має прямокутна різь, найменший – метрична.

Матеріали гвинта і гайки. Матеріали гвинта і гайки повинні складати антифрикційну пару і мати добре припрацювання.

Гвинти передачі ковзання виготовляють зі сталей, що мають високу міцність та зносостійкість при твердості поверхні не більше 350НВ: зі сталей 45, 50 і ін. При твердості не менше 50 HRC – зі сталей 65Г, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 12ХН3А, 30Х2Н2ВА та ін. При цьому маловуглецеві сталі піддають цементації з подальшим гартуванням, а середньовуглецеві – азотуванню.

Для зменшення втрат на тертя гайки виконують з антифрикційних олов'янистих (БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3) і безолов'янистих (БрАЖ9-4, БрАЖМц-3-1,5) бронз, здатних сприймати великі питомі навантаження. Вони мають антикорозій-

ні властивості та добре припрацювання. Олов'янисті бронзи застосовують при високих окружних швидкостях. При невисоких окружних швидкостях використовують безолов'янисті бронзи, які менш дефіцитні, але мають порівняно з олов'янистими бронзами більший коефіцієнт тертя у парі зі сталлю.

Проектувальний розрахунок (визначення діаметра гвинта). Задаються типом різі, як правило, це трапецеїдальна (ГОСТ 9484-81) або упорна (ГОСТ 10177-82) різі.

Оскільки основним видом руйнування у передачах гвинт–гайка з тертям ковзання є знос різі, то як критерій працездатності таких передач приймають зносостійкість. Тиск p між витками різі та гайки не повинен перевищувати допустимого значення $[p]$, яке залежить від матеріалу гвинтової пари і умов її експлуатації. Умова зносостійкості

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)} \approx \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

де z – число витків різі гайки, пов'язане з висотою гайки H_1 співвідношенням $z = H_1 / P$; H_1 – робоча висота профілю різі.

З цього виразу визначають середній діаметр різі при проектувальному розрахунку:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_h \psi_H [p]}},$$

де $\psi_H = H_1 / d_2$ – коефіцієнт висоти гайки; $\psi_h = H_1 / P$ – стандартний коефіцієнт: для трапецеїдальної різі дорівнює 0,5, для упорної – 0,75.

При терті загартованої сталі по бронзі рекомендують вибирати $[p] = 10 \dots 15$ МПа, незагартованої сталі по бронзі – $[p] = 8 \dots 10$ МПа.

Визначення діаметра гвинта з умови стійкості проводиться за початковим рівнянням

$$S_y = \frac{F_{кр}}{F} \leq [S_y],$$

де S_y – коефіцієнт запасу стійкості; $F_{кр}$ – критична сила; $[S_y]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості, зазвичай $[S_y] = 2,5 \dots 5$, менші значення – для вертикальних, великі – для горизонтальних гвинтів.

Діаметр гвинта, мм, з умови міцності (розтягування або стиснення)

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad \rightarrow \quad d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma](1 - \alpha^2)}},$$

де $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}$ – допустимі напруження; σ_T – межа плинності; $[S] = 2...3$ – коефіцієнт запасу міцності; при статичному навантаженні, при відцентровому додатку навантаження, наприклад, у домкратах: $[S] = 4...5$; $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує дію скручування моментами гвинтової пари і опорної п'яти; $\alpha = \frac{d_o}{d_1}$, де d_o – діаметр отвору полого гвинта.

З трьох значень діаметра гвинта приймають максимальне і за відповідним ГОСТом знаходять значення параметрів різі: $d_1(D_1)$; $d_2(D_2)$; $d(D)$; P ; H_1 .

Розрахунок передач гвинт–гайка на міцність. При проектуванні передачі стрижень гвинта перевіряють за еквівалентним напруженням

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2}$ – нормальні напруження (розтягування, стискання); $\tau = \frac{T_K}{0,2d_1^3}$ – дотичні напруження кручення, де $T_K = T_n + T_{II}$ – крутний момент; T_{II} – момент тертя у п'яті (зазвичай це момент тертя у радіально-упорних або упорних підшипниках кочення):

$$T_{II} = \frac{Ff_{II}d}{2},$$

де d – діаметр отвору у підшипнику; $f_{II} = 0,005...0,01$ – приведений коефіцієнт тертя у підшипнику; $F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$ – результуюча навантаження; F_r і F_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник.

6.5.2. Кульково-гвинтові передачі

Ці передачі містять гвинт і гайку, між яких поміщають проміжні тіла – кульки, які утворюють з поверхнями різі вищі кінематичні пари. Таким чином, виникає тертя кочення, що забезпечує низький коефіцієнт тертя.

Кульково-гвинтові передачі (КГП) знайшли широке застосування у механізмах управління літальних апаратів, верстатів, роботів та інших машин.

Переваги: можливість передач великих осьових зусиль; низькі втрати на тертя; ККД цих передач становить 0,9...0,96; можливість усунення зазорів у механізмі та висока точність; майже повна незалежність сил тертя від швидкості, що сприяє рівномірності руху; малий знос; можливість роботи без мастила.

Недоліки: відсутність самогальмування; складна технологія і висока вартість; порівняно невеликі швидкості внаслідок опору руху кульок у обвідних каналах.

Принцип дії і профілі різі. Кулькова гвинтова передача складається з гвинта (рис. 6.75), гайки, комплекту кульок, розташованих у гвинтових канавках гвинта і гайки, пристрою для повернення кульок. При обертанні гвинта кульки перекочуються у канавках різі гвинта і гайки. Вони циркулюють у замкнутому контурі, що складається з одного-трьох витків. Викочуючись з різі гвинта, кульки повертаються у початкове положення по обвідних каналах. Як і у кулькових підшипниках, кульки мають окружну лінійну швидкість V_0 , приблизно у два рази меншу, ніж швидкість V_g на поверхні гвинта. Канал повернення, що з'єднує перший і останній (проміжний) витки гайки, забезпечує можливість безперервної циркуляції тіл кочення.

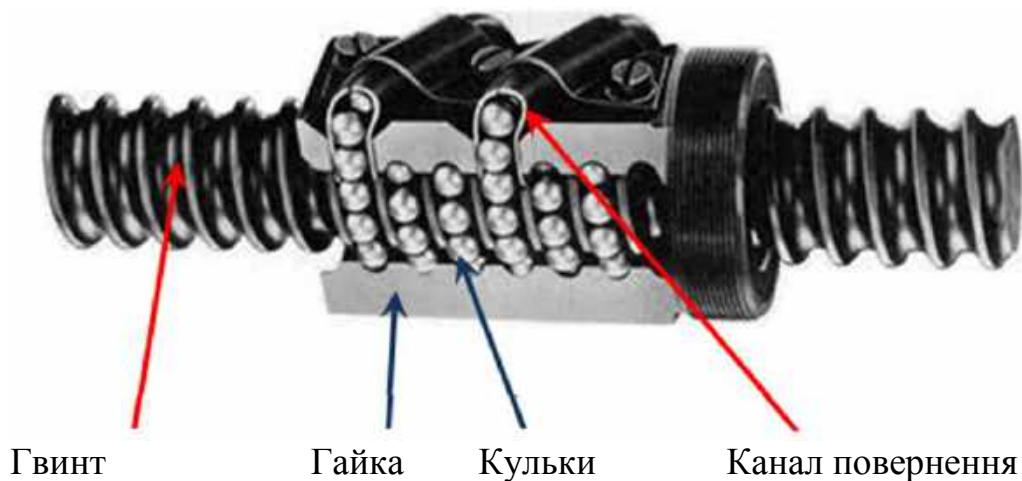


Рис. 6.75

У КГП набули поширення такі профілі: 1) напівкруглий; 2) арочний з двоточковим контактом; 3) трикутний (рис. 6.76, а, б, в).

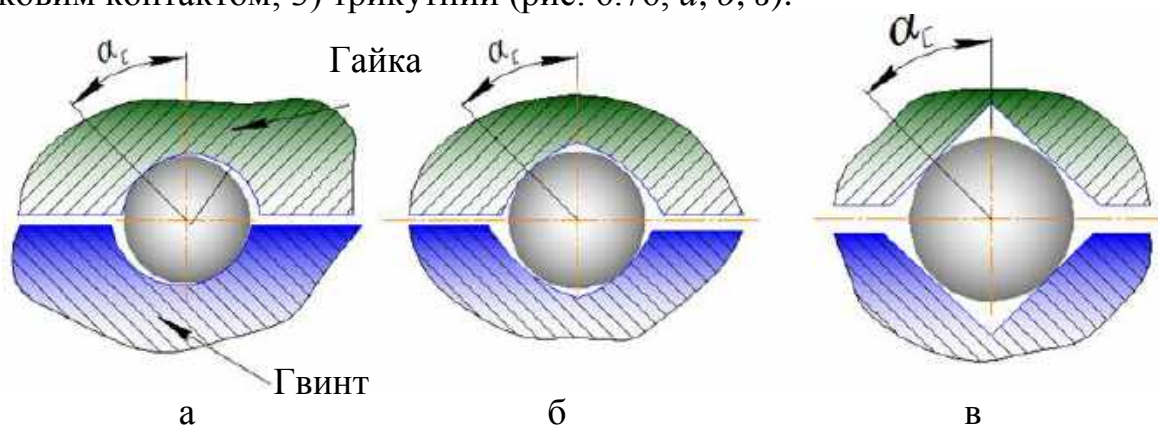


Рис. 6.76

Профілі різі задають у нормальному перетині, перпендикулярному до гвинтової лінії, що проходить через центри кульок і лежить на циліндрі діаметром d_0 . За прикладом кулькових підшипників співвідношення радіусів кульки і жолобу для напівкруглого та арочного з двохточковим контактом профілів застосовують $\frac{r_1}{r_2} = 0,95 \dots 0,97$. У зв'язку з різким зростанням сил тертя при збільшенні натягу

для арочного профілю з чотирьохточковим контактом $\frac{r_1}{r_2} = 0,83 \dots 0,87$. Кут конта-

кту α в більшості випадків дорівнює 45° . При малих кутах контакту передача має низьку осьову жорсткість і здатність навантаження, так як навіть незначне осьове навантаження викликає великі радіальні сили. Зі збільшенням кута контакту збільшуються здатність навантаження і жорсткість передачі, а втрати на тертя знижуються.

Найбільшого поширення у системах управління літальних апаратів, у верстатах і роботах отримали профілі з двохточковим контактом. Застосування таких профілів забезпечує найменший знос передачі. Чотирьохточковий контакт має ту перевагу, що дозволяє здійснити передачу без зазору або з натягом шляхом підбору кульок по діаметру.

Арочний профіль із двохточковим контактом більш зручний для вимірювання, ніж напівкруглий, і забезпечує при зазорі h у кілька мікрометрів точне положення кульок при виході їх у натяг, що підвищує плавність роботи передачі. У наш час більшість іноземних фірм випускає прецизійні кулькові гвинтові механізми з таким профілем.

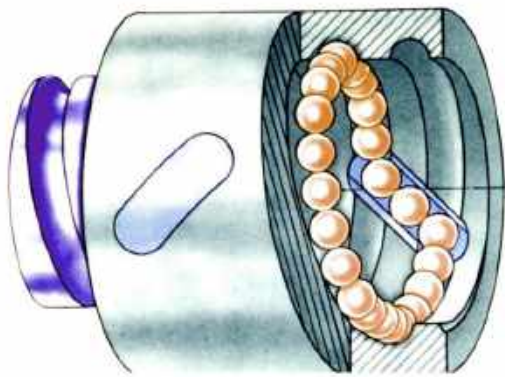
Методи повернення тіл кочення. Конструктивні виконання пристроїв повернення кульок можуть бути зведені до двох основних груп:

1. Механізми, у яких кульки при поверненні направляються з западини одного витка у западину сусіднього, куди вони потрапляють, перевалюючись через виступ різі гвинта (рис. 6.77, б); канал повернення кульок, що з'єднують два сусідніх витка різі, виконують у спеціальному вкладиші, який вставляють у вікно гайки (рис. 6.77, а); у більшості випадків у гайці застосовують три, чотири, шість вікон, розташованих відповідно під кутом $120, 90, 60^\circ$. Вкладиші та вікна можуть мати різну форму – довгасту, круглу і т.ін.

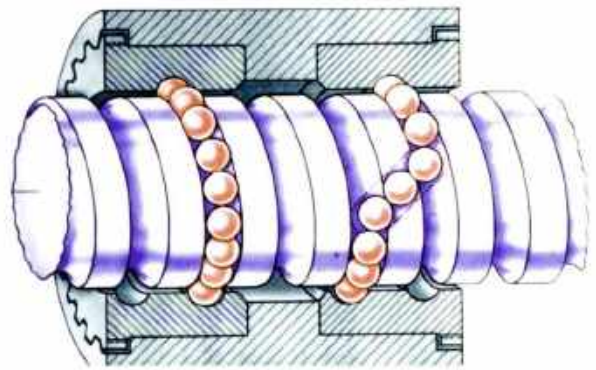
2. Механізми, у яких кульки при поверненні виводяться відбивачами з контакту з поверхнею гвинта і спрямовуються до каналу повернення, розташованому у тілі гайки. Велике число конструктивних виконань пристроїв повернення кульок механізмів цієї групи може бути зведене до трьох основних типів:

а) каналом повернення кульок є вигнута трубка (рис. 6.78), кінці якої вставлені у отвори гайки, просвердлені тангенційно до поверхні різі; на кінці трубки є відбивачі, що входять у різьбову канавку гвинта і спрямовують кульки у трубку;

б) канал повернення кульок фрезерується із зовнішнього боку гайки; кінці каналу з'єднуються з різьбою за допомогою свердління (рис. 6.79);



а



б

Рис. 6.77

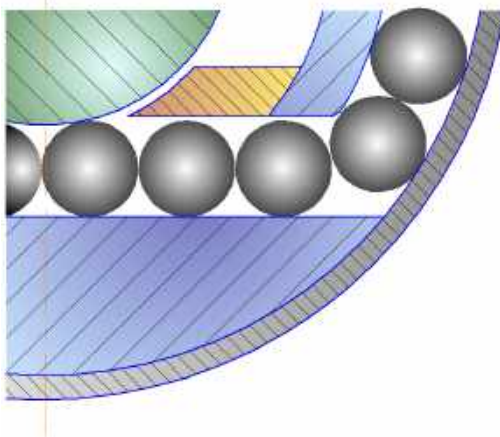


Рис. 6.78

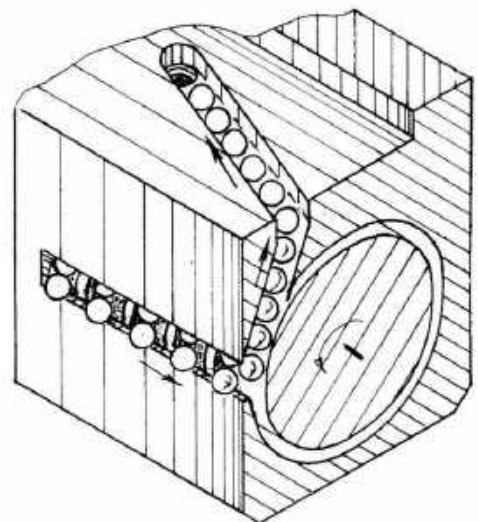
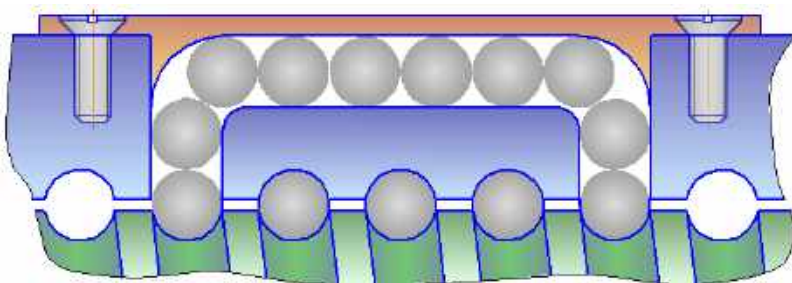


Рис. 6.79

в) каналом повернення кульок служить поздовжній отвір, просвердлений у гайці, який з'єднується з початком першого і кінцем останнього витків різі (рис. 6.80).

Конструкційні та мастильні матеріали КГП. Для забезпечення працездатності та точності передачі до матеріалів гвинта і гайки висувають такі вимоги:

- твердість робочих поверхонь повинна бути не нижче HRC 58...62;
- зміцнений шар у разі застосування гарту ТВЧ, цементації, азотування повинен мати певну товщину, щоб забезпечити сприйняття контактних напружень без продавлювання і сталість розмірів й форми гвинта при експлуатації.



Рис. 6.80

Висока твердість робочих поверхонь гвинта і гайки і якісне збирання передачі гарантують її високі зносостійкість і довговічність.

Гвинти виготовляють зі сталей ХВГ і 7ХГ2ВМ з об'ємним загартуванням, 8ХФ і 50ХФА з загартуванням при індукційному нагріванні та 20Х3МВФА, 30Х2Н2МА з азотуванням поверхні. Для гайок застосовують сталі марок 9ХС, ШХ15 з об'ємним загартуванням і цементовані сталі 18ХГТ, 12ХН3А, 18ХНВА, 12Х2Н4А та ін. Кульки зазвичай виготовляють зі сталі ШХ15, ШХ15СГ. Твердість поверхні кульок повинна бути не нижче HRC 63.

Мастильними матеріалами для КГП, що працюють у системах управління, є пластичні та рідкі мастила. Пластичні мастила застосовують, у першу чергу, у зв'язку з простотою їх подачі у робочу зону. Мастило закладають у западини різі та у вільній пристрій корпусу, у якому монтують гайки.

При використанні рідких мастил, на відміну від пластичних, необхідні спеціальні пристрої їх подачі. Найбільш широко у механізмах управління застосовують централізовані проточні імпульсні пристрої подачі мастила.

Як правило, незалежно від розташування осі гвинта мастило підводиться у отвір корпусу, впорскується у зазор між двома напівгайками і, потрапляючи на гвинт, розноситься циркулюючими кульками по всій його поверхні.

6.5.2.1. Розрахунок КГП на міцність

Основними критеріями працездатності КГП є міцність і стійкість гвинта і контактна витривалість робочих поверхонь різі. Тому діаметр гвинта визначають з трьох умов: стійкості, міцності та контактної витривалості.

Внутрішній діаметр різі гвинта d_1 з умов міцності та стійкості встановлюють аналогічно різі ковзання.

Діаметр різі гвинта з умови контактної витривалості робочих поверхонь різі. Контактна міцність різі є головним фактором, який враховують при розрахунку вантажопідйомності КГП. При цьому використовують методика, прийняту для розрахунку кулькових підшипників.

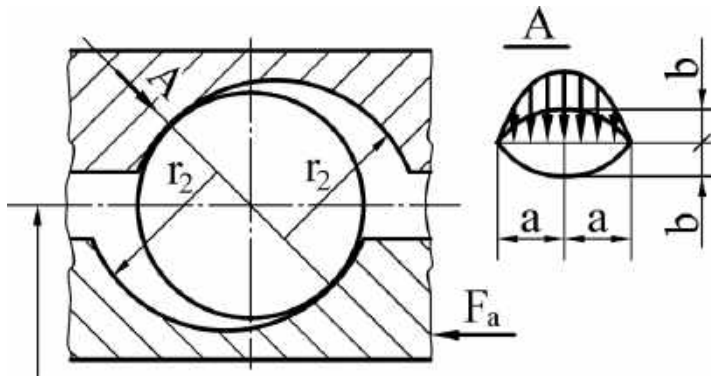


Рис. 6.81

Початковий контакт кульок і гвинтових поверхонь відбувається у точці. Після прикладання навантаження F_a контакт здійснюється по невеликому майданчику еліптичної форми, показаної на рис. 6.81, де позначені розміри малої і великої півосей еліпса a і b .

Найбільші контактні напруження на майданчику контакту для дотичних поверхонь кулька-поверхня різі ходового гвинта ви-

значають за формулою Герца:

$$\sigma_H = \alpha^3 \sqrt{\frac{F_n E^2 (2r_2 - D_w)^2}{(D_w r_2)^2}} \leq [\sigma],$$

де F_n – навантаження на кульку, що діє по нормалі до площі контакту, Н; E – наведений модуль пружності матеріалів кульки і ходового гвинта, МПа; α – коефіцієнт, що залежить

від співвідношення $\frac{\rho_{np\ max}}{\rho_{np\ min}}$ (рис. 6.82); D_w –

діаметр кульки, мм; $\rho_{np\ max}$, $\rho_{np\ min}$ – найбільший і найменший наведені головні радіуси кривизни контакту кульки з різзю ходового гвинта:

$$\rho_{np\ max} = \frac{D_w r_2}{2r_2 - D_w}, \rho_{np\ min} = \frac{D_w d_1}{2(D_w \cos \alpha_k + d_1)}.$$

Для КГП при числах твердості дотичних поверхонь більше HRC 60 рекомендують $[\sigma_H] = 2500...4000$ МПа, при короточасній роботі $[\sigma_H] \leq 5000$ МПа. При числах твердості менше 62 HRC прийняте значення $[\sigma_H]$ слід знижувати, множачи його на коефіцієнт K_T , що залежить від твердості HRC:

HRC	29	35	40	45	49	54	58	62
K_T	0,38	0,415	0,5	0,6	0,69	0,79	0,89	1

Діюче на кульку навантаження

$$F_n = \frac{F_a}{Z\lambda \sin \alpha_k \cos \psi} \leq [F_n],$$

де Z – число робочих кульок у гайці; λ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між кульками, $\lambda = 0,8$; $[F_n]$ – допустиме навантаження, що діє на кульку перпендикулярно до поверхні контакту; α_k – кут контакту, зазвичай приймають $\alpha_k = 45^\circ$; ψ – кут підйому гвинтової лінії різі на середньому діаметрі.

У наведених вище формулах невідомими є D_w , α , r_2 , Z , ψ . Тому у проектувальному розрахунку приблизно приймають, що число кульок $Z = 80 \dots 100$, коефіцієнт $\alpha = 1,5$ (див. рис. 6.82), кут $\psi = 4^\circ$. Також введемо позначення:

$$K_r = \frac{D_w}{2r_2} \text{ і } K_w = \frac{D_w}{d_0}. \quad (6.13)$$

Тоді всі відомі величини будуть визначатися через d_0 :

$$D_w = K_w d_0; \quad r_2 = \frac{D_w}{2K_r} = \frac{K_w d_0}{2K_r}. \quad (6.14)$$

Підставивши співвідношення (6.13) і (6.14) у залежність для визначення σ_H , отримуємо формулу для визначення середнього діаметра:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_a E^2 \alpha^3 (1 - K_r)^2}{K_w^2 [\sigma_H]^3 Z \sin \alpha_k \cos \psi}}.$$

Досвід проектування дає такі діапазони значень для коефіцієнтів:

$$K_r = 0,9449 \dots 0,972 \quad \text{і} \quad K_w = 0,1058 \dots 0,1588.$$

Якщо прийняти для проектувального розрахунку $K_r = 0,97$ і $K_w = 0,145$, тоді

$$d_0 = 0,1 \sqrt{\frac{E^2 F}{[\sigma_H]^3}}.$$

Отримане значення d_0 округлюють до найближчого більшого за спеціальними таблицями і вибирають відповідні діаметр кульки D_w , крок різі P , внутрішній діаметр різі d , зовнішній діаметр різі гайки D_I , радіус профілю каналів у гвинті та гайки r_2 (рис. 6.83).

При вибраних значеннях діаметра кульки D_w , радіуса профілю r_2 і $[\sigma_H]$ визначають допустиме навантаження, що діє на кульку нормально до поверхні контакту:

$$[F_n] = \frac{(D_w r_2)^2 [\sigma_H]^3}{\alpha^2 E^2 (2r_2 - D_w)^2}.$$

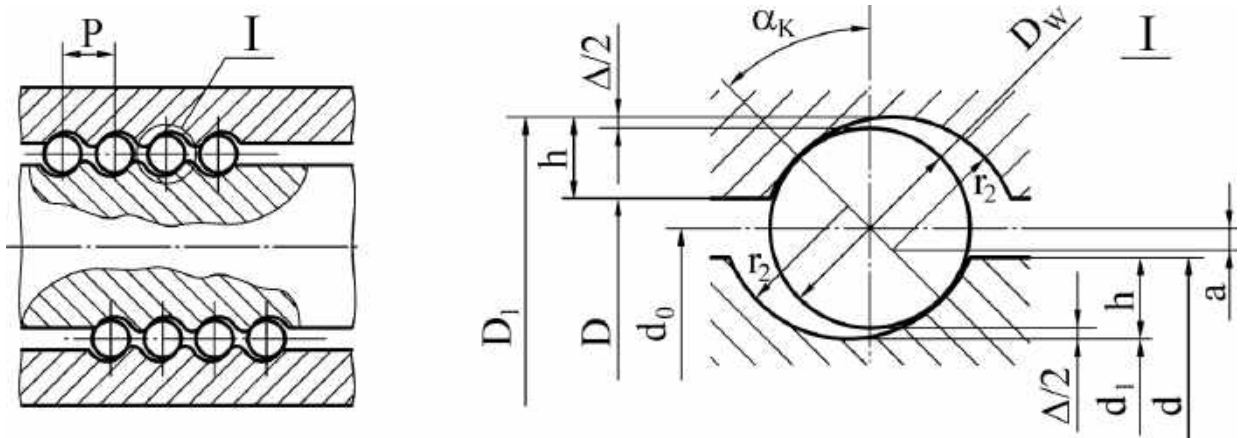


Рис. 6.83

Мінімальна кількість робочих кульок:

$$Z = \frac{F_a}{[F_n] \lambda \sin \alpha_k \cos \psi}.$$

Мінімальна кількість робочих витків у гайці:

$$n_{min} = \frac{Z D_w \cos \psi}{\pi d_0}.$$

У КГП з умови рівномірності навантаження загальне число робочих кульок, які перебувають між витками різі та у перепускному каналі, не повинно перевищувати 125 для кожного замкненого кола, а максимальний шлях, який проходять кульки під навантаженням, – чотирьох витків різі. Якщо за розрахунком $Z > 125$, то слід збільшити діаметр кульки.

Ходовий гвинт КГП перевіряють на міцність при складному напруженому стані з урахуванням спільної дії нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{F_a}{A_l}\right)^2 + 4\left(\frac{T_k}{W_\rho}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (6.15)$$

де $A_l = 0,78d_1^2(1 - \alpha^2)$ – площа поперечного перерізу гвинта по внутрішньому діаметру його різі; $W_\rho = 0,2d_1^3(1 - \alpha^4)$ – полярний момент опору того ж перетину; α – відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього; T_k – крутний момент, прикладений до ходового гвинта для подолання осьового навантаження.

Якщо у формулі (6.15) $\sigma_E > [\sigma]$, то слід збільшити діаметр і розрахунок повторити.

Коефіцієнт корисної дії механізму з КГП при провідному обертальному русі визначають так:

$$\eta = \frac{F_a P i}{2\pi(T_k + T_{on})},$$

де i – число заходів різи, найчастіше $i = 1$.

6.6. Пасові передачі

Це передача механічної енергії за допомогою гнучкого елемента (паса) за рахунок сил тертя або сил зачеплення (зубчасті паси). Пасові передачі застосовуються для приводу агрегатів малої і середньої потужності (до 50 кВт).

Передача складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківів (рис. 6.84).

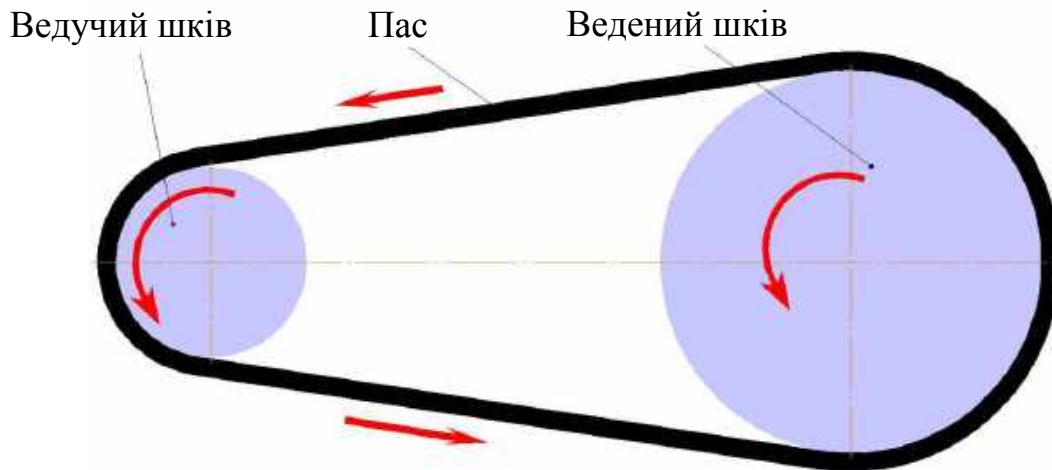


Рис. 6.84

Сили натягнення ведучої і веденої гілок паса при передачі корисного навантаження різні, тому ремінь на ведучому шківі коротшає, а на відомому – подовжується. Таким чином, передача працює з неминучим пружним ковзанням паса по шківів. Ковзання відбувається не по всій дузі охоплення α , а на її частині β , яка зветься дугою ковзання (рис. 6.85). Сила тертя між пасом і шківів передається у основному на дугах ковзання.

Таким чином, з огляду на це пружне ковзання паса, можна записати: $V_1 > V_2$ або $V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$, де ε – коефіцієнти ковзання, V_1 і V_2 – окружні швидкості на шківів:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

Звичайна швидкість ремня 5...30 м/с (у надшвидкісних передачах – до 100 м/с).

Передавальне відношення передачі:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

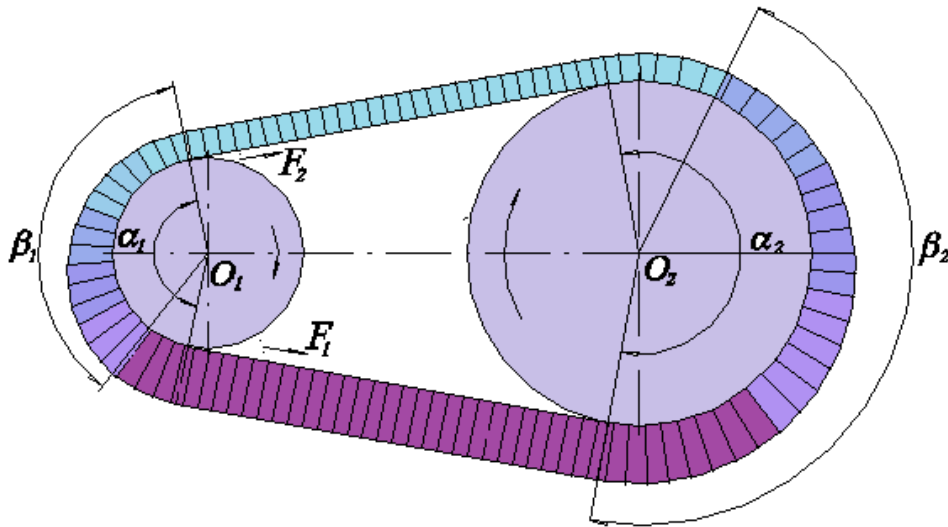


Рис. 6.85

При нормальних робочих навантаженнях $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,03$. Передавальне число

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

Максимальне передавальне відношення – до 6 для передач без натяжного ролика; для передач з натяжним роликом – до 10.

Ведучий і ведений шків можуть розташовуватися на відстані до 15 метрів.

6.6.1. Переваги і недоліки

Пасові передачі широко поширені у техніці завдяки таким перевагам:

1. Плавність роботи.
2. Безшумність.
3. Компенсація перевантажень за рахунок ковзання.
4. Компенсація неточності установки шківів.
5. Згладжування пульсацій як від двигуна, так і від навантаження (можна обійтися без пружної муфти).
6. Не вимагає мастила.
7. Низька вартість.
8. Легкий монтаж.
9. Можливість роботи на високих окружних швидкостях.
10. Немає суттєвих пошкоджень при виході передачі з ладу.
11. Велика кількість компоновальних схем.

З недоліків згадаємо такі:

1. Великі розміри.
2. Мала несуча здатність.
3. Ковзання (не відноситься до зубчастих пасів).
4. Відносно малий термін служби.

6.6.2. Класифікація

1. За формою паса: плоскі (рис. 6.86, *а*), клинові (рис. 6.86, *б*), поліклинові (рис. 6.87, *а*), круглі (рис. 6.87, *б*) і зубчасті паси (рис. 6.87, *в*).

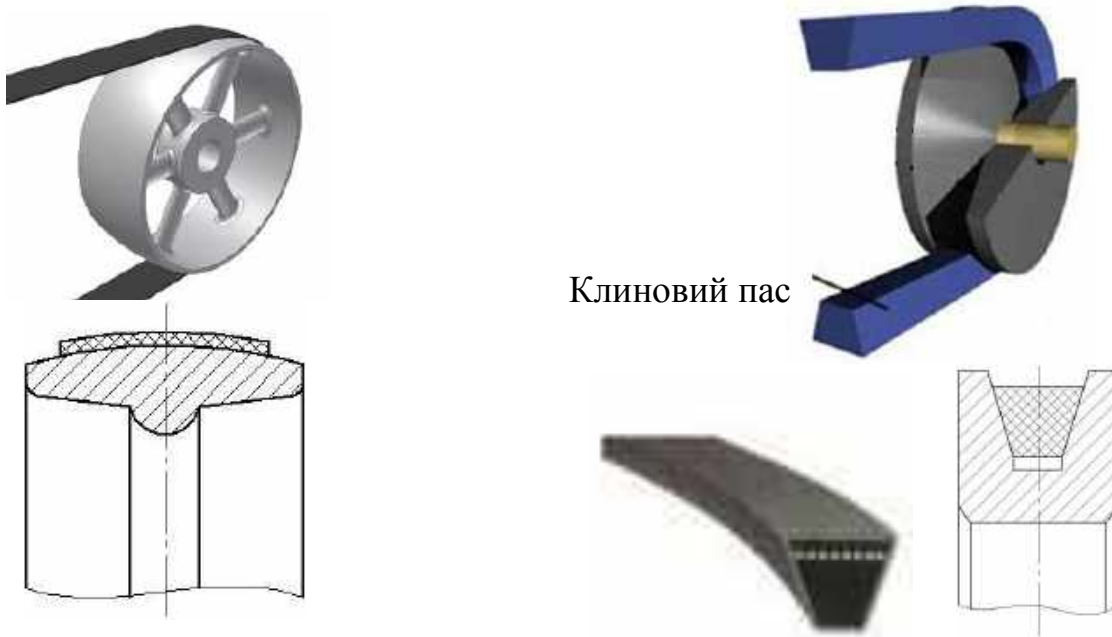


Рис. 6.86

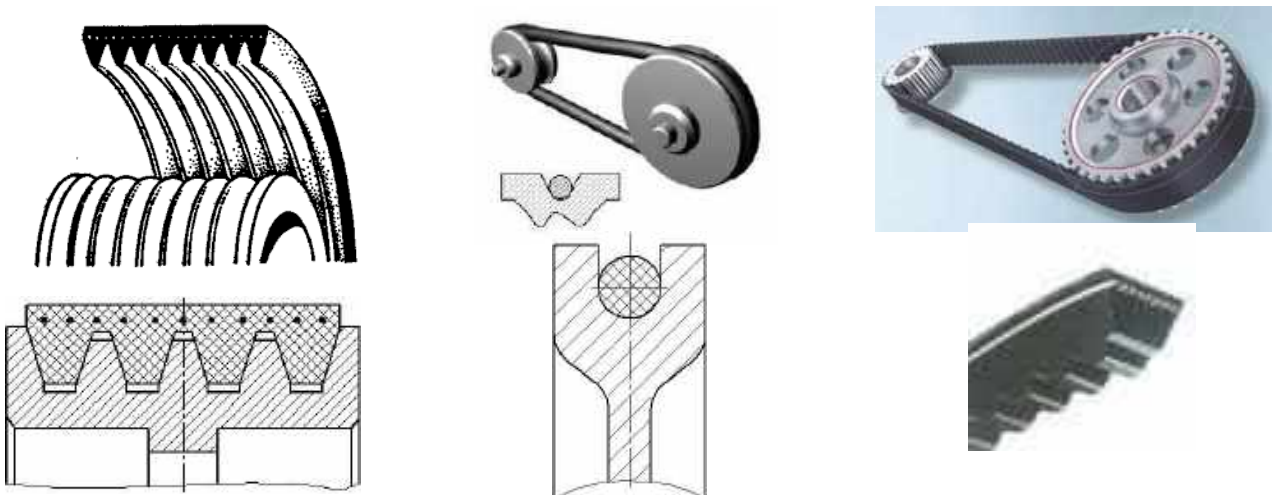


Рис. 6.87

2. За взаємним розташуванням осей валів: з паралельними (рис. 6.88, *а*), що перетинаються (рис. 6.88, *б*) і перехресними (рис. 6.88, *в*) осями.



Рис. 6.88

3. У напрямку обертання шківів: з однаковим напрямком (відкриті та напіввідкриті, рис. 6.89, *а*), з протилежними напрямками (перехресні, рис. 6.89, *б*):



Рис. 6.89

4. За способом створення натягу пасу: прості (за рахунок укорочення пасу), з натяжним роликком і з натяжним пристроєм.

Натяжні пристрої можуть бути:

- пристроями періодичної дії (рис. 6.90, *а*), де пас натягується гвинтами та періодично підтягується у міру витягання. Потрібне систематичне спостереження за передачею, інакше можливе буксування і швидкий знос пасу;
- пристроями постійної дії (рис. 6.90, *б*), де натяг створюється вантажем, вагою двигуна або пружиною. Натяг пасу автоматично підтримується постійним;
- автоматичними (рис. 6.90, *в*), у яких натяг регулюється залежно від навантаження з використанням сил і моментів, що діють у передачі.

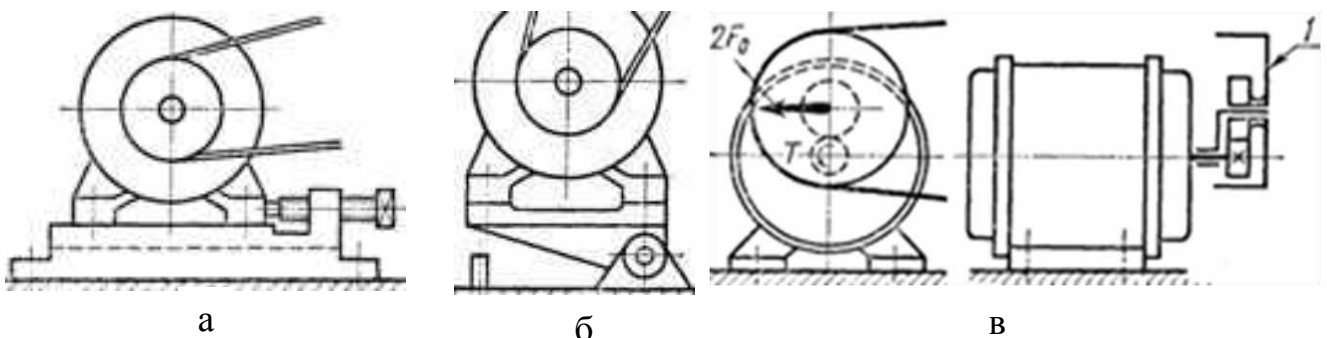


Рис. 6.90

6.6.3. Конструкція і матеріали пасів

Паси повинні мати високу міцність при змінних напруженнях, зносостійкість, максимальний коефіцієнт тертя на робочих поверхнях, мінімальну згинальну жорсткість. Тому паси мають високоміцний несучий шар, розташований поблизу нейтральної лінії перетину. Підвищений коефіцієнт тертя забезпечується просоченням пасу або застосуванням обкладинок.

Плоскі паси (див. рис. 6.86, *a*) відрізняються великою гнучкістю через малу відносну товщину паса до його ширини. Найбільш перспективні синтетичні паси завдяки їх високій міцності та довговічності. Несучий шар виконують з капронових тканин, поліефірних ниток. Матеріал фрикційного шару – поліамід або каучук.

Синтетичні паси виготовляють нескінченними і використовують, як правило, при швидкості більше 30 м/с. При менших швидкостях використовують кінцеві прогумовані або нескінченні кордшнурові та кордтканинні паси.

Клинові паси (див. рис. 6.86, *б*) мають трапецієвидний перетин з бічними робочими сторонами, дотичними з канавками на шківках. Завдяки клиновій дії паси цього типу мають підвищене зчеплення зі шківками.

Клинові паси при тому ж натязі забезпечують приблизно втричі більшу силу тертя порівняно з плоскими пасами.

Через велику висоту перетину у клинових ременях виникають значні напруження при згині паса на шківках.

Клинові паси випускаються трьох типів: нормального перетину, вузькі (домінуючі) і широкі. Вузькі паси допускають більший натяг і більш високі швидкості, передають у 1,5-2 рази більшу потужність порівняно з пасами нормального перетину.

Паси випускають різними по площі поперечного перерізу і застосовують по кілька (від 2 до 8) штук у одному комплекті (рис. 6.91). Це дозволяє зменшити діаметральні розміри передачі.

Поліклинові паси – нескінченні плоскі паси з поздовжніми клиновими ребрами на внутрішній поверхні (див. рис. 6.87, *a*). Ці паси поєднують гнучкість плоских пасів і підвищене зчеплення зі шківками, характерне для клинових пасів, а отже, підвищену тягову здатність.

Поликлиновий пас (рис. 6.92) має загальний несучий шар, розташований вище робочих поверхонь, і займає повну ширину паса. Порівняно з передачею з декількома клиновими пасами передача з поліклиновим пасом більш компактна і забезпечує рівномірну роботу всіх робочих поверхонь (виступів) паса.



Рис. 6.91

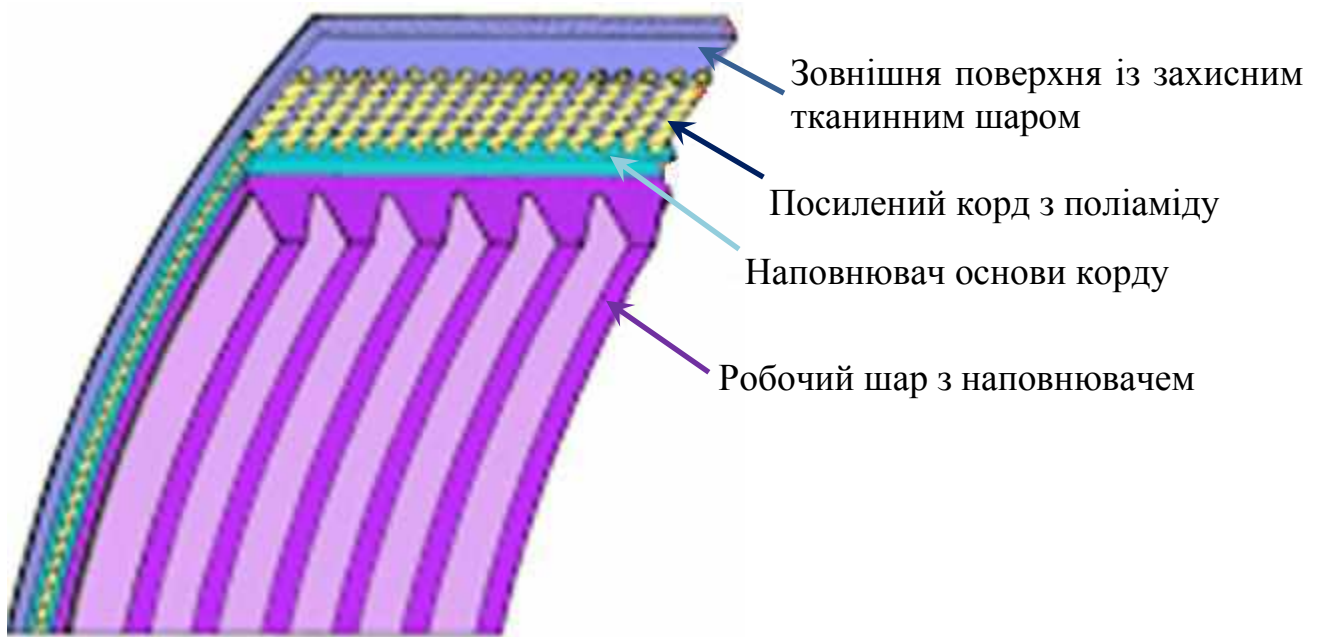


Рис. 6.92

Клинові та поліклинові паси випускаються прогумованими з несучим шаром із синтетичних шнурів. Для шнурів корду застосовують поліамідні та поліефірні волокна, для передач з особливо високим навантаженням – кевлар. Паси з кордом з кевлара мають високу міцність, практично не витягуються (модуль пружності при розтягуванні $E = 2500$ МПа, на відміну від $E = 300...600$ МПа для корду з інших волокон). Випускаються також кордтканинні клинові паси з декількома шарами тканини. Вони мають менший модуль пружності та краще працюють при ударному навантаженні.

6.6.4. Основні геометричні параметри і проектувальний розрахунок

При проектуванні пасових передач визначають (рис. 6.93):

- діаметри ведучого і веденого шківів d_1 і d_2 ;
- міжосьову відстань a ;
- довжину паса L ;
- кут між вітками паса β ;
- кут обхвату α ;
- ширину шківа B .

Розрахункові діаметри шківів і довжини пасів визначають за нейтральним шаром поперечного перерізу паса.

Діаметри шківів знаходять за формулами

$$d_1 = (1100...1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}; \quad d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon).$$

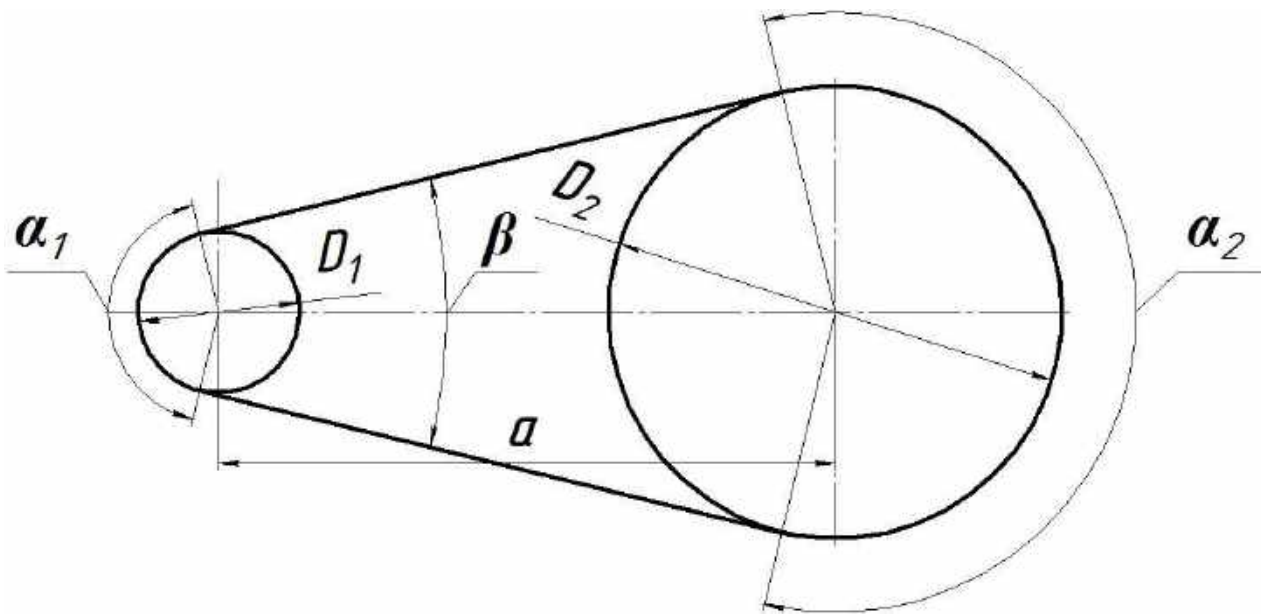


Рис. 6.93

Міжосьова відстань:

$$a = 0,125(2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}),$$

при цьому вона має бути у діапазоні:

$$D_1 + D_2 < a < 2,5(D_1 + D_2) \text{ – для плоскопасової передачі;}$$

$$0,6(D_1 + D_2) < a < 1,5(D_1 + D_2) \text{ – для клинопасової.}$$

Довжина паса (без урахування його деформації на шківках) визначається як сума довжин прямолінійних ділянок і довжин дуг охоплення пасом малого та великого шківів:

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Кут між вітками паса

$$\beta = \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ.$$

Кут обхвату

$$\alpha_1 = (180 - \beta) \geq [\alpha_1],$$

де $[\alpha_1] = 150^\circ$ для плоскопасової передачі, $[\alpha_1] = 120^\circ$ – для клинопасової.

6.6.5. Основні критерії працездатності

Основні критерії розрахунку пасової передачі:

- 1) тягова здатність або зчеплення паса зі шківом,
- 2) довговічність паса.

Якщо порушується перша умова, виникає буксування передачі, якщо не витримано другої умови, потрібна часта заміна пасів.

Для проведення розрахунку передачі необхідно визначити сили і напруження у пасі. На рис. 6.94 показано навантаження гілок паси за відсутності навантаження (рис. 6.94, а) і під навантаженням (рис. 6.94, б).

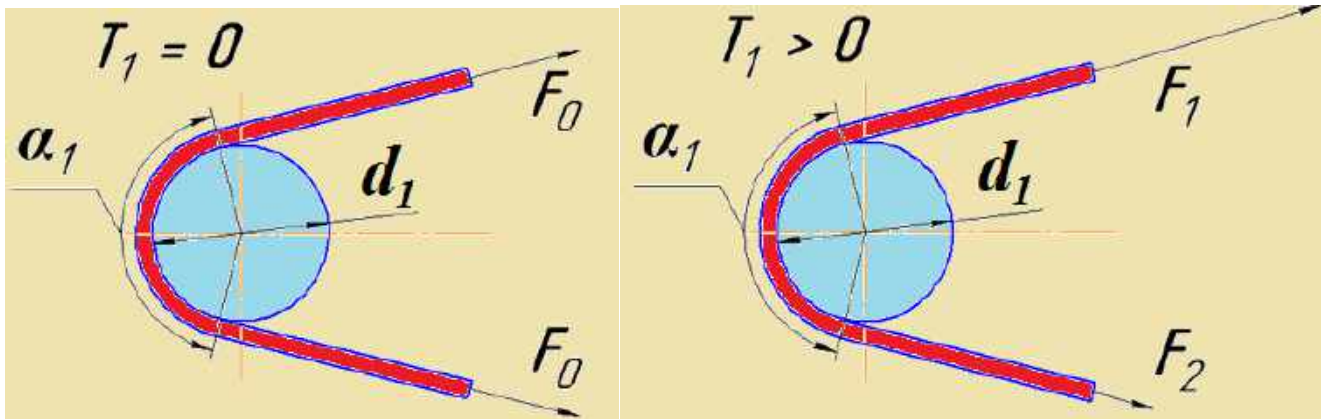


Рис. 6.94

Без навантаження сили у вітках дорівнюють одна одній і дорівнюють подвоєній силі попереднього натягу F_0 . Під навантаженням співвідношення сил змінюється: у провідній вітці сила збільшується до F_1 , у веденій – зменшується до F_2 , різниця цих сил дорівнює коловій силі:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1} = F_t.$$

З умови рівноваги шківів $F_1 + F_2 = 2F_0$. Тоді

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

У цих співвідношеннях три невідомі величини. Для їх визначення можна використовувати зв'язок між силами F_1 і F_2 , що встановлюється рівнянням Ейлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha},$$

де f – коефіцієнт тертя; α – кут обхвату малого шківів, радіан. З урахуванням цієї залежності можна знайти всі невідомі сили:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right); \quad F_1 = F_t \left(\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \right); \quad F_2 = F_t \left(\frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Ремінна передача викликає підвищені навантаження на вали і опори. Результуючу реакцію (рис. 6.95) визначають за формулою

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx (F_1 + F_2) \sin(\alpha/2).$$

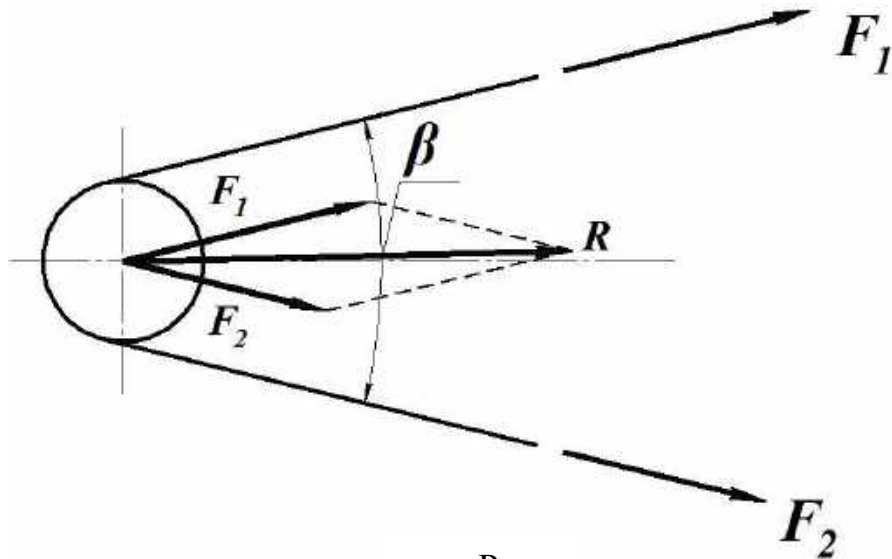


Рис.

Зазвичай $R \approx (2 \dots 3)F_t$; для порівняння у зубчастій передачі $R \approx F_t$.

Якщо ввести коефіцієнт тяги, який характеризує рівень завантаженості передачі крутним моментом і не залежить від її розмірів

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = 0,5 \dots 0,65,$$

то сили можна розрахувати простіше:

$$F_1 = F_0(1 + \varphi);$$

$$F_2 = F_0(1 - \varphi).$$

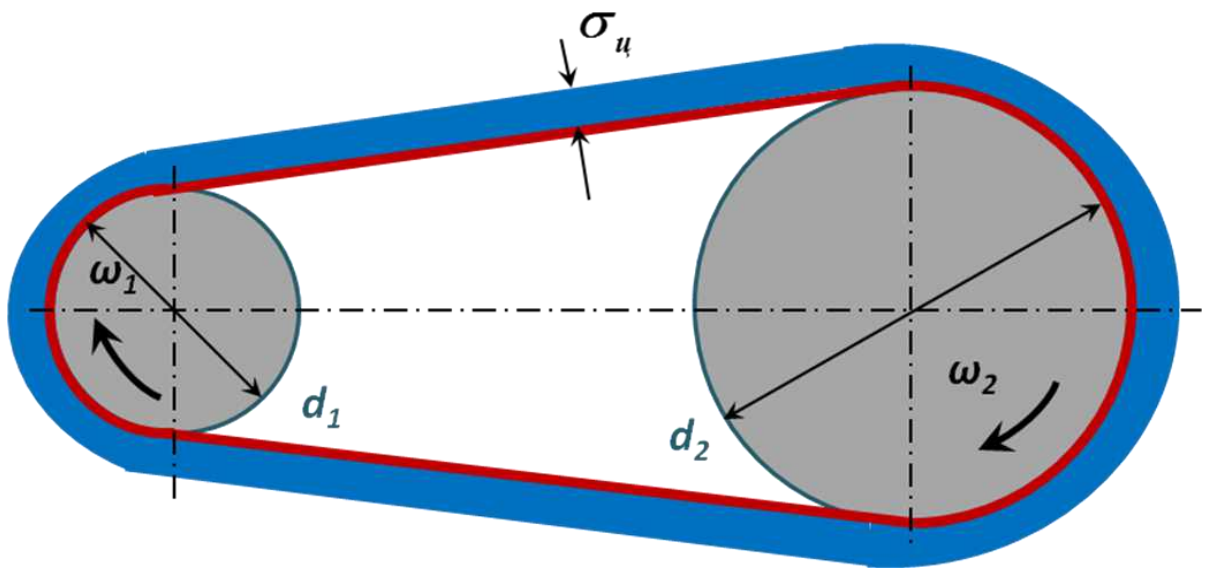
Розрахункове напруження у пасі, що задовольняє умови міцності, має вигляд

$$\sigma_{max} = \sigma_u + \sigma_{pl} + \sigma_{e1} \leq [\sigma],$$

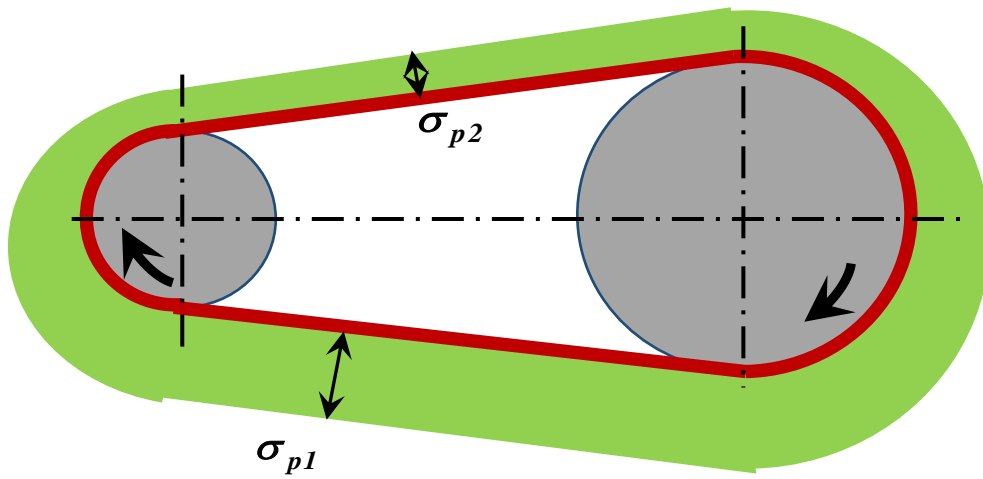
де $\sigma_u = \rho V^2$ – напруження від відцентрової сили, яке однаково розподілено по всій довжині паса (рис. 6.96, а);

$\sigma_{pl} = \frac{F_1}{A}$ – напруження від розтягування, однаково у всій ведучій вітці, яке більше чинного у веденій (рис. 6.96, б);

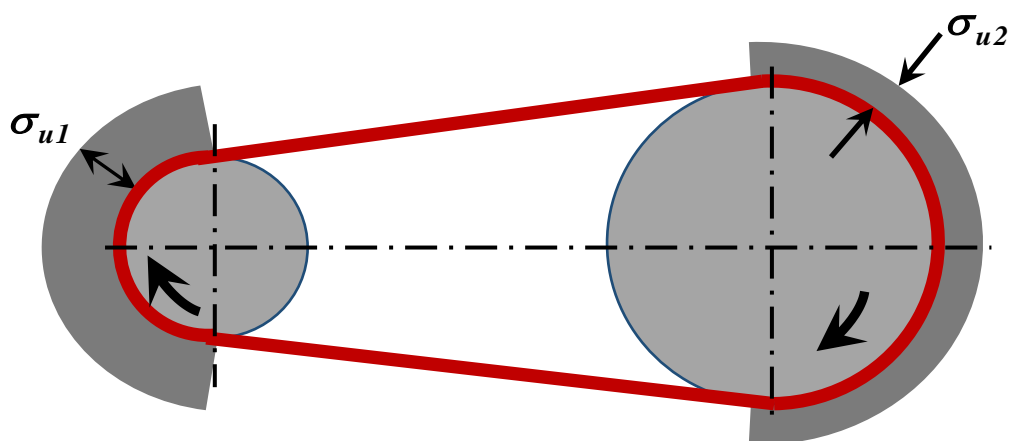
$\sigma_{e1} = \frac{\delta}{d_1} E_u$ – напруження від вигину, більше на ведучому шківі, тому що він меншого діаметра (рис. 6.96, в).



a



б



в
Рис. 6.96

Отже, найбільші напруження діють у місці, де ремінь набігає на ведучий шків (рис. 6.97).

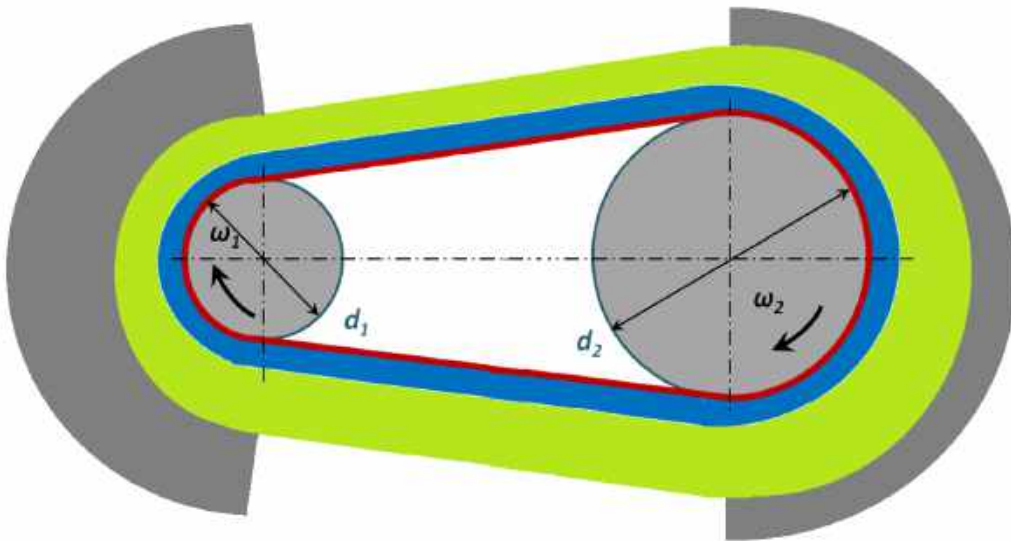


Рис. 6.97

Тепер розглянемо розрахунок за тяговою здатністю. Він оснований на використанні кривих ковзання, які будують у координатах коефіцієнт тяги – відносне ковзання (рис 6.98).

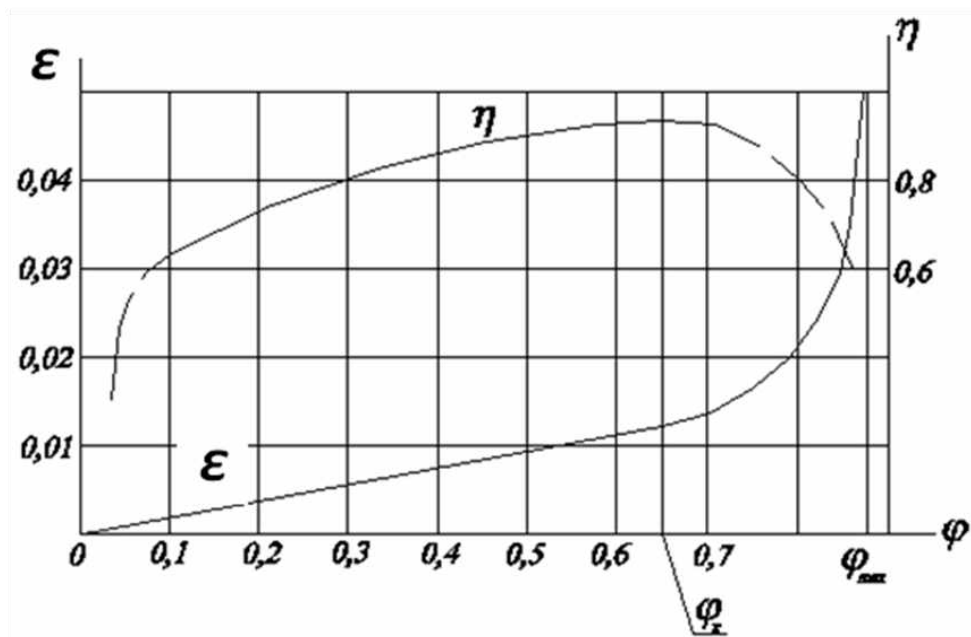


Рис. 6.98

Криві ковзання отримують експериментально: при постійних F_0 і V_1 поступово підвищують корисне навантаження – колову силу на шківях F_t – і вимірюють відносне ковзання. Випробування пасових передач проводять при типових умовах: $V_1 = 10$ м/с, $\alpha_1 = 180^\circ$. До деякого критичного значення коефіцієнта тяги φ_k крива ковзання має прямолінійний характер, тому що ковзання спричиняється пружними деформаціями паса, які пропорційні коефіцієнту тяги.

При подальшому зростанні навантаження, крім пружного ковзання, виникає додаткове прослизання, і сумарне ковзання зростає швидше, ніж навантаження. Потім крива ковзання різко піднімається вгору, і при граничному значенні коефіцієнта тяги φ_{max} настає повне буксування (шків обертається при нерухомому пасі).

Тягова здатність підвищується зі збільшенням кута охоплення α_1 , коефіцієнта тертя f ременя на шківі та сили початкового натягу F_0 , і зменшується зі зростанням швидкості ременя V_1 через дії відцентрових сил, які відривають пас від шківа. Однак зі зростанням сили F_0 зростає навантаження на вали, а довговічність паса зменшується.

Крім того, криві ковзання у поєднанні із залежністю ККД (див. рис. 6.98) показують, що ККД передачі при малих навантаженнях низький, а оптимальне навантаження пасової передачі лежить у зоні критичного коефіцієнта тяги, де найбільший ККД. При менших навантаженнях передача використовується не повністю. Перехід за критичне значення коефіцієнта тяги допустимо тільки при короткочасних перевантаженнях, оскільки потім він починає падати у зв'язку з різким зростанням втрат на буксування. Робота у цій області пов'язана з підвищеним зносом паса, втратами енергії у передачі та зниженням швидкості на веденому шківі.

При роботі передачі виникають і інші втрати: на пружний гістерезис; на ковзання ременя по шківах у окружному напрямку; на подолання аеродинамічних опорів; на тертя у підшипниках. У клинопасовій передачі через значну висоту профілю додаються втрати на радіальне ковзання і на поперечний стискання паса у канавці. Найбільша частка втрат припадає на гістерезис при вигині, особливо для клинопасових передач.

ККД плоскопасової передачі $\eta = 0,96 \dots 0,98$; клинкової $\eta = 0,95 \dots 0,96$; передачі з натяжним роликком $\eta = 0,94 \dots 0,95$.

Розрахунок на довговічність виконують як перевірний. **Довговічність паса** визначається у основному його опором втом, який залежить від значень напружень і частоти циклів напружень, тобто від числа вигинів паса у одиницю часу.

Для зменшення напружень вигину рекомендується вибирати якомога більший діаметр малого шківа, що сприятливо впливає на довговічність і на тягову здатність передачі.

Довговічність ременів можна забезпечити, обмеживши число пробігів паса у секунду за умовою:

$$U = \frac{V}{L} \leq [U],$$

де U – дійсне число пробігів паса за 1 с; $[U]$ – допустиме число пробігів за 1 с.

Для плоскопасових передач $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$; для клинових – $[U] = 15 \text{ с}^{-1}$; для поліклинових $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$.

6.6.6. Конструкції шківів плоскопасових передач

Шківні зазвичай виготовляють чавунними литими, сталевими звареними або збірними, литими з легких сплавів і пластмас.

Діаметри шківів визначають з розрахунку пасової передачі та округлюють до найближчого стандартного значення (ГОСТ 17383-73 *).

Чавунні шківні застосовують при швидкостях до 45 м/с. Шківні до 350 мм мають суцільні диски, шківні великих діаметрів – маточини еліптичного змінного перерізу. Сталеві зварні шківні застосовують при швидкостях 60...80 м/с. Шківні з легких сплавів перспективні для швидкохідних передач до 100 м/с.

Шків складається з обода 1, диска 2 і маточини 3 (рис. 6.99). Основні розміри шківів регламентовані стандартом і виробляються у трьох варіантах з гладкою робочою поверхнею обода. Ширину обода шківні вибирають у залежності від ширини паса.

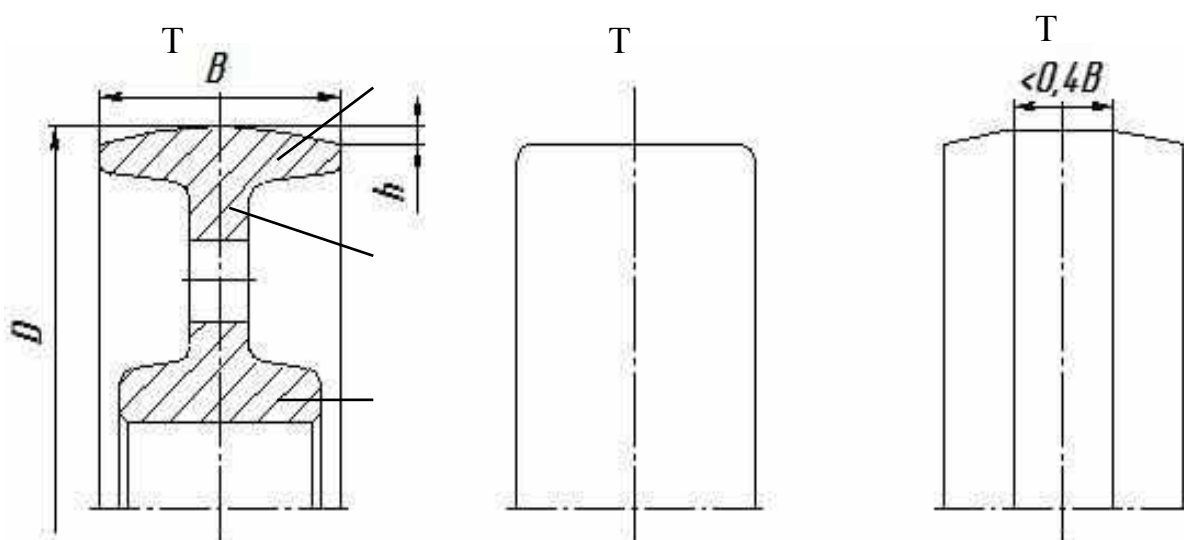


Рис.

Для попередження спадання плоского ремня зі шківів один з них (частіше більший) виконують з опуклим ободом у формі дуги (типи 1 і 2), або циліндричними з двосторонньої конусністю (тип 3). Стрілу опуклості обода шківні h приймають залежно від діаметра шківні D і ширини паса.

Ведучий шківні зазвичай другого типу, ведений – першого і другого. При значній колівій швидкості ($V > 20$ м/с) обидва шківні роблять першого типу.

7. ВАЛИ І ОСІ

Вали – це деталі, призначені для передачі крутного моменту вздовж своєї осі та для підтримки обертових деталей машин (рис 7.1, *а*).



Рис. 7.1

Осі – це деталі, які не передають корисний крутний момент і призначені тільки для підтримки обертових деталей (рис 7.1, *б*). Крім того, вали і осі також сприймають дію поперечних сил і згинальних моментів.

Вали бувають прямі (рис. 7.2, *а*), колінчаті (рис. 7.2, *б*), порожнисті (рис. 7.2, *в*) і суцільні. Порожній вал виходить легше суцільного на 50 % при рівній міцності та жорсткості.

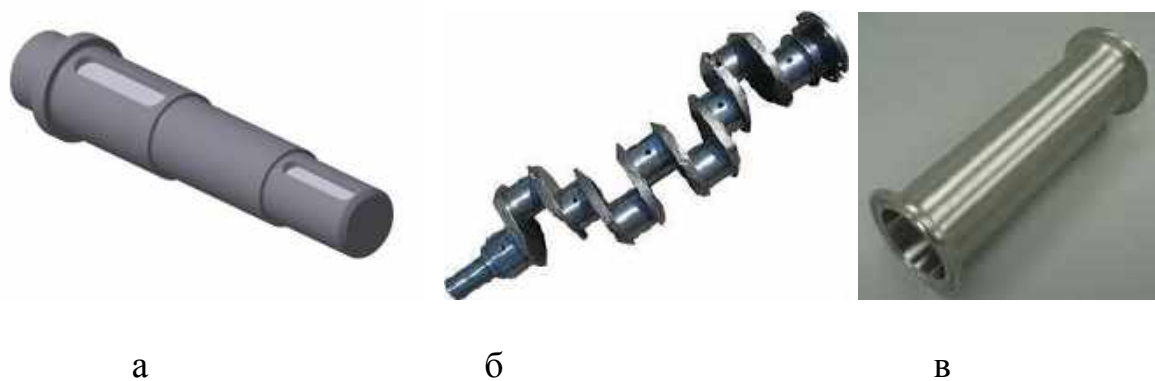


Рис. 7.2

Осі поділяють на обертові та нерухомі.

За видом навантаження вали поділяються на:

- працюючі під дією вигину і крутіння;
- працюючі під дією тільки крутіння (вал-ресора).

Вали розраховують на міцність, жорсткість і коливання (на критичну швидкість).

7.1. Розрахунок валів і осей на міцність

Розрахунок валів на міцність проводять у два етапи: перший – проектувальний, другий – перевірний. У проектувальному розрахунку призначають матеріал валів і наближено знаходять їх діаметри. Після розрахунку діаметра вала розробляють його конструкцію. У перевірочному розрахунку визначають коефіцієнти запасу втомної і статичної міцності, а також, якщо необхідно, перевіряють вал на жорсткість і коливання.

Проектувальний розрахунок валів. При проектувальному розрахунку зазвичай відомі: крутний момент, потужність і частота обертання. На цьому етапі вал ще не сформований і неможливо розрахувати діючі згинальні моменти, тому попередньо визначають діаметр вала з розрахунку тільки на крутіння при знижених допустимих напруженнях:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 T}{0,2(1 - \alpha^4) [\tau_{кр}]}} \quad (7.1)$$

Тут T – крутний момент, Нм; d – діаметр вала, мм; $[\tau_{кр}]$ – умовні допустимі напруження при крученні, МПа; $[\tau_{кр}]$ беруть 20..50 МПа – для валів редукторів загального машинобудування і 60..90 МПа – для валів авіаційних редукторів.

Після попереднього визначення діаметра вала розробляють його конструкцію (рис. 7.3), передбачаючи посадочні місця для підшипників, коліс, ущільнень, муфт.

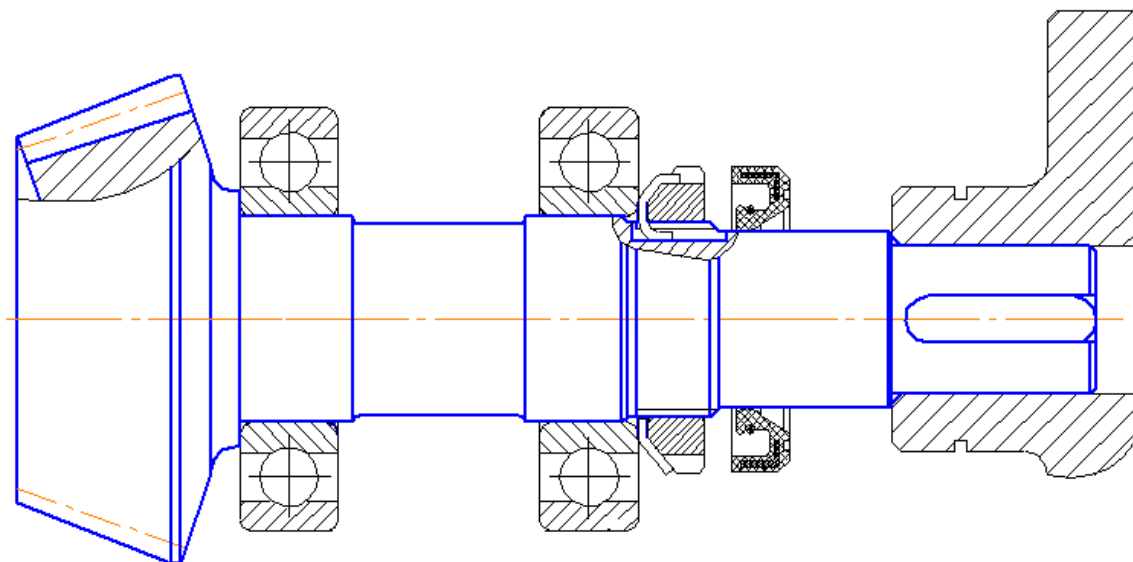


Рис. 7.3

Перевірочний розрахунок валів. Як приклад розглянемо вхідний вал конічного редуктора (рис. 7.4). Вал розглядають як балку на двох опорах: одна – шарнірно–нерухома, друга – шарнірно–рухома (наприклад, роликовий підшипник). У такому випадку система є статично визначеною і невідомі опорні реакції

можна знайти з умов рівноваги методами теоретичної механіки (докладніше про розрахунок реакцій см. підрозд. 8.2.8).

Діючі сили переносять статичним нулем на вісь обертання вала окремо для «вертикальної» і «горизонтальної» площин.

За ескізним кресленням визначають відстані між опорами і точками розташування зовнішніх сил (а, б, с). У результаті виходить розрахункова схема, яку наведено на рис. 7.4.

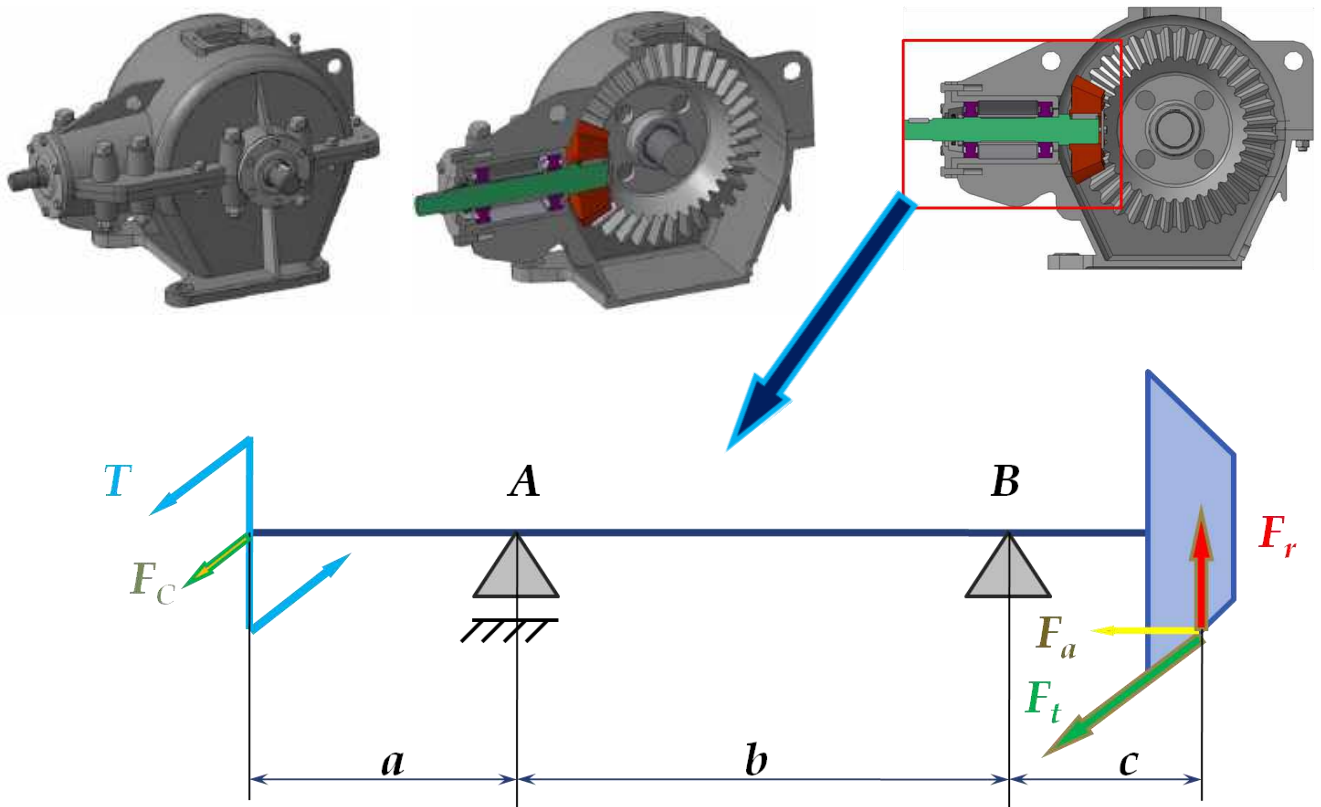


Рис. 7.4

Будують епюри згинальних і обертальних моментів окремо для вертикальної і горизонтальної площин (рис. 7.5) (тут не показано стиснення, викликане осью силою). За епюрами визначають небезпечні розрізи і розраховують у них сумарний згинальний момент:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_e^2 + M_z^2}.$$

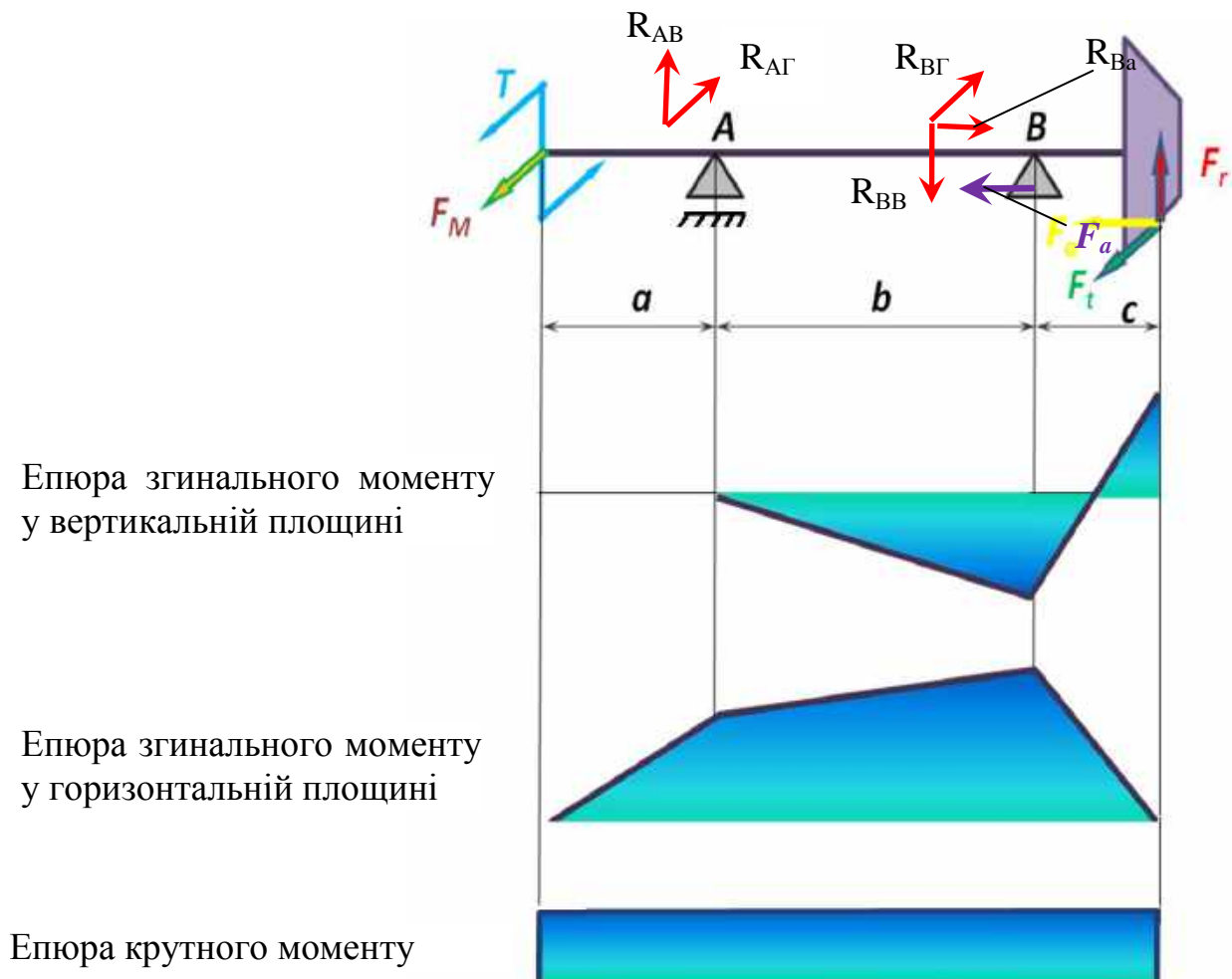
Перевіряють статичну і втомну міцність у небезпечному перерізі вала. Першу перевірку проводять з метою попередження залишкових пластичних деформацій у тому випадку, якщо вал працює з великими короткочасними перевантаженнями.

Величину перевантаження визначають коефіцієнтом перевантаження $K = 1,5 \dots 3$, який залежить від характеристики двигуна і / або умов експлуатації вузла.

Умова статичної міцності має вигляд

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_E} \geq [S] = 1,5 \dots 2,5,$$

де еквівалентне діюче напруження $\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ визначають тому, що у перетинах вала діють одночасно нормальні напруження від вигину і розтягування (стиснення), а також дотичні напруження від крутіння.



Епюра згинального моменту у вертикальній площині

Епюра згинального моменту у горизонтальній площині

Епюра крутного моменту

Рис. 7.5

Напруження згину і крутіння визначають за формулами:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma} K}{W_{HO}} + \frac{F_a}{A}; \tau = \frac{TK}{W_{\rho}},$$

де моменти опору при згині та крученні відповідно:

$$W_o = 0,1d^3(1 - \alpha^4); W_{\rho} = 0,2d^3(1 - \alpha^4).$$

Розрахунок на витривалість (основний розрахунок) проводять у формі перевірки коефіцієнта запасу за втомною міцністю. При спільній дії вигину і кручення коефіцієнт запасу втомної міцності визначають за формулою

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.3)$$

де S_σ – коефіцієнт запасу за нормальним напруженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (7.4)$$

S_τ – коефіцієнт запасу за дотичним напруженням:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}; \quad (7.5)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – межі витривалості матеріалу при вигині та крученні;

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ і $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ – коефіцієнти, що характеризують чутливість

матеріалу до асиметрії циклу напружень; σ_a і τ_a – амплітудні напруження

$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ (τ_a – визначається аналогічно); σ_m і τ_m – середні значення

напруження $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ (τ_m – визначається аналогічно).

Напруження вигину і кручення змінюються пропорційно зміні навантажень. У більшості випадків важко встановити дійсний цикл навантаження машини в умовах експлуатації, і тоді розрахунок виконують умовно за номінальним навантаженням, а цикл напружень приймають симетричним для напружень вигину (рис. 7.6, а; 7.7) і віднульовим – для напружень кручення (рис. 7.6, б).

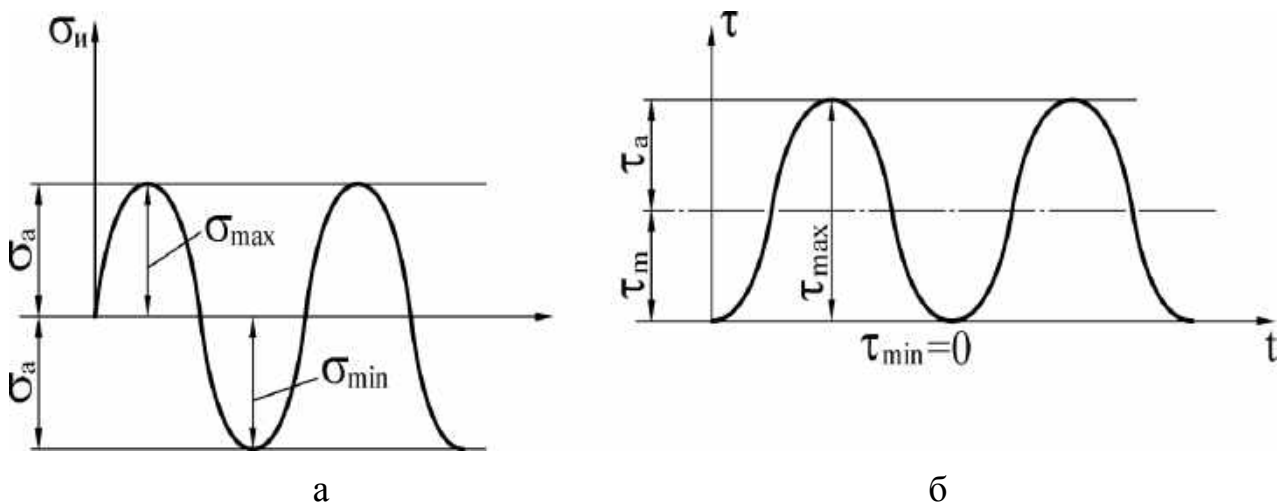


Рис. 7.6

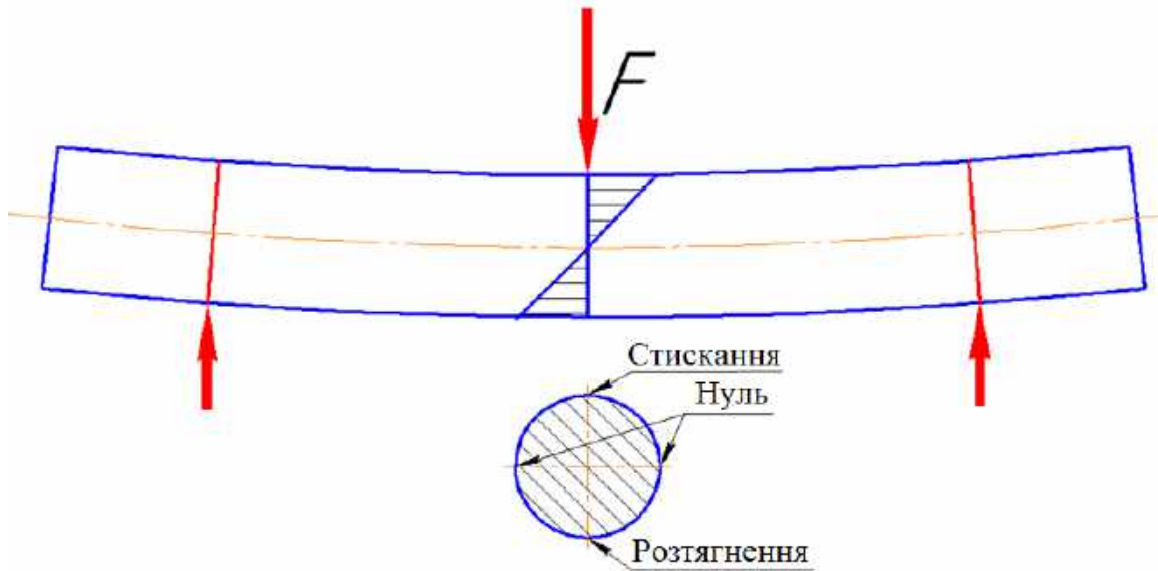


Рис. 7.7

Згідно з прийнятими циклами напружень записують вирази для визначення змінних і постійних складових циклів напружень:

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{уз2}}{W_{НО}}; \tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{W_\rho}.$$

Якщо є осьова сила, то $\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2}$.

$K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх факторів на опір втомі при вигині та крученні:

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma + K_F - 1}{\varepsilon}}{K_v}; K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau + K_F - 1}{\varepsilon}}{K_v},$$

де ε – коефіцієнт абсолютних розмірів поперечного перерізу; K_F – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні; K_v – коефіцієнт впливу міцності, що вводиться для валів з поверхневим зміцненням; K_σ і K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень для різних типів концентраторів: галтелі (рис 7.8, а), проточки (рис. 7.8, б), отвору (рис 7.8, в), шпонкового пазу (рис 7.8, з), шліців (рис 7.8, д). Довідкові дані щодо названих коефіцієнтів наведено у довідковій літературі.

Розрахунок осей на міцність. Осі, так само як і вали, розраховують на міцність у два етапи: проектувальний і перевірний. При проектувальному розрахунку визначають діаметр осі та розробляють її конструкцію.

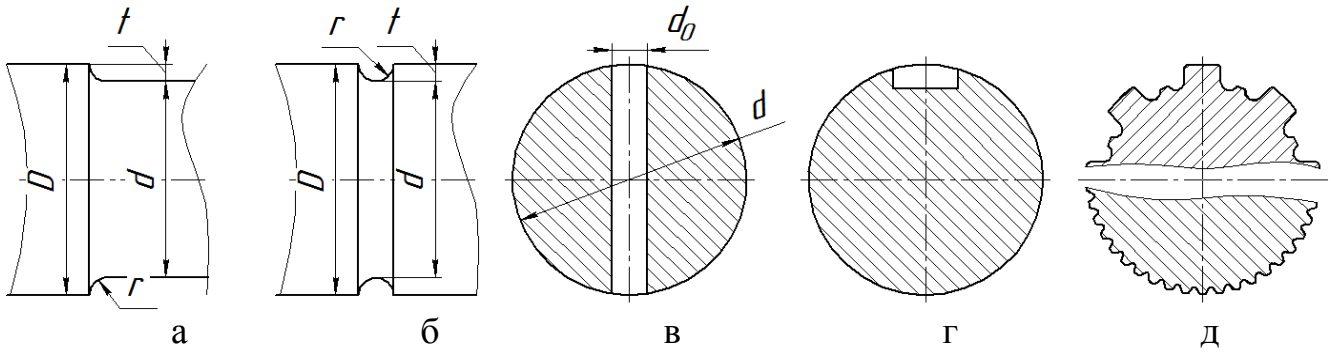


Рис. 7.8

Якщо вісь не обертається, то діють постійні напруження згину. Тоді вісь розраховують на вигин. Умова міцності

$$\sigma_{виз} = \frac{M_{виз}}{W_{но}} \leq [\sigma_{виз}],$$

де момент опору вигину $W_{но} = 0,1d^3(1 - \alpha^4)$. Тоді

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{виз}}{0,1[\sigma]_{виз}(1 - \alpha^4)}}.$$

Якщо вісь обертається, то у ній виникають напруження вигину, яке змінюється згідно з симетричним циклом (рис. 7.8).

Після визначення діаметра осі розробляють її конструкцію аналогічно валу (див. рис. 7.3).

Перевірочний розрахунок осей проводять у формі перевірки коефіцієнта запасу втомної міцності при дії нормальних напружень, користуючись формулою (7.4) для валів.

7.2. Розрахунок валів і осей на жорсткість

Жорсткість валів і осей характеризується величиною пружного вигину y ,

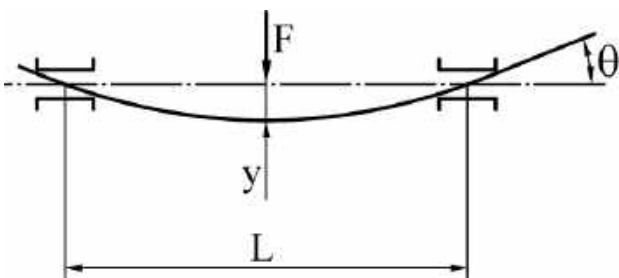


Рис. 7.9

кутовими переміщеннями θ (рис. 7.9) і кутом закручування φ (рис. 7.10, що виникають від дії на вали і осі сил і моментів.

Через пружні вигин і закрутку валів виникає концентрація навантаження по довжині контакту зубців у зубчастих передачах і підшипниках. Концентрація навантаження у зачепленнях

враховується коефіцієнтом K_{β} , і вона обмежує робочу довжину зуба.

Внаслідок великих кутів повороту θ може виникнути заклинювання підшипників; y і θ характеризують жорсткість при вигині, закрутка валів φ – крутильну жорсткість.

Величини y , θ і φ визначають методами, викладеними у курсі опору матеріалів.

Умови достатньої жорсткості валів і осей мають вигляд

$$y \leq [y]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi].$$

Для валів циліндричних зубчастих передач $[y] \leq 0,01m$, для валів конічних передач $[y] \leq 0,005m$, де m – модуль зачеплення.

Максимальний прогин вала $y_{\max} \leq 0,0003l$. Мала величина $[y]$ часто призводить до того, що діаметр вала визначають не за умовою міцності, а за умовою жорсткості.

Для кулькових підшипників $[\theta]$:

- для звичайних радіальних – до $8'$;
- для дворядних сферичних $1,5 \dots 4^\circ$;

Для роликотпідшипників $[\theta]$:

- для однорядних радіальних і конічних – від 2 до $6'$ (більша величина для модифікованих (бомбінованих) роликів);
- для дворядних сферичних – до $2,5^\circ$.

Прогин вала у найпростішому випадку (див. рис. 7.9) визначають за формулою

$$y = \frac{FL^3}{48EJ},$$

де J – момент інерції вала; E – модуль пружності його матеріалу.

У більш складних випадках величину вигина знаходять за допомогою інтеграла Мора або методом Верещагіна.

Кут закрутки циліндричної ділянки вала довжиною l при дії крутного моменту (рис 7.10):

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_\rho},$$

де G – модуль зсуву другого роду; J_ρ – полярний момент інерції.

Кути закрутки окремих ступенів східчастих валів підсумовуються.

Згинальна і крутильна жорсткості валів значною мірою визначають їх віб-ростійкість. Їх величини враховують при розрахунках на коливання.

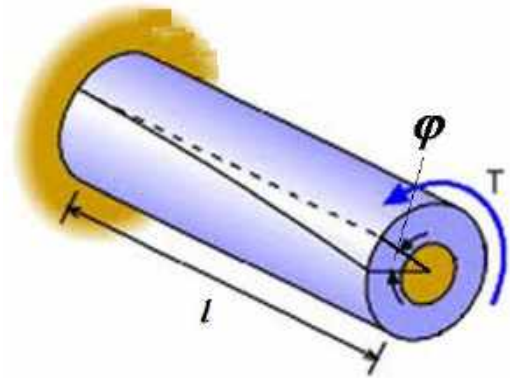


Рис. 7.10

7.3. Розрахунок валів і осей на коливання

У валах і осях спостерігають такі коливання: 1) поперечні; 2) крутильні; 3) згинно-крутильні; 4) поздовжні.

Розглянемо розрахунок на згинні (поперечні) коливання.

Нехай є вал з насадженим на нього диском (рис 7.11). Щоб запобігти впливу ваги вала, розташуємо його вертикально.

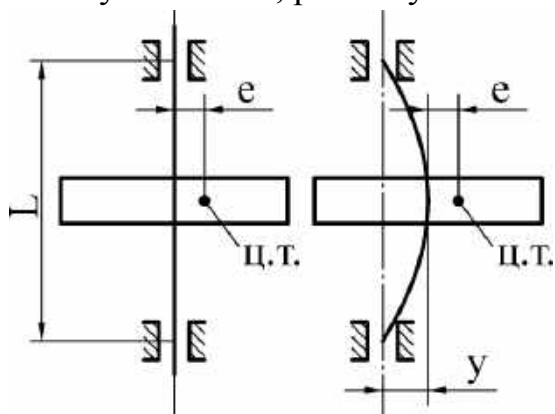


Рис. 7.11

Нехай центр ваги диска зміщений на величину e . Після початку обертання вала з'являються сили інерції, що викликають прогин вала y (рис. 7.11).

Сила інерції дорівнює $F = m\omega^2 r$, де r – відстань від центру тяжіння до вісі обертання. Прогину перешкоджають пружні сили Cy , де C – жорсткість при вигині.

З умови рівноваги $m\omega^2 r = Cy$, або $m\omega^2(e + y) = Cy$. Після перетворень маємо

$$m\omega^2 e + m\omega^2 y = Cy \rightarrow y = \frac{m\omega^2 e}{C - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1}. \quad (7.6)$$

Якщо у рівнянні (7.6) $m\omega^2 \rightarrow C$, то $y \rightarrow \infty$. Кутову швидкість, при якій амплітуда прагне до нескінченності, називають критичною.

Запишемо $m\omega_{кр}^2 = C$. Знайдемо критичну частоту обертання $n_{кр}$:

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30}; \quad n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}.$$

Замінімо C на $m\omega_{кр}^2$ і перепишемо вираз (7.6) у вигляді

$$y = \frac{e}{\frac{m\omega_{кр}^2}{m\omega^2} - 1} = \frac{e}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega^2} - 1}. \quad (7.7)$$

Розглянемо залежність прогину від кутової швидкості ω (рис. 7.12). Зі збільшенням кутової швидкості y спочатку зростає. При досягненні $\omega_{кр}$ прогин збільшується до нескінченності – виникає резонанс. Резонанс – це явище, коли частота власних коливань системи збігається з частотою вимушених коливань або дорівнює їй. У цьому випадку це частота сили інерції вимушених коливань.

У дорезонансній зоні фаза вимушених коливань збігається з фазою збуджувальної сили. У цьому випадку зсув фаз між ними дорівнює нулю, тобто ви-

мушені коливання і збуджувальна сила досягають одночасно максимальних і мінімальних значень.

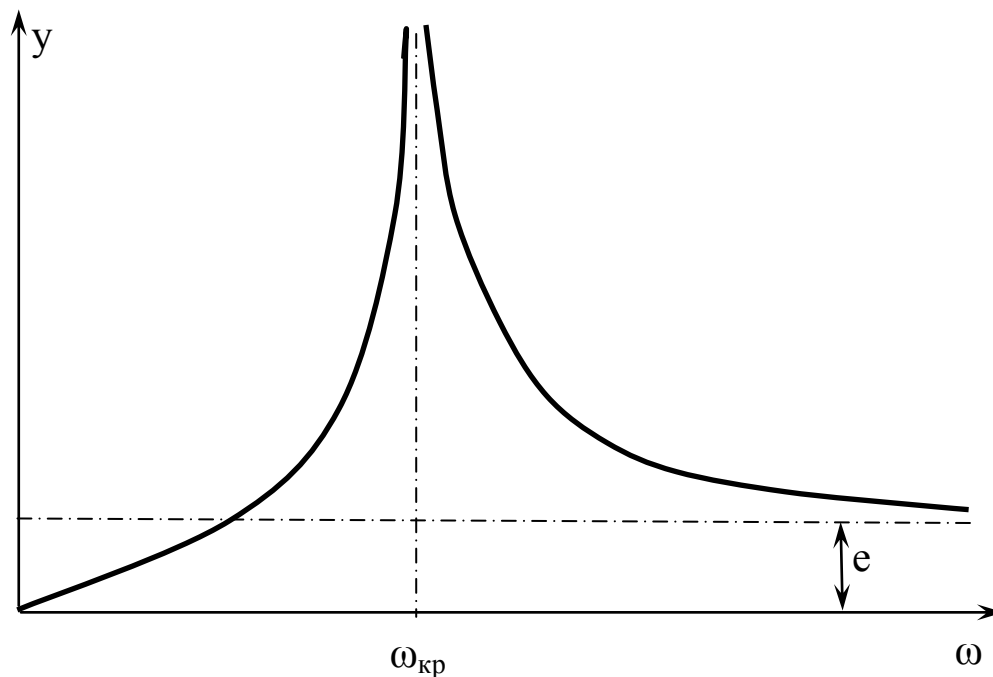


Рис. 7.12

При подальшому зростанні кутової швидкості (в зарезонансній зоні) зміщення фаз між вимушеними коливаннями і збуджувальною силою прагне до π . У цьому випадку вимушені коливання знаходяться у протифазі по відношенню до збуджувальної сили, тобто при зростанні частоти обертання вимушені коливання зменшуються. Тоді центр мас знаходиться зліва від пружної лінії (рис. 7.11), і рівняння (7.6) буде подано у вигляді

$$y = \frac{e}{1 - \frac{c}{m\omega^2}}.$$

Коли ω наближується до нескінченності, $y \rightarrow e$, тобто центр ваги диска наближується до осі обертання. Відбувається самоцентрування вала у закритичній області.

Вали повинні працювати або у докритичній ($\omega \leq 0,8\omega_{кр}$), або у закритичній зоні ($\omega \geq 1,2\omega_{кр}$). Вали, що працюють у докритичній зоні, іноді умовно називають жорсткими, у закритичній – гнучкими.

Застосування гнучких валів, що працюють у закритичному діапазоні кутових швидкостей, не тільки зменшує вагу ротора, але часто є єдиним можливим рішенням для швидкохідних валів.

Для «розведення» критичної і робочої частот обертання змінюють жорсткість системи ротора за рахунок зміни відстані між опорами, діаметра вала (якщо

це можливо за характеристиками міцності), застосування демпфірувальних опор. Останнє рішення також дозволяє забезпечити гнучкому валу безболісний перехід через резонанс на етапі розгону вала.

7.4. Заходи, що підвищують втомну міцність валів і осей

Розрізняють конструкторські та технологічні заходи.

Конструкторські заходи спрямовані на зниження концентрації напружень, фретинг-корозії і концентрації тисків.

1. Для підвищення згинальної витривалості валів передбачають плавні переходи від одного діаметра до іншого (рис. 7.13, крайній зліва варіант – найгірший, крайній справа – найкращий з точки зору зниження концентрації напружень).

2. Збільшують товщину валів у місцях посадок деталей і у інших небезпечних місцях (рис. 7.14).

3. Для валів авіаційних виробів використовують дрібну різь з кроком 1,5 мм, довжина якої 8...12 мм (рис. 7.15).

4. Замість шпонок і прямобічних шліців застосовують евольвентні шліці.

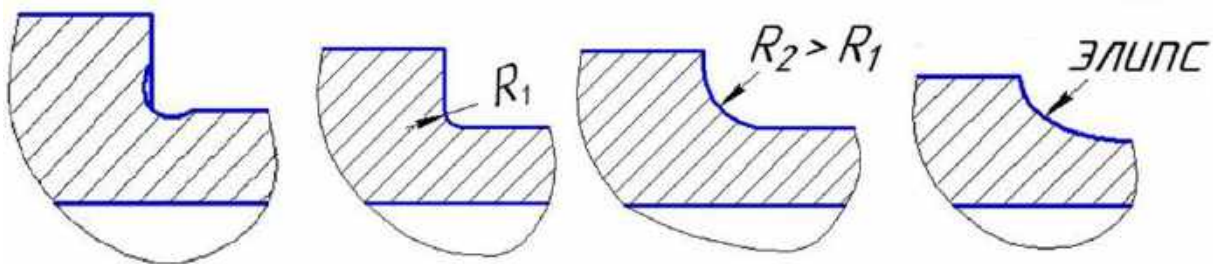


Рис. 7.13

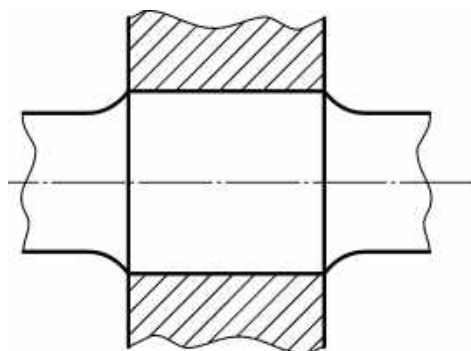


Рис. 7.14

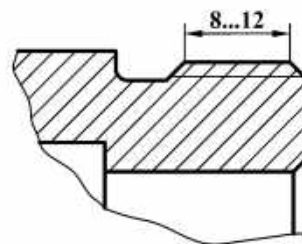


Рис. 7.15

Технологічні заходи спрямовані на зниження концентрації напружень та рівня робочих напружень розтягування. Це такі заходи:

1. Зміцнення посадочних поверхонь за рахунок обкатування роликками або кульками, обдування дробом. При цьому межа витривалості може підвищитися у два рази тому, що після накатування роликками на поверхні з'являються залишкові напруження стискування, які, складаючись з робочими напруженнями розтягу-

вання, знижують останні (рис. 7.16). У зв'язку з тим, що межа витривалості при розтягуванні нижче, ніж при стисканні, зменшення напружень розтягування є корисним.

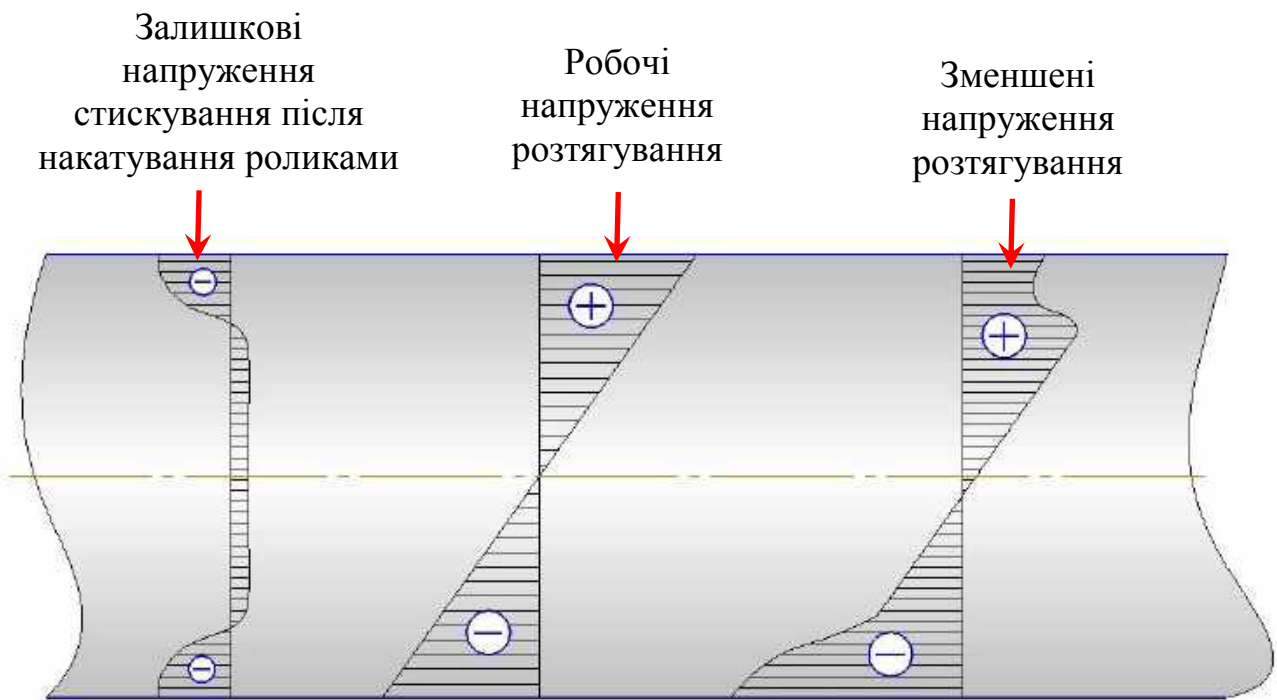


Рис. 7.16

2. Хіміко-термічна обробка (цементація, азотування, ціанування), загартування ТВЧ та ін. Ефект – той самий.

3. Підвищення чистоти поверхні. При цьому зменшуються мікроконцентратори від механічної обробки.

8. ПІДШИПНИКИ

Підшипники служать опорами для валів та осей. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження і передають їх на корпус машини.

Підшипники розрізняють за видом тертя:

– підшипники ковзання – нижчі кінематичні пари;

– підшипники кочення – вищі кінематичні пари.

8.1. Підшипники ковзання

8.1.1. Типи і область застосування підшипників ковзання

Це підшипники, що працюють за принципом тертя ковзання. Форма робочої поверхні підшипника ковзання може бути циліндричною (радіальний підшипник), плоскою (упорний), конічною (радіально-упорний) (рис. 8.1).

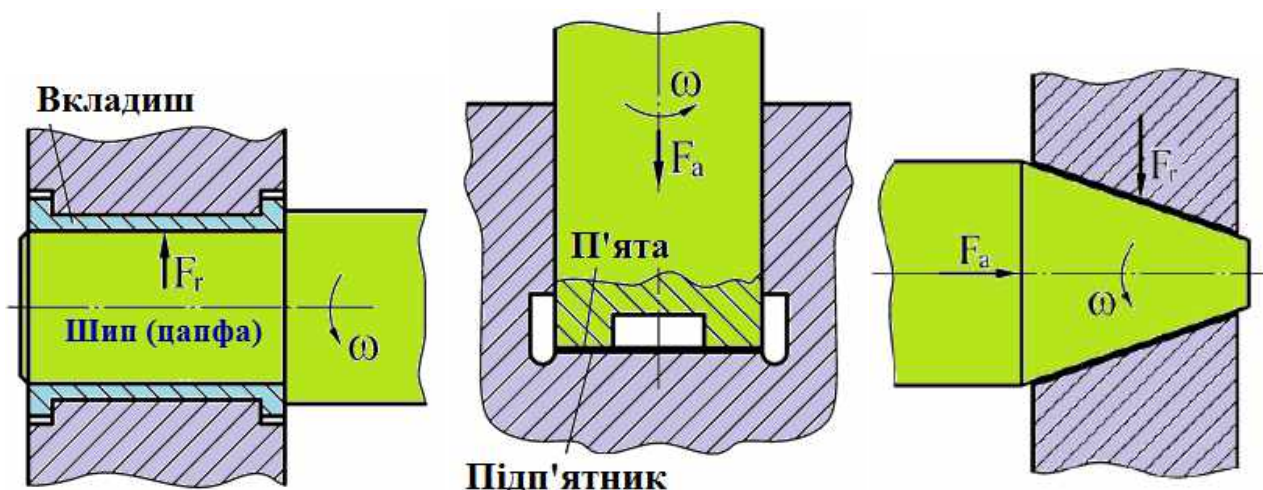


Рис. 8.1

Згадаймо з курсу ТММ деякі визначення. Поверхня вала, що передає радіальні навантаження, називається цапфою (шийкою або шипом), а опорна поверхня, яка знаходиться у корпусі, – радіальним підшипником. Поверхня вала, яка передає осьові навантаження, називається п'ятою, а опорна поверхня – підп'ятником.

Основним елементом радіального підшипника є вкладиш. Його виготовляють з антифрикційного матеріалу суцільним або роз'ємним з двох половин. Вкладиш встановлюють або у спеціальному корпусі, або у корпусі машини. За конструкцією вкладиша підшипники ковзання можуть бути монолітні (цільні) з бронзи, чавуну, кераміки, металокераміки, пластмаси; залитні (по внутрішній поверхні вкладиша заливають бабіт товщиною 3...6 мм для чавунних вкладишів, 2...4 мм – для сталевих; 0,5...3 мм – для бронзових) і сегментні самоустановлювальні.

Області застосування підшипників ковзання:

1. Роз'ємні підшипники для колінчастих валів.
2. Підшипники для особливо швидкохідних валів, якщо довговічність підшипників кочення недостатня ($V > 30$ м/с).
3. Гідростатичні підшипники для особоточних і плавних обертань.
4. Підшипники для валів особливо великого діаметра.
5. Підшипники з малими діаметральними габаритами.
6. Підшипники, схильні до ударних і вібраційних навантажень.
7. Швидкісні газові підшипники.

8.1.2. Переваги підшипників ковзання

1. При високих кутових швидкостях і постійному навантаженні без частих пусків-зупинок мають менші габарити.
2. Єдиний можливий варіант опор при роз'емі уздовж твірної (коленвали).
3. Практично необмежений термін служби.
4. Можлива робота у агресивному середовищі.
5. Менші радіальні розміри.
6. Надійність у високошвидкісних приводах за рахунок стабільності параметрів.
7. Здатність сприймати ударні та вібраційні навантаження.
8. Безшумність.

8.1.3. Недоліки підшипників ковзання

1. Складний пуск – потрібна подача рідини або установка підшипників кочення, які відключаються при досягненні робочої частоти обертання.
2. Потрібні системи подачі та відведення рідини.
3. ККД нижче, ніж у підшипників кочення.
4. Високі вимоги до співвісності вала і підшипника, що здорожчує виробництво.
5. Використовують дефіцитні кольорові матеріали.
6. Порівняно великі осьові розміри.
7. Високі вимоги до температури і чистоти мастила.

8.1.4. Матеріали для підшипників ковзання

Вал, як правило, сталевий. До решти підшипникових матеріалів висувають такі вимоги:

- антифрикційність у парі зі сталлю;
 - зносостійкість;
 - втомна міцність при пульсуючих навантаженнях.
- Крім цього, необхідно забезпечити:
- теплопровідність;

- припрацювання;
- хорошу змащуваність мастилом.

Цим вимогам задовольняють перелічені нижче матеріали.

Металеві матеріали

1. Бабіти – це сплави на основі олова і свинцю. Застосовують при високих швидкостях і тиску (до 20 МПа), наприклад, високоолов'яності бабіти Б83 і Б89.

У двигунах автомобілів використовують СОС 6-6 (свинець, олово, сурма). Недоліком бабітів є слабкий опір втомі й низька (до 110⁰ С) теплостійкість.

2. Бронзи – це універсальний антифрикційний матеріал: сплави на основі олова, свинцю, берилію та ін. застосовують при високих швидкостях і тиску до 30 МПа, наприклад, Бр010Ф1, Бр04Ц4С8.

Недолік бронз – підвищений знос цапф.

3. Алюмінієві сплави. Мають високу антифрикційність, теплопровідність, гарну втомну міцність. Найбільш перспективні алюмінієво-олов'яності сплави А09-2, А09-1.

Металокерамічні матеріали

Їх отримують з суміші металевих порошків (мідь або залізо) і добавок: порошків графіту, свинцю та ін. шляхом пресування і спікання при високій температурі. Мають пористу структуру, можуть працювати при малих кількостях мастила після просочення гарячим маслом. Це, наприклад, залізографітові, бронзографітові підшипники.

Неметалеві матеріали

Це пластмаси, наприклад: фторопласт, капрон, капролон та ін.; гума; графітові матеріали; тверді породи дерева.

8.1.5. Мастильні матеріали для підшипників ковзання

Мастильні матеріали підрозділяють на такі види: 1) рідкі; 2) пластичні (мазі); 3) тверді; 4) газоподібні.

Властивості рідких масел: в'язкість; маслянистість; температура спалаху; температура застигання.

В'язкість – це здатність чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого.

Розрізняють динамічну і кінематичну в'язкості. Критерій динамічної в'язкості базується на формулі Ньютона

$$F = \mu S \frac{dV_x}{dy},$$

де F – сила опору зрушенню шарів рідини; S – площа шарів рідини; V_x – швидкість відносного переміщення; μ – динамічна в'язкість, Па·с.

Раніше динамічна в'язкість вимірювалася у пуазах (за іменем відомого французького вченого Пуазейля, позначалася П) або у сантіпуазах (сотих частках пуаза, сП), один сантіпуаз дорівнює 0,001 Па·с.

Відношення динамічної в'язкості рідини до її щільності при тій же температурі називають кінематичною в'язкістю, м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Густина індустриальних і аналогічних масел дорівнює 870...900 кг/м³.

На практиці ν вимірюють у квадратних міліметрах на секунду, тобто у одиницях, які менші у 10⁶ разів. Таким чином, 1 мм²/с дорівнює сантістокс – 0,01 стокса – одиниці, названої на честь англійського вченого Стокса.

Маслянистість – це здатність масла створювати плівки на твердій поверхні.

Пластичні мастильні матеріали отримують загущенням рідких мінеральних масел, змішуючи їх з кальцієвими, натрієвими і літєвими милами. У першому випадку отримують солідоли, у другому — консталіни, у третьому – літоли, ціати.

З твердих мастильних матеріалів найбільш відомі колоїдний (високодисперсний) графіт і сірчаний молібден (дисульфід молібдену) MoS₂.

8.1.6. Види тертя у підшипниках ковзання

Наочне уявлення про умови зміни видів тертя у підшипниках ковзання дає діаграма Герсі–Штрибека, у якій коефіцієнт тертя f пов'язаний з характеристикою режиму роботи підшипника λ (рис. 8.2) [1]. Показник режиму тертя λ визначається за залежністю $\lambda = (\mu\omega) / p$, де μ – в'язкість мастильної рідини, ω – кутова швидкість вала, p – питома навантаження на опорну поверхню ковзання.

На кривій зазвичай виділяють три характерні зони: граничного, напіврідкого і рідкого тертя.

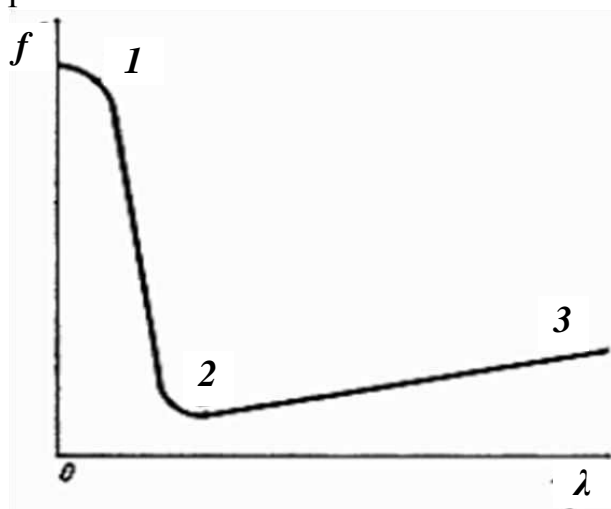


Рис. 8.2

Мала швидкість ковзання і тонкий мастильний шар (близько 10^{-4} мм) характеризують режим граничного тертя у підшипнику ковзання, при цьому коефіцієнт тертя майже не змінюється, навіть зі зростанням швидкості до деякого значення. Цьому режиму відповідає ділянка $f-1$ на кривій Герсі–Штрибека. Подальше зростання швидкості ковзання сприяє різкому зниженню тертя, поверхні ковзання віддаляються одна від одної і підшипник переходить у нестійку фазу тертя при напіврідинному змащенні (ділянка $1-2$). У цій фазі будь-який чинник, що сприяє зниженню λ (зменшення μ – в'язкості мастильної рідини, збільшення навантаження p , зниження частоти обертання вала ω), викликає підвищення коефіцієнта тертя f , збільшення температури робочих поверхонь підшипника, що сприяє виникненню граничного тертя.

Після точки 2 на кривій Герсі–Штрибека зі збільшенням частоти обертання і, відповідно, показника λ коефіцієнт тертя знижується, і режим роботи підшипника переходить у область рідинного змащення (ділянка 2–3). На межі переходу двох фаз, у точці 2 досягається мінімум коефіцієнта тертя у той момент, коли мастильний шар лише покриває шорсткості поверхонь ковзання. З подальшим зростанням λ товщина мастильного шару збільшується, і всі нерівності та шорсткості поверхонь ковзання покриваються з надлишком, безпосередній контакт їх повністю виключається. При рідинному змащенні підшипники ковзання стійко працюють у широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Це пояснюється їх здатністю пристосовуватися до різних умов роботи завдяки властивості мастил збільшувати в'язкість при зниженні температури.

Граничне тертя. Труться поверхні, що вкриті твердими плівками. Поверхні стикаються, при терті відбувається взаємопроникнення і деформація мікронерівностей. Коефіцієнт тертя $f = 0,1 \dots 0,5$.

Напіврідинне тертя. Поверхні покриті шаром рідини товщиною близько 0,1 мкм. Якщо зазор h менше або дорівнює сумі нерівностей поверхонь вала і вкладиша R_{z1} і R_{z2} , тобто умова $h > R_{z1} + R_{z2}$ (рис. 8.3) не виконується, то у підшипнику може бути одночасно напіврідинне і місцями рідинне тертя. Коефіцієнт тертя $f = 0,01 \dots 0,1$, тому таке тертя допустиме для тихохідних підшипників, оскільки не супроводжується значним зносом і нагріванням.

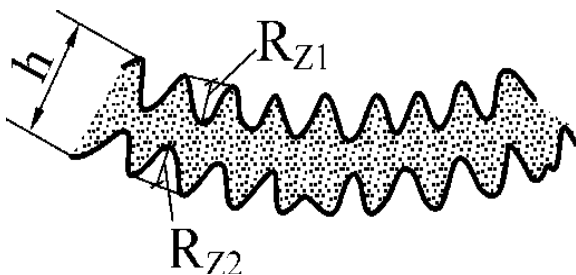


Рис. 8.3

рідини h (рис. 8.3) більше суми висот мікронерівностей поверхонь R_{z1} і R_{z2} : $h > R_{z1} + R_{z2}$.

Коефіцієнт тертя $f = 0,001 \dots 0,005$.

Рідинне тертя. При обертанні вал зтягує мастило у клиновий зазор між валом і вкладишем і створює гідродинамічну підйомну силу (так званий ефект аквапланування). В результаті поверхні вала і вкладиша надійно розділені шаром мастильного матеріалу, і мікронерівності не стикаються. Шар

Для того щоб між поверхнями, що труться, міг довго існувати шар мастильного матеріалу, у ньому має бути надлишковий тиск.

Якщо цей тиск створюється за рахунок обертання цапфи, то підшипник називається гідродинамічним, якщо за допомогою насоса – гідростатичним.

8.1.7. Розрахунок підшипників ковзання, які працюють у режимі граничного і напіврідинного тертя

У такому режимі працюють тихохідні підшипники і швидкохідні підшипники у період пуску і зупинки машини, коли швидкість вала невелика.

У цьому випадку розрахунок виконують як перевірочний за двома критеріями:

1. За критерієм допустимого тиску, МПа, у радіальному підшипнику (рис. 8.4):

$$p = \frac{F_r}{d l} \leq [p].$$

В двигунах $[p] = 4 \dots 20$ МПа, у підшипниках валків прокатних станів $[p] = 15 \dots 50$ МПа.

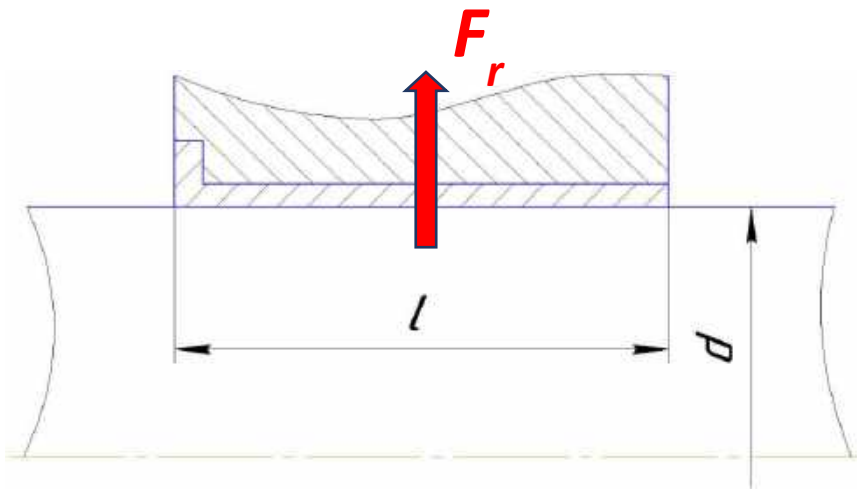


Рис. 8.4

2. За добутком тиску на швидкість ковзання, МПа·м/с:

$$pV = \frac{F_r}{d l} \frac{\pi d n}{60000} \leq [pV].$$

Значення pV характеризує у деякій мірі тепловиділення у підшипнику, а також знос і питому потужність тертя.

У автомобільних двигунах $[pV] = 25 \dots 35$ МПа·м/с; у поршневих авіаційних двигунах $[pV] = 30 \dots 50$ МПа м/с. Значення $[p]$ і $[pV]$ наведено у довідниках, де їх вибирають залежно від матеріалу вкладиша.

8.1.8. Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

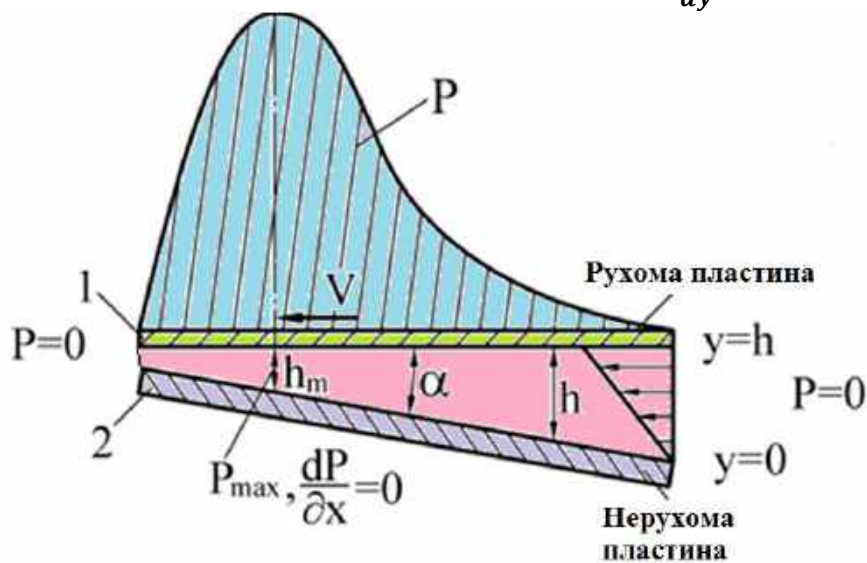
Розрахунок базується на гідродинамічній теорії змащення. Її засновники – М. П. Петров, О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд, М. Є. Жуковський та ін.

Розглянемо рух рідини між двома пластинами 1 і 2 (рис. 8.5, а). Пластина 2 нахилена до пластини 1 під кутом. Нехай пластина 1 рухається щодо пластини 2 у напрямку, вказаному стрілкою. Розміри пластин у напрямку, перпендикулярно до креслення, нескінченно великі, тобто немає витікання масла через торці підшипника.

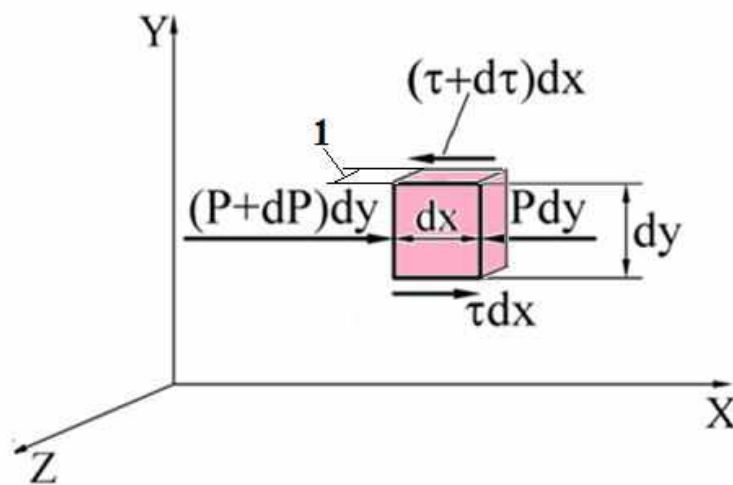
Виділимо елемент шару мастила розмірами $dx \times dy \times 1$ (рис. 8.5, б).

У шарах масла (рідини) виникають дотичні напруження (сили зсуву, віднесені до одиниці площі).

Вони визначаються за формулою Ньютона: $\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}$.



а



б

Рис. 8.5

З умови рівноваги виділеного об'єму масла можна записати:

$$(P + dP)dy - Pdy = (\tau + d\tau)dx - \tau dx,$$

після скорочень

$$dPdy = d\tau dx,$$

або

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy}.$$

Це рівняння визначає градієнт тиску по товщині змащувального шару.

З урахуванням формули Ньютона одержимо

$$\frac{d^2V_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx}$$

Для знаходження швидкості масла двічі інтегруємо це рівняння за координатою y при таких граничних умовах:

1. На нерухомій поверхні при $y = 0, V_x = 0$.

2. На рухомій поверхні при $y = h, V_x = V$.

При інтегруванні отримаємо:

$$\frac{dV_x}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} y + C_1; \quad V_x = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + C_1 y + C_2.$$

З першої граничної умови маємо

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} 0 + 0 + C_2 \rightarrow C_2 = 0,$$

а з другої –

$$V = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} h^2 + C_1 h; \quad C_1 = \frac{V}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx}.$$

Остаточно:

$$V_x = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + \left(\frac{V}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx}\right) y,$$

$$V_x = V \frac{y}{h} + \frac{y}{2\mu} (y - h) \frac{dP}{dx}.$$

Об'єм масла, що протікає за секунду через зазор, який має розмір $h \times l$, дорівнює

$$\begin{aligned} q_h &= \int_0^h V_x dy = \int_0^h V \frac{y}{h} dy + \int_0^h \frac{y^2}{2\mu} \frac{dP}{dx} dy - \int_0^h \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx} y dy = \\ &= V \frac{h}{2} + \frac{h^3}{6\mu} \frac{dP}{dx} - \frac{h^3}{4\mu} \frac{dP}{dx} = V \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx}. \end{aligned}$$

З умови нерозривності потоку $q_h = q_{hm}$; h_m – це перетин, де тиск $P = P_{max}$ і градієнт тиску $\frac{dP}{dx} = 0$.

Прирівнявши об'єми мастила, отримаємо

$$\frac{hV}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} = \frac{h_m V}{2},$$

звідки

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu V \frac{h - h_m}{h^3}.$$

Це – рівняння Рейнольдса, що характеризує зміну тиску рідини у напрямку осі x . Рівняння показує, що здатність навантаження підшипника тим вища, чим більша в'язкість і менше зазор.

Згорнемо пластини 1 і 2 у кільця, які можна уявити собі як вал і підшипник. Перепишемо рівняння Рейнольдса у полярних координатах і вирішимо його. Після перетворень отримаємо несучу здатність шару мастила у підшипнику, тобто радіальне навантаження, яке може витримати шар:

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} ld\Phi_r,$$

де Φ_r – безрозмірний коефіцієнт навантаженості підшипника, який вибирають з таблиць.

Покажемо положення вала у підшипнику при $\omega = 0$ і $\omega \gg 0$ (рис. 8.6).

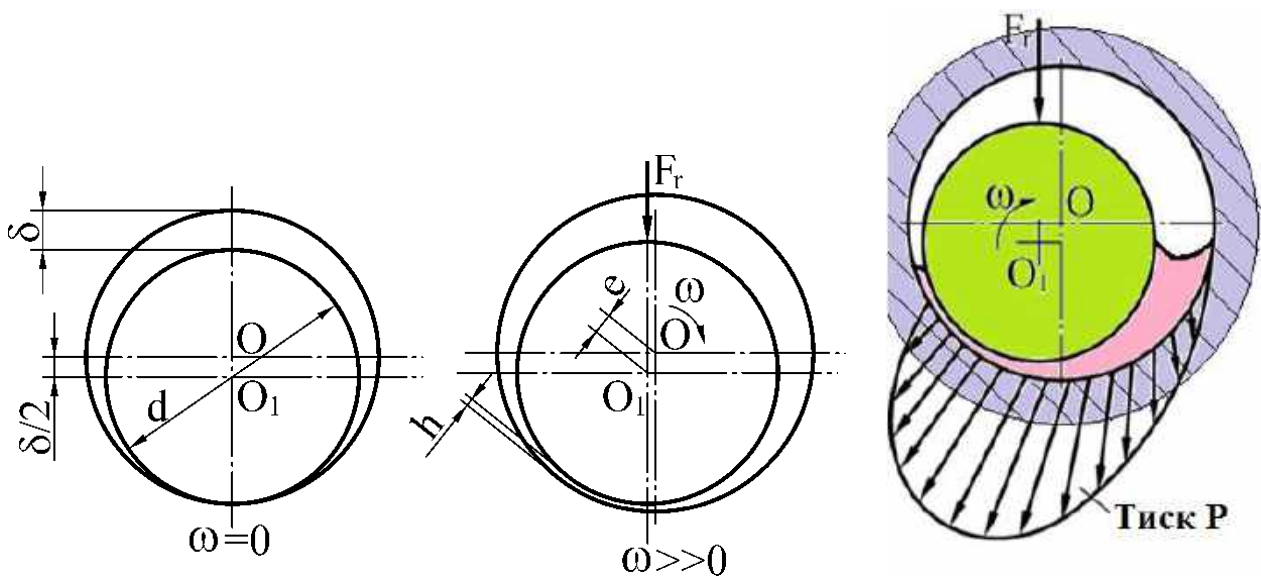


Рис. 8.6

Позначимо: δ – діаметральний зазор; e – ексцентриситет; $\Psi = \frac{\delta}{d}$ – відносний зазор; $\chi = \frac{e}{(\delta/2)}$ – відносний ексцентриситет.

При розрахунках підшипників ковзання важливо знати, коли у підшипнику граничне тертя, а коли – рідинне.

При розрахунках підшипників ковзання вважають, що при $\frac{p\Psi^2}{\mu\omega} \geq \Phi_r$ – тертя напіврідинне, а при $\frac{p\Psi^2}{\mu\omega} \leq \Phi_r$ – тертя рідинне.

Безрозмірний коефіцієнт навантаженості вибирають з таблиць:

$$\Phi_r = f\left(\frac{l}{d}, \chi\right),$$

де l – довжина підшипника.

8.1.9. Гідростатичні підшипники

У гідростатичних підшипниках (ГСП) надлишковий тиск шару масла між валом і підшипником створюється шляхом подачі масла від насоса (або іншого джерела живлення) під тиском.

Переваги ГСП:

1. Коефіцієнт тертя дуже малий, при початку обертання вала з начального положення близький до нуля.
2. Знос практично відсутній.
3. Необхідна менша точність виготовлення.
4. Забезпечується висока точність обертання вала, тому що відбувається його самовстановлення.

Недоліки ГСП:

1. Складність і дорожнеча системи змащування внаслідок наявності насоса.
2. Знижена надійність, тому що дроселі часто засмічуються.

Розглянемо підшипник неповного охоплення (рис. 8.7). Для зрівноважування зовнішнього навантаження за допомогою дроселів (дозуючих отворів) подається масло під тиском P_{ex} .

Розглянемо підшипник повного охоплення (рис. 8.8). Він так само, як і підшипники неповного охоплення, містить камери (в цьому випадку їх чотири) і дроселі.

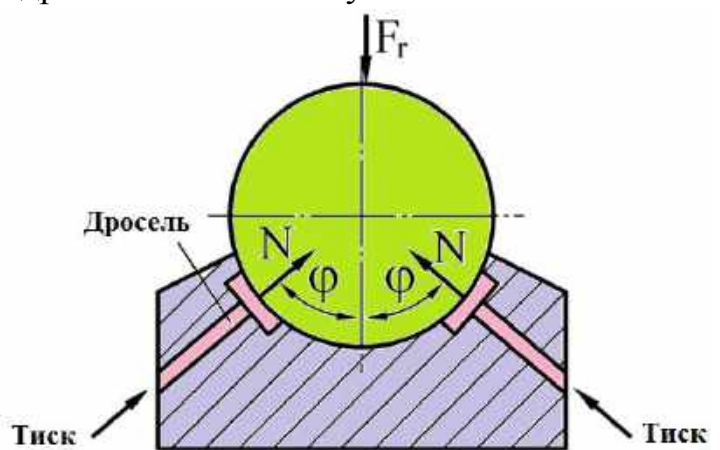


Рис. 8.7

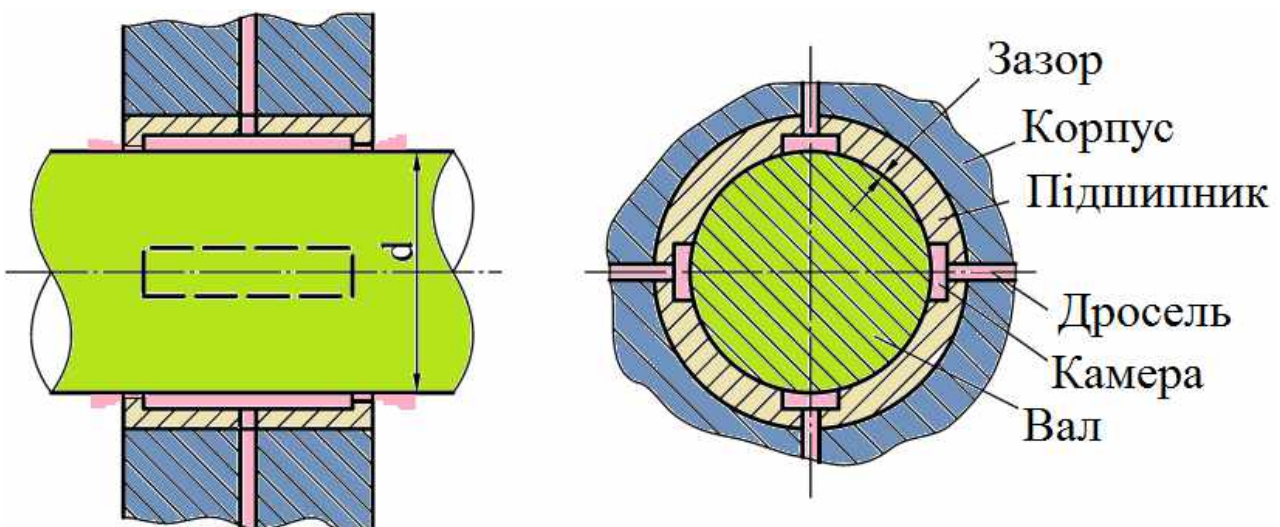


Рис. 8.8

Такий підшипник забезпечує центрування вала, тому що радіальне переміщення цапфи у якомусь напрямку викликає підвищення гідравлічного тиску у зазорах і у відповідних камерах, і, навпаки, з протилежного боку тиск масла зменшується. Таким чином, виникають сили, які прагнуть відновити центральне положення вала.

8.2. Підшипники кочення

Підшипники кочення – це опори, у яких тертя ковзання замінено тертям кочення завдяки застосуванню тіл кочення (кульок або роликів). Це група деталей, найбільш широко стандартизованих у міжнародному масштабі, які є взаємозамінними і централізовано виготовляються у масовому виробництві. У наш час підшипники кочення є основними видами опор у машинах.

Підшипники кочення (рис. 8.9) складаються з внутрішнього та зовнішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення та сепаратора, що розділяє і направляє тіла кочення.

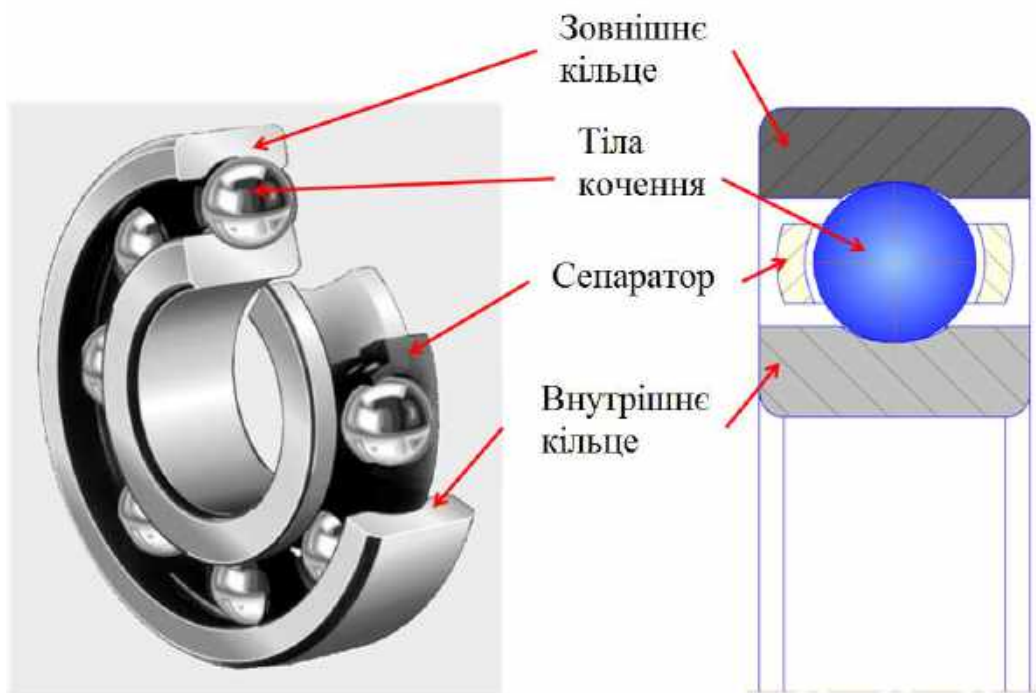


Рис. 8.9

Основними **перевагами** підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання є:

1. Менший коефіцієнт тертя при звичайних швидкостях.
2. Зменшення витрати мастильних матеріалів і дешевизна внаслідок масового виробництва.
3. Менша витрата кольорових матеріалів.
4. Простота обслуговування.

Недоліки підшипників кочення:

1. Підвищені діаметральні габарити.
2. Обмежений термін служби при високих навантаженнях і швидкостях.
3. Складність застосування при непрямих (наприклад, колінчастих) валах.

Підшипники кочення стандартизовані та є виробами масового виробництва. За рік виготовляється кілька мільярдів підшипників. Їх діаметри – від 1 до 2600 мм.

8.2.1. Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення за формою тіл кочення підрозділяються на кулькові (рис. 8.10, *а*) і роликіві (рис. 8.10, *б*). Шарикопідшипники у середньому більш швидкохідні.



Рис. 8.10

Роликіві підшипники мають більш високу вантажопідйомність (у середньому на 50...70 %). За кількістю рядів тіл кочення підшипники поділяють на одно- (що мають найбільше поширення), дво- і багаторядні.

Підшипники можна також розділити за ознакою самоустановлення: самоустановлювальні сферичні (рис. 8.11) та несамоустановлювальні. Усі шарикові й роликіві підшипники, крім сферичних, відносяться до несамоустановлювальних, з них однорядні шарикові підшипники з двохточечним дотиком можна розглядати як обмежено самоустановлювальні.

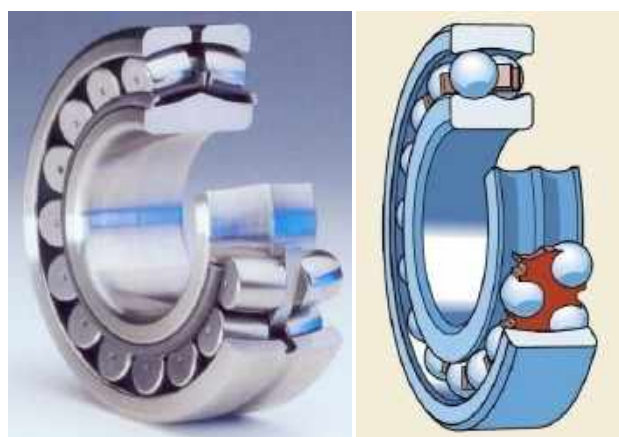


Рис. 8.11

У напрямку сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють на радіальні (рис. 8.12, *а*), які приймають радіальні навантаження та здатні фіксувати вали у осьовому напрямку.

ку і сприймати невеликі осьові навантаження; радіально-упорні (рис. 8.12, б), що сприймають одночасно радіальне та осьове навантаження; упорні (рис. 8.10, в), які призначені для сприйняття виключно осьового навантаження.



Рис. 8.12

За габаритними розмірами підшипники поділяють на розмірні серії. Залежно від габаритних радіальних розмірів бувають надлегкі (дві серії), особливо легкі (дві серії), легкі, середні, важкі підшипники (рис. 8.13). По ширині кілець вони поділяються на вузькі, нормальні, широкі та особливо широкі.

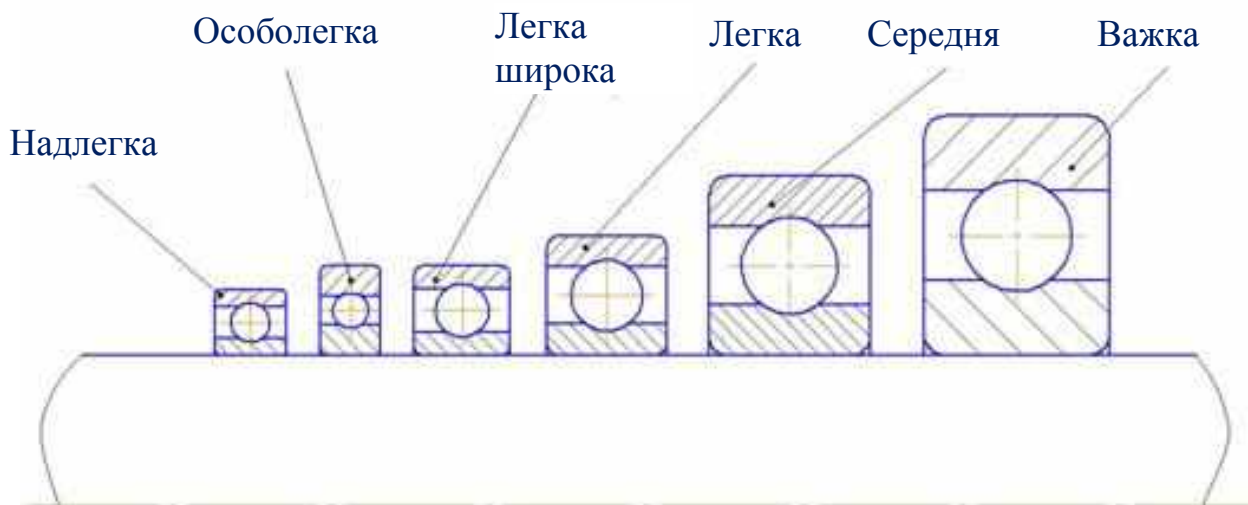


Рис. 8.13

Найбільшого поширення набули особливо легкі, легкі та середні серії підшипників.

Підшипники мають умовні позначення, що складаються з цифр і букв. Дві перші цифри (рахуючи справа) позначають для підшипників з внутрішнім діаметром від 20 до 495 мм внутрішній діаметр, поділений на п'ять (інакше для позначення розміру довелось б використовувати три цифри). Третя цифра праворуч спільно з сьомою позначають серію підшипників усіх діаметрів, крім малих (до 9 мм).

Особолегка серія діаметрів позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т.д. Четверта справа цифра позначає тип підшипника:

- 0 – радіальний кульковий однорядний;
- 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний;
- 2 – радіальний з короткими циліндричними роликами;
- 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний;
- 4 – радіальний з довгими циліндричними роликами або голками;
- 5 – радіальний роликовий з витими роликами;
- 6 – радіально-упорний кульковий;
- 7 – роликовий конічний;
- 8 – упорний кульковий;
- 9 – упорний роликовий.

Нулі, що стоять лівіше за останню значущу цифру, відкидають, що дозволяє скоротити позначення для часто вживаних підшипників. П'ята або п'ята і шоста справа цифри, що вводяться не для всіх підшипників, позначають конструктивні особливості підшипників, наприклад, наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці, вбудованих ущільнень, мастильних отворів, особливий матеріал сепаратора і т.д. Цифри 6, 5, 4 або 2, що стоять через тире перед умовним позначенням підшипника, позначають клас точності у порядку його зростання. Клас точності 0 не вказується.

Приклади позначень підшипників класу точності 0: кульковий радіальний однорядний з внутрішнім діаметром 50 мм легкої серії – 210, середньої – 310, важкої – 410; роликоті підшипники з внутрішнім діаметром 80 мм, з короткими циліндричними роликами і бортами на внутрішньому кільці легкої серії – 2216, середньої – 2316, важкої – 2416, конічні легкої серії – 7216, легкої широкої серії – 7516, середньої – 7316, середньої широкої – 7616.

Перший із зазначених у прикладах підшипників класу точності 5 має позначення 5–210.

Кульковий радіальний однорядний підшипник (рис. 8.14) у основному призначений для сприйняття радіальних навантажень, але може сприймати і невеликі осьові навантаження. Забезпечує осьове фіксування вала у межах свого осьового зазору, задовільно працює при перекосі кілець на кут не більше 8', є найбільш масовим типом підшипників.

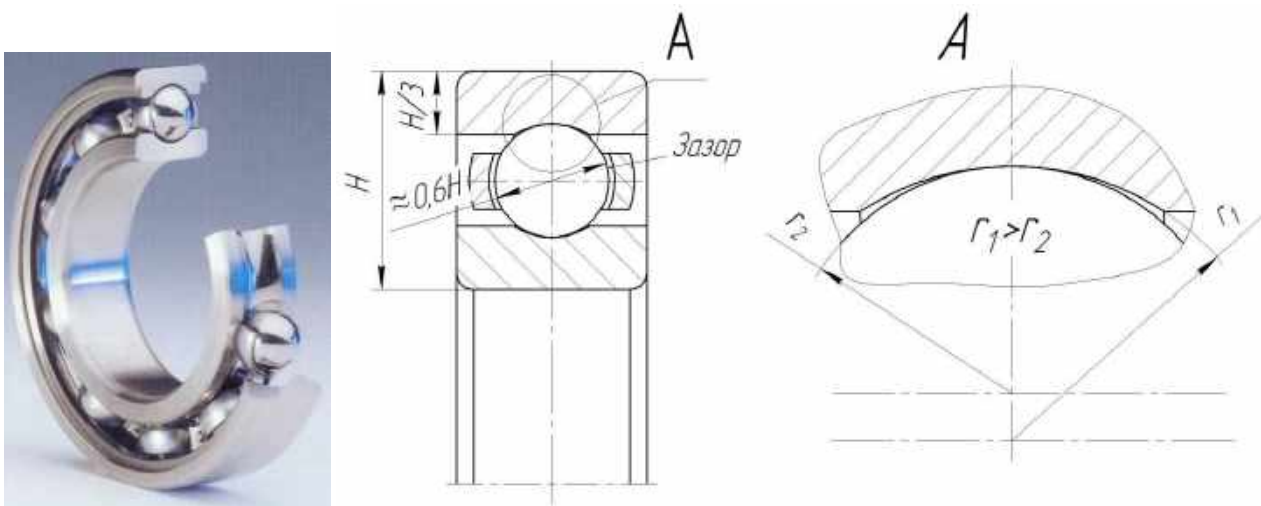


Рис. 8.14

Сепаратор підшипника зазвичай виконують сталевим (штампованим), який складається з двох половинок, з'єднаних заклепками. При високих швидкостях (понад 15 м/с на шийці вала) застосовують масивні сепаратори.

Кульковий дворядний сферичний підшипник (рис. 8.15, а) призначений для сприйняття радіальних навантажень в умовах можливості значних перекосів кілець підшипників (до 4°) і великих пружних деформацій валів. Підшипник допускає осьову фіксацію вала і дуже невелику осьову силу. Доріжку кочення зовнішнього кільця виконують сферичною поверхнею, описаною з центру підшипника, що забезпечує самовстановлення підшипника. Підшипник зазвичай виконують зі сталевим штампованим сепаратором пелюсткового типу. При швидкості на шийці вала вище 10 м/с слід застосовувати масивні сепаратори.

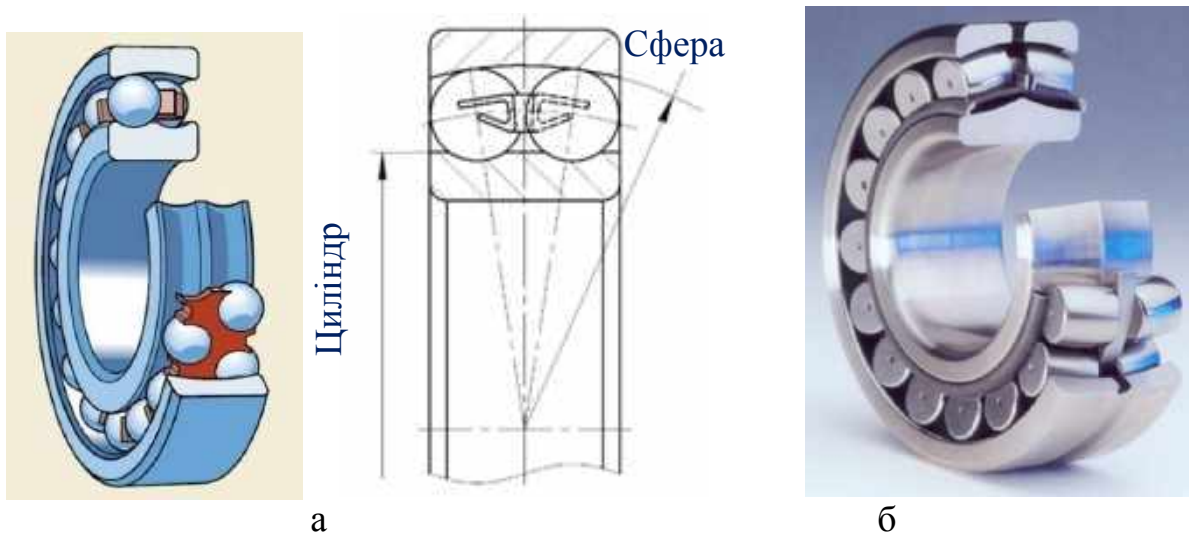


Рис. 8.15

Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник (рис. 8.15, б) призначений для сприйняття особливо великих радіальних навантажень при можливості значних ($0,5...2,5^\circ$) перекосів кілець, але він дуже чутливий до осьових навантажень. Доріжка кочення зовнішнього кільця являє собою сферичну поверхню. Ролики мають форму несиметричної і симетричної бочки. Ці підшипники мають високі експлуатаційні показники, але технологічно найбільш складні.

Роликовий радіальний підшипник з короткими роликами (рис. 8.16) призначений для сприйняття великих радіальних навантажень.

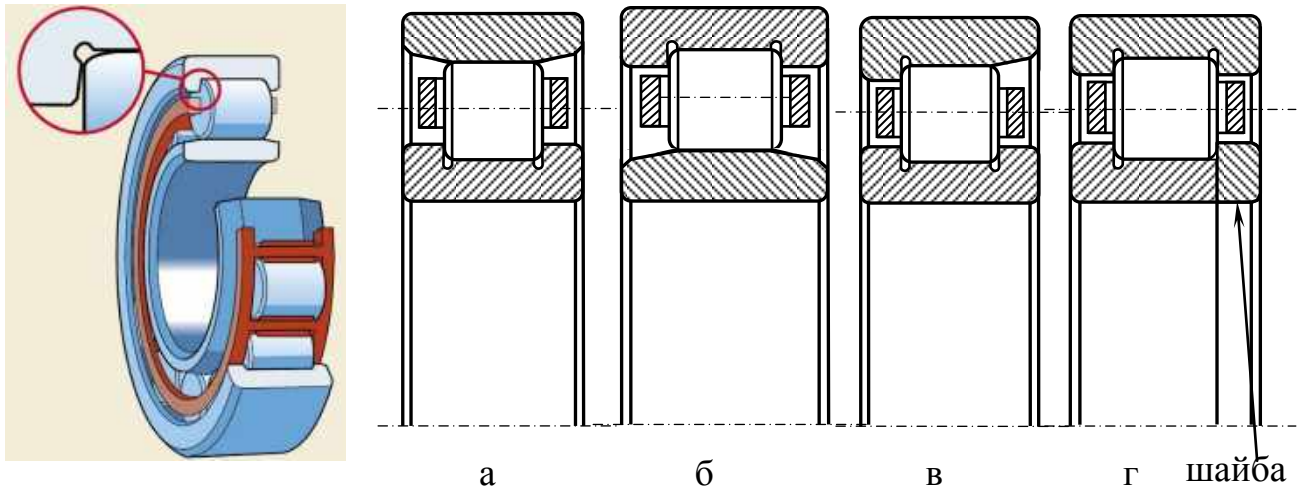


Рис. 8.16

Його вантажопідйомність на кілька десятків відсотків вище вантажопідйомності однорядного радіального кулькового підшипника. Підшипники, розбірні в осьовому напрямку, допускають деяке осьове взаємне зміщення кілець, а тому зручні у разі великих температурних деформацій валів за необхідності їх осьового самовстановлення. Вони виконуються зі штампованим або масивним сепаратором (при підвищених частотах обертання).

Крім підшипників основного типу з бортами на внутрішньому кільці (рис. 8.16, а) застосовують підшипники з бортами на зовнішньому кільці (рис. 8.16, б, в). За необхідності осьової фіксації валів у одному напрямку застосовують підшипники з додатковим бортом (рис. 8.16, в). Якщо необхідна осьова фіксація у двох напрямках, застосовують конструкції з додатковим бортом і упорною шайбою (рис. 8.16, г).

Голчастий роликпідшипник (рис. 8.17, а, б) застосовують при дуже малих радіальних габаритах і швидкостях на валу – до 5 м/с, а також при русі (муфти карданних валів і т.д.). Він має високу радіальну вантажопідйомність, але осьових навантажень не сприймає.

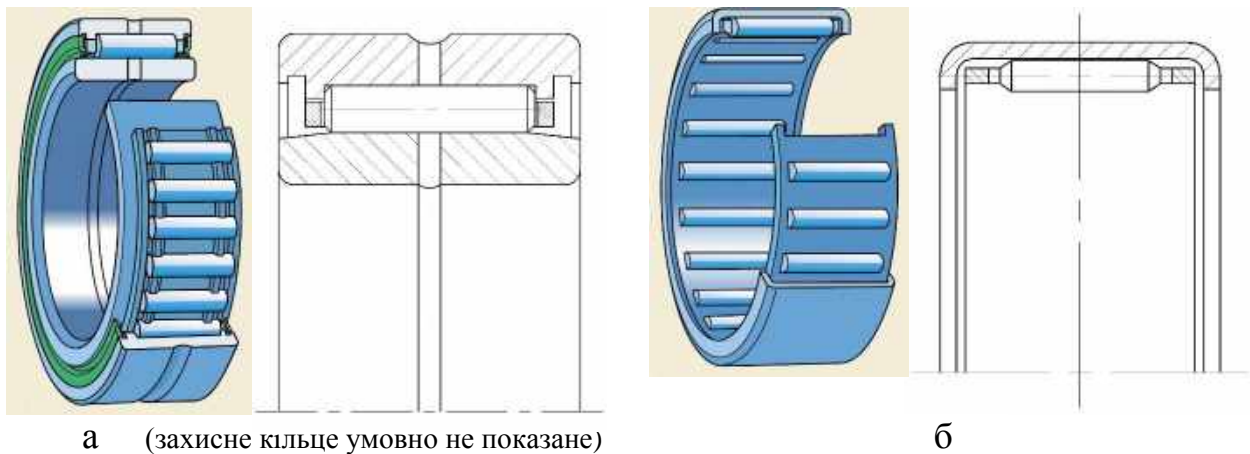


Рис. 8.17

Підшипник зазвичай працює у режимах кочення у навантаженій зоні та ковзання – у ненавантаженій. У зв'язку з цим він має підвищений коефіцієнт тертя. Довговічність голок у такому режимі роботи відносно невисока. Після тривалої роботи голки отримують огранювання.

Голки мають діаметр 1,6...6 мм і довжину, яка у 4–10 разів перевищує діаметр. Для максимального зменшення радіальних габаритів підшипника широко застосовують комплект голок у сепараторі без кілець або з одним кільцем (рис. 8.17, б). Поверхні вала або корпуса під голки повинні бути загартовані до високої твердості, відшліфовані та відполіровані.

Кульковий радіально-упорний підшипник (рис. 8.18) призначений для сприйняття спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень. Він може сприймати чисто осьове навантаження (що діє з боку зрізаного кільця).

Застосовується переважно при високих і середніх частотах обертання. Один з бортів внутрішнього або зовнішнього кільця зрізаний майже повністю.

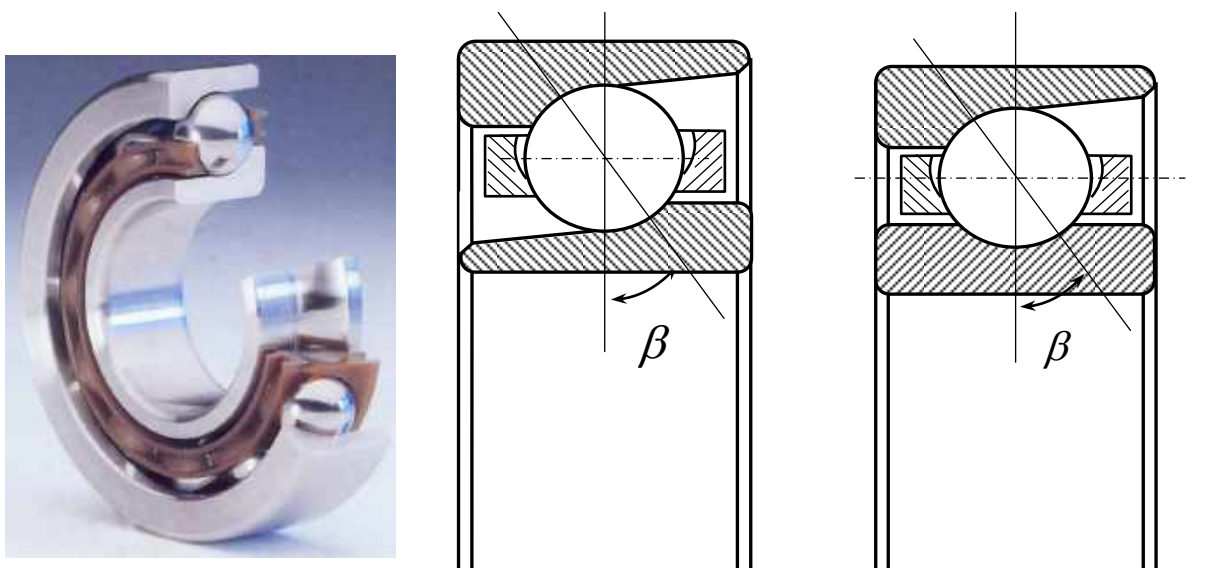


Рис. 8.18

Підшипник виконують з кутами контакту кульок з кільцями $\beta = 12^\circ$ (тип 66000), $\beta = 26^\circ$ (тип 46000) і $\beta = 36^\circ$ (тип 36000). Радіальна вантажопідйомність підшипників більша, ніж однорядних радіальних підшипників, на 30...40 %. Основний тип застосовуваних сепараторів – масивний. Підшипники виконують нероз'ємними (їх збирання і розбирання здійснюють з нагріванням зовнішнього кільця) і роз'ємними (зі знімним зовнішнім кільцем). Підшипники часто встановлюють по два і більше в опору, що забезпечує велику вантажопідйомність опори, здатність сприймати двосторонні осьові навантаження, можливість вибірки зазору і створення попереднього натягу.

Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник з роз'ємним внутрішнім (або зовнішнім) кільцем і контактом у трьох або чотирьох точках (рис. 8.19) використовують для роботи при радіальних і двосторонніх осьових навантаженнях та при малих габаритних розмірах по осі. Радіальна вантажопідйомність при чотирьохточковому контакті та підвищеному числі кульок вище вантажопідйомності однорядних радіальних кулькових підшипників.

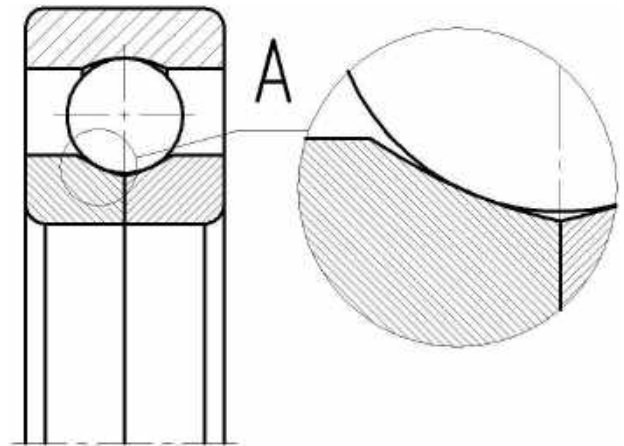


Рис. 8.19

Роликовий радіально-упорний конічний підшипник (рис. 8.20) призначений для сприйняття спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень при середніх швидкостях (зазвичай до 15 м/с на валу). Його радіальна вантажопідйомність значно вище, ніж радіального однорядного шарикопідшипника.

Цей підшипник має вельми широке застосування у машинобудуванні, відрізняється зручністю збирання, розбирання і регулювання зазорів. Для забезпечення чистого

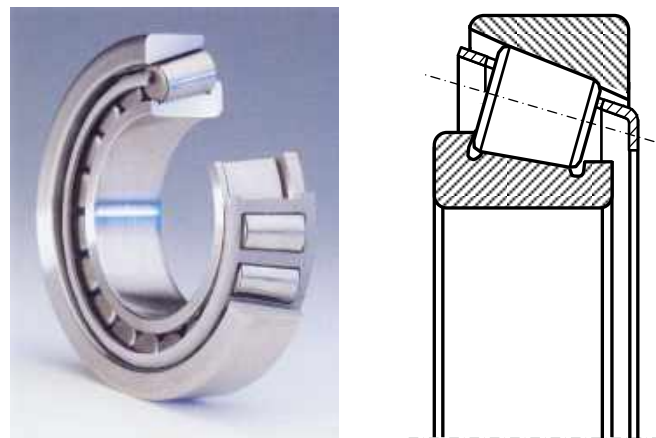


Рис. 8.20

кочення вершини конічних поверхонь доріжок кочення кілець і роликів повинні збігатися у одній точці на осі підшипника. Кут контакту (половина кута при вершині конуса доріжки кочення зовнішнього кільця) $\beta = 10...16^\circ$. Підшипники, призначені для сприйняття особливо великих осьових навантажень, виконують з кутом контакту близько $20...30^\circ$. Кут конусності роликів – зазвичай $1,5...2^\circ$. Сучасні конічні та циліндричні роликотпідшипники виконують з роликами, що

мають невелику опуклість. При цьому ресурс підвищується у 1,5–2 рази і більше. Застосовують й інші модифікації профілю.

Упорний кульковий підшипник (рис. 8.21, *a*) призначений для сприйняття односторонніх осьових навантажень. Він задовільно працює при малих і середніх частотах обертання (швидкості на валу – не більше 5...10 м/с).

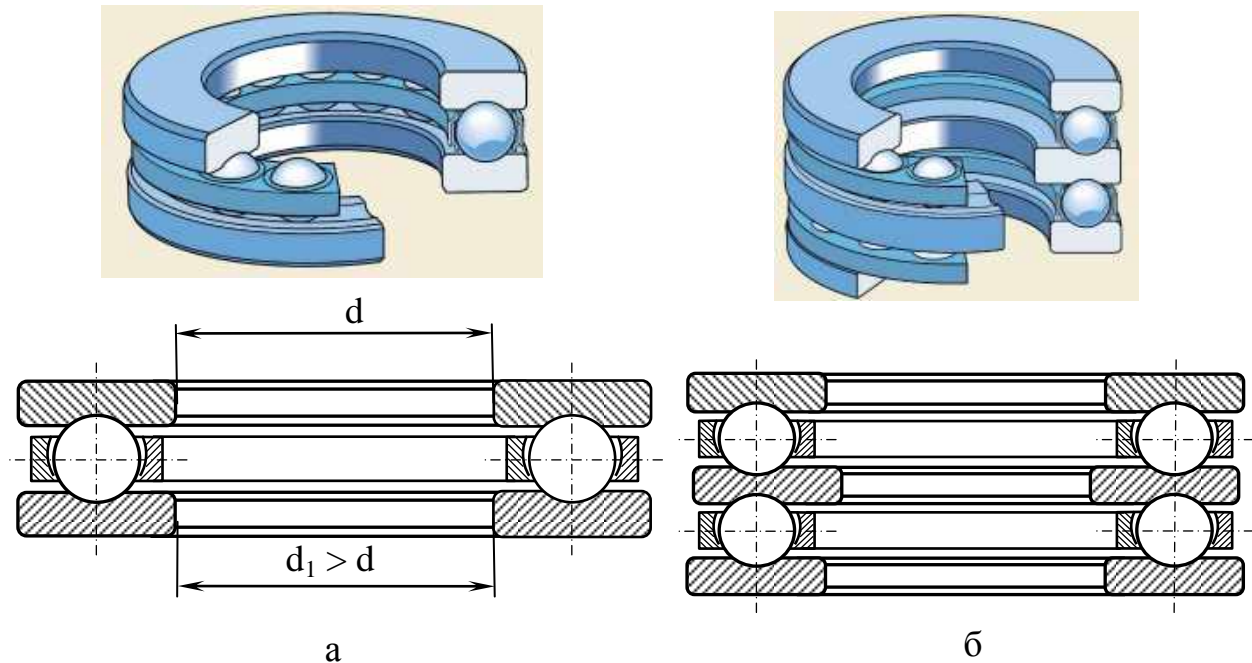


Рис. 8.21

Висока частота обертання спричиняє зростання відцентрових сил і гіроскопічних моментів, що діють на кульки. Крім того, на горизонтальних валах він працює гірше, ніж на вертикальних.

Одне кільце встановлюється на вал за посадкою з натягом (діаметр d на рис. 8.21, *a*).

Підшипник може виконуватися двостороннім із середнім кільцем, яке закріплюється на валу і має два жолоби (рис. 8.21, *б*).

8.2.3. Точність підшипників кочення і матеріали, які застосовуються для їх виготовлення

Точність підшипників кочення визначається точністю основних розмірів деталей підшипників і точністю обертання. Точність основних розмірів деталей підшипників визначається відхиленнями по внутрішньому і зовнішньому діаметрам і ширині кілець, а для радіально-упорних підшипників – ще і за загальною монтажною висотою.

Точність обертання підшипників характеризується радіальним і бічним биттям доріжок кочення, биттям торців внутрішнього і зовнішнього кілець. Най-

більше значення має точність обертового кільця, у більшості випадків – внутрішнього. Биття обертового кільця безпосередньо передається на вал.

Підшипники кочення випускають таких класів точності (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4, 2. Для ілюстрації співвідношення точності підшипників різних класів нижче наведено максимальне значення радіального биття внутрішніх кілець підшипників діаметром 50 ... 80 мм:

клас точності	0	6	5	4	2
биття, мкм	20	10	5	4	2,5

При підвищенні класів точності вартість підшипників істотно зростає. Для більшості валів і осей загального призначення застосовують підшипники класу точності 0. В авіації використовують підшипники більш високих класів точності.

Як показали експериментальні дослідження, ресурс підшипників можна істотно підвищити (більш ніж у два рази) зниженням шорсткості поверхні доріжок і тіл кочення.

Основними матеріалами для кілець і тіл кочення підшипників є шарикопідшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ15 і ШХ15СГ. Число у позначенні вказує на середній вміст хрому. Середній вміст вуглецю – 1...1,1 %. Сталь ШХ15СГ містить додатково кремній і марганець. Широко застосовують також цементовані леговані сталі 18ХГТ і 20Х2Н4А. Твердість кілець і роликів після термообробки – зазвичай 60...65 HRC_E, кульок – 62...66 HRC_E.

Для роботи в умовах високих температур застосовують теплостійкі сталі ЕІЗ47Ш та ін., при вимогах немагнітності – берилієву бронзу.

Сепаратори масових підшипників виготовляють з м'якої вуглецевої сталі методом штампування. Для високошвидкісних підшипників застосовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, анодованого дюралюмінію, металокераміки, текстоліту, поліамідів та інших пластмас. В умовах ударних навантажень і високих вимог до безшумності роботи починають застосовувати тіла кочення з пластмас. При цьому різко знижуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

8.2.4. Види руйнувань підшипників кочення

Втомне викришування робочих поверхонь. Перекочування тіл кочення по кільцях пов'язано з виникненням знакозмінних напружень у поверхневих шарах контактуючих тіл. Дія змінних напружень і наявність концентраторів у вигляді мікронерівностей призводять до утворення мікротріщин, які починаються від поверхні. Мастильний матеріал, що проникає у ці мікротріщини, розклинює їх, що призводить до викришування (рис. 8.22).

Викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець, у більшості підшипників – на внутрішніх, а у сферичних – на зовнішніх.

На кульках воно починається у найбільш слабкій за механічними властивостями зоні виходу волокон при штампуванні або прокатці. Втомне викришування є основним видом виходу з ладу підшипників, що працюють при значних навантаженнях в умовах надійної ізоляції від забруднень.



Рис. 8.22



Рис. 8.23

Руйнування кілець і тіл кочення. З механічних руйнувань найбільш частим є сколювання бортів у роликотідшипників, пов'язане з перекосом кілець (рис. 8.23). Значно рідше при великих динамічних навантаженнях спостерігається роздавлювання кілець шарикотідшипників, що відбувається по дну жолоба, або роздавлювання кульок. При нормальній експлуатації руйнування елементів підшипників не повинно відбуватися.

Зношення кілець і тіл кочення. Багато машин працюють у абразивному середовищі, зокрема гірські, дорожні, будівельні машини та інші. Підшипники цих машин працюють зі значним зносом (рис. 8.24). Знос підшипників можна істотно зменшити вдосконаленням конструкцій ущільнень і мастила.

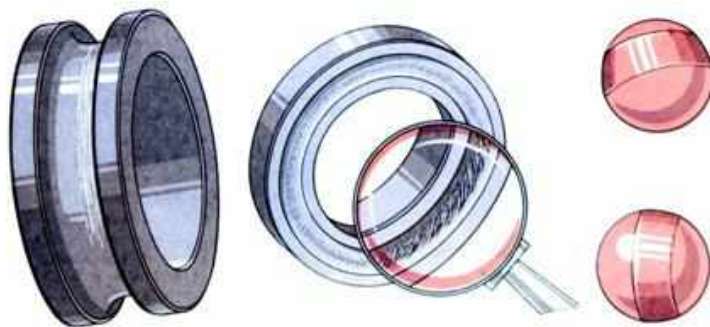


Рис. 8.24

Змінання робочих поверхонь (брінеллювання) при динамічних навантаженнях і великих статичних навантаженнях без обертання при коченні пов'язано з місцевими пластичними деформаціями. За відсутності обертання збільшення

лунки пов'язано з корозією і зносом від малих переміщень на майданчику контакту, а при обертанні – у зв'язку з ударами і розвальцюванням (рис. 8.25).

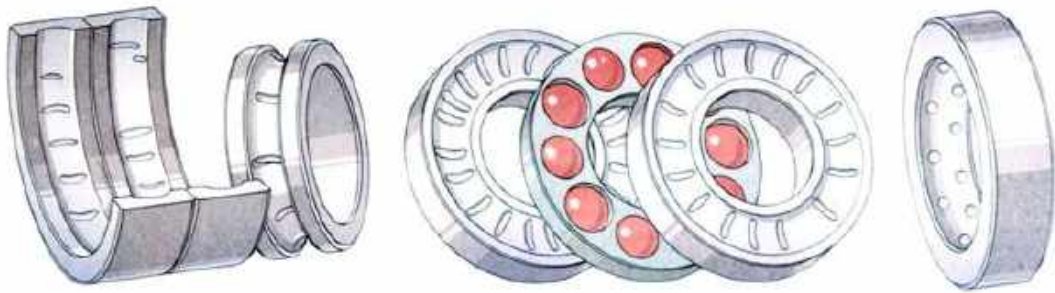


Рис. 8.25

Значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо швидкохідних, пов'язаний з руйнуванням сепараторів (рис. 8.26, а).

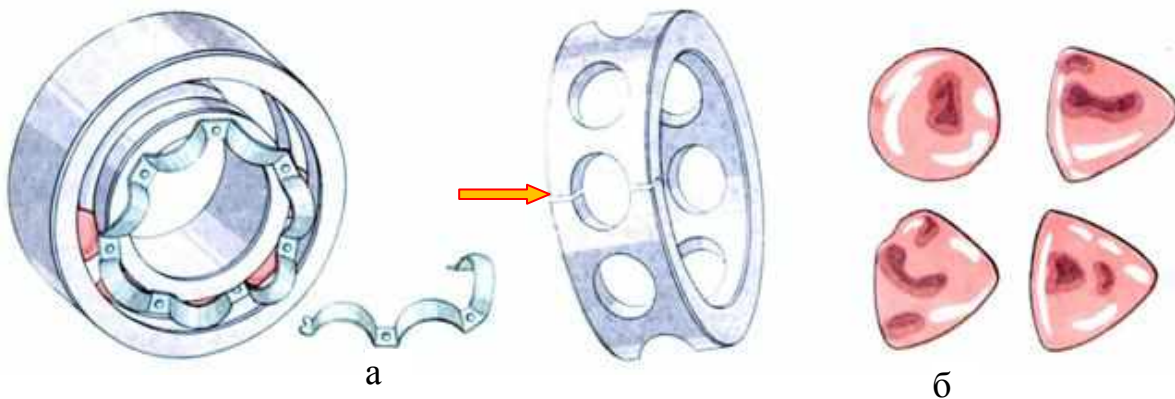


Рис. 8.26

Руйнування сепараторів спричиняється відцентровими силами і впливом на сепаратор тіл кочення. Впливи на сепаратор тіл кочення особливо істотні у підшипниках, що працюють з осьовим навантаженням або попереднім натягом, коли навантажені всі тіла кочення у підшипнику. Тоді тіла кочення, маючи неоднаковий у межах допуску діаметр, обертаються навколо осі вала з неоднаковою швидкістю, і виникає їх силова взаємодія з сепаратором, внаслідок чого сепаратор зношується. Крім того, можуть виникати автоколивання, пов'язані з неминучим прослизанням. Клепані штамповані сепаратори руйнуються по перетинах, ослаблених заклепками, або по перехідних перетинах, підсічених штампами. Масивні сепаратори руйнуються після зносу по перемичках або по ослаблених перетинах. Можливі відмови підшипників через порушення нормальних умов змащення.

Крім розглянутих видів ушкоджень тіл кочення і кілець, спостерігаються також: наволочення на тіла кочення металу сепаратора; зменшення твердості тіл кочення і кілець у зв'язку з неприпустимим підвищенням температури (рис. 8. 26, б); лущення, пов'язане з місцевими дефектами матеріалу; корозія, пов'язана з проходженням електричного струму, і т. д.

8.2.5. Кінематика підшипників кочення. Втрати на тертя

Підшипник кочення є планетарний механізм. Покажемо план швидкостей для двох випадків:

1. Обертається внутрішнє кільце (рис. 8.27, а).
2. Обертається зовнішнє кільце (рис. 8.27, б).

Для цих випадків: $V_1 = \omega \frac{D_1}{2}$; $V_{01} = \frac{V_1}{2}$; $V_2 = \omega \frac{D_2}{2}$; $V_{02} = \frac{V_2}{2}$.

Оскільки $D_1 < D_2$, то $V_{01} < V_{02}$.

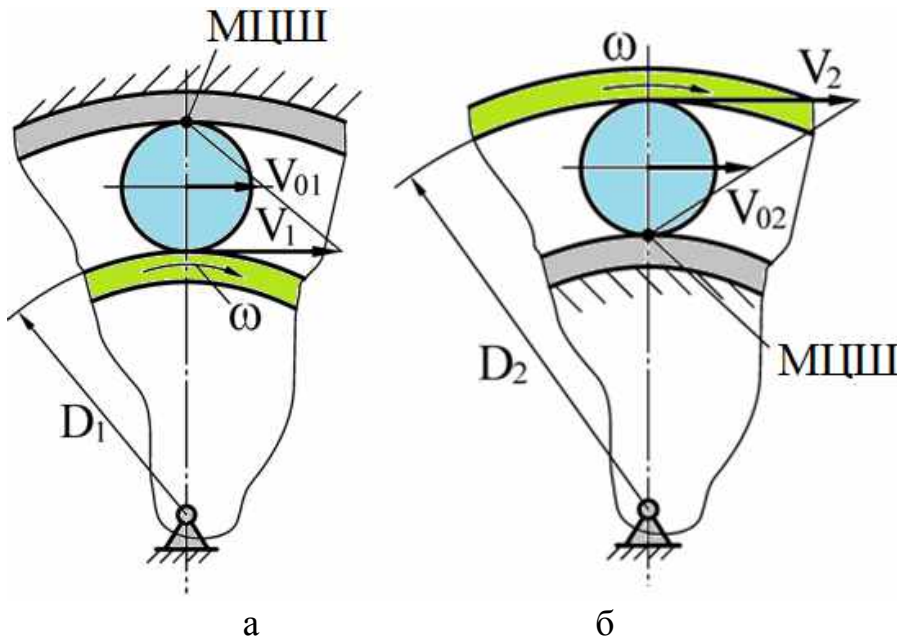


Рис. 8.27

Таким чином, при обертанні внутрішнього кільця кульки і доріжки кочення отримують менше число циклів навантаження.

Втрати на тертя у підшипнику зазвичай визначають за простими залежностями: так, наприклад, момент тертя

$$T = f_{np} F \frac{d}{2},$$

де F – навантаження $F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$; f_r – наведений коефіцієнт тертя, $f_{np} = 0,003 \dots 0,008$; F_r, F_a – радіальна і осьова сили; d – посадковий діаметр вала.

8.2.6. Підбір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю

Сучасний розрахунок підшипників кочення базують на двох критеріях:

- 1) статичній вантажопідйомності – відсутності остаткових вм'ятин на кільцях та кульках;

2) динамічній вантажопідйомності (витривалість) – відсутності слідів утомного викришування.

Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке статичне навантаження, яке призводить до загальної залишкової деформації тіл кочення і кілець:

$$\delta_{\text{сум}} \leq 0,0001D_w,$$

де D_w – діаметр тіла кочення.

За статичною вантажопідйомністю розраховують підшипники кочення при $n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$ за умови $P_0 \leq C_0$, де P_0 – еквівалентне статичне навантаження; C_0 – статична вантажопідйомність.

Статична вантажопідйомність C_0 вказана у каталогах підшипників.

Еквівалентне статичне навантаження

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

де F_r і F_a – радіальне і осьове навантаження; X_0, Y_0 – коефіцієнти радіальних і осьових навантажень, які вибирають з каталогів.

8.2.7. Підбір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю (за ресурсом)

Динамічна вантажопідйомність C, H – це постійне навантаження, яке із заданою надійністю може витримати підшипник без ознак втомного руйнування протягом 10^6 оборотів. За динамічною вантажопідйомністю підбирають підшипники кочення при $n > 10 \text{ хв}^{-1}$. Якщо $n = 1 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$, то приймають $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Вихідними даними для розрахунку підшипників за динамічною вантажопідйомністю є рівняння кривої контактної витривалості (для підшипників ця крива не має горизонтальної ділянки, рис. 8.28):

$$\sigma_H^m N = \text{const}.$$

Тут N – число циклів навантаження – замінюють кількістю оборотів підшипника за весь термін служби у мільйонах:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h,$$

де n – частота обертів, хв^{-1} ; L_h – ресурс підшипника, год.

Напруження пропорційні навантаженням, і тоді

$$P^p L = \text{const},$$

де P – еквівалентне навантаження на підшипник.

Із експериментів відомо

$$P^p L = C^p. \quad (8.1)$$

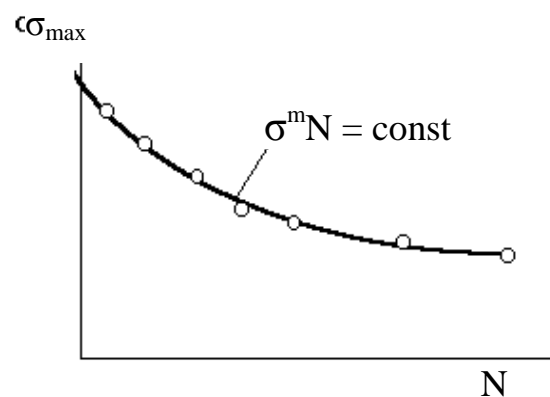


Рис. 8.28

З рівняння (8.1) маємо

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p.$$

В остаточному вигляді записують

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховує надійність підшипника, вводиться за необхідності підвищення надійності; a_{23} – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу підшипника, мастило і умови експлуатації.

Для радіальних і радіально-упорних підшипників

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\theta K_T. \quad (8.2)$$

Для радіальних роликівих ПК

$$P = VF_r K_\theta K_T. \quad (8.3)$$

Для упорних ПК

$$P = F_a K_\theta K_T. \quad (8.4)$$

У наведених формулах позначені: F_r і F_a – радіальне і осьове навантаження на підшипник; V – коефіцієнт обертання, що враховує, яке кільце обертається відносно вектора сили: $V = 1$ – обертається внутрішнє кільце; $V = 1,2$ – обертається зовнішнє кільце; K_θ – коефіцієнт безпеки, що враховує режим роботи (спокійна або ударна), $K_\theta = 1 \dots 3$; K_T – температурний коефіцієнт (при робочій температурі підшипника t до 125°C $K_T = 1$, при $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$); X , Y – коефіцієнти радіального і осьового навантажень (вказані у довідниках).

Радіальне і осьове навантаження, що входять до виразів для еквівалентного навантаження (8.2) – (8.4), дорівнюють сумарним реакціям у опорах. За радіальне навантаження приймають найбільшу з розрахованих сумарних радіальних реакцій у опорах (див. нижче).

Динамічна вантажопідйомність

$$C = \left(\frac{L}{a_1 a_{23}}\right)^{1/p} P. \quad (8.5)$$

Тут показник степеня $p = 3$ для кулькових підшипників; $p = 3,33$ – для роликівих.

За формулою (8.5) можна визначити потрібну динамічну вантажопідйомність. Необхідно, щоб

$$C_{номр} < C_n, \quad (8.6)$$

де C_n – наявна динамічна вантажопідйомність конкретного підшипника, яка наводиться у каталогах.

Якщо $C_{\text{потр}} > C_{\text{н}}$, то потрібно вибрати інший підшипник або зменшити ресурс.

Часто підшипники вибирають конструктивно. Тоді розрахунком перевіряють їх ресурс:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^p.$$

Підшипники, що працюють при змінному навантаженні, вибирають за еквівалентним навантаженням, тобто таким, що викликає такий самий ефект втоми, як і всі діючі навантаження. Наприклад, для кулькових підшипників

$$P_{\text{екв}} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_{\Sigma}}},$$

де L_{Σ} – загальне число мільйонів обертів, протягом яких діють навантаження P_1, P_2, \dots, P_n .

Для підшипників опор валів зубчастих передач, що працюють при типових режимах навантаження, розрахунки зручно вести за допомогою коефіцієнта еквівалентності K_E :

$$F_{r1} = K_E F_{r1\text{max}}, \quad F_{r2} = K_E F_{r2\text{max}}, \quad F_A = K_E F_{A\text{max}},$$

який беруть з таблиці відповідно до типу режиму:

Режим роботи	0	I	II	III	IV	V
K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

8.2.8. Визначення навантаження на підшипники

Щоб знайти еквівалентне навантаження

$$P = (XVF_r + YF_a) K_{\delta} K_T,$$

в загальному випадку необхідно знати осьове F_a і радіальне F_r навантаження на кожну опору. Розглянемо процедуру визначення цих навантажень. Для цього як приклад візьмемо вал з конічним колесом, встановлений на двох кулькових однорядних підшипниках (рис. 8.29).

У цьому випадку, так само як і в косозубчастій циліндричній парі, у зачепленні будуть діяти три сили: окружна F_t , радіальна F_r і осьова F_a . Крім того, осьова сила створює момент у вертикальній площині, у якій лежить радіальна сила. Якщо колесо прямозубе, то осьова сила і момент дорівнюватимуть нулю, і наведені нижче рівняння спрощуються.

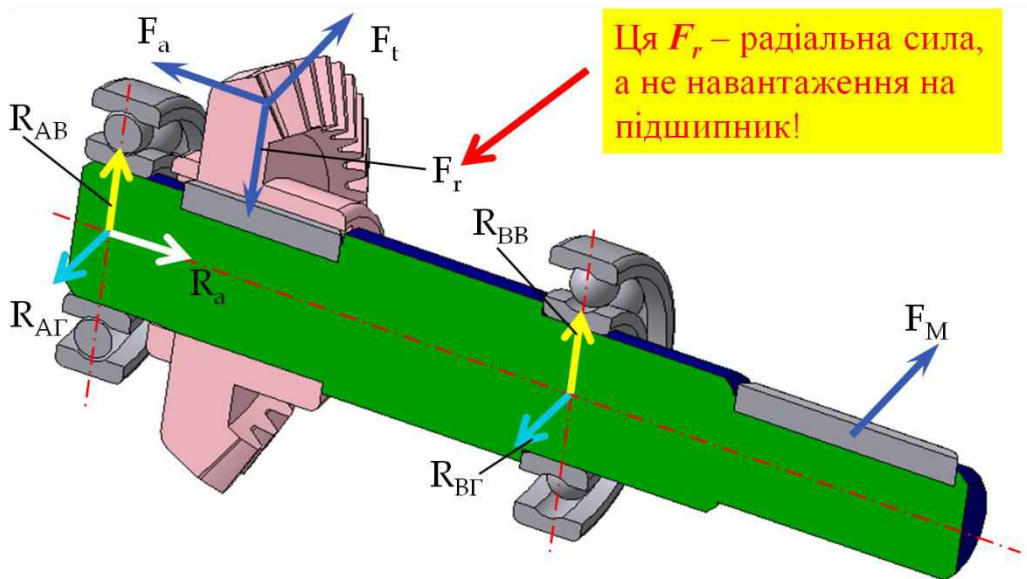


Рис. 8.29

При розрахунку підшипників вважається, що всі зовнішні сили, що діють, визначені за величиною і напрямком, а також відомі точки їх прикладування. Якщо напрямки якихось із діючих сил заздалегідь невідомі, то розглядають найбільш небезпечний для роботи підшипників варіант.

При двохопорній схемі одна з опор вважається шарнірно-рухомою, друга – шарнірно-нерухомою (рис. 8.30). В цьому випадку система сил є статично визначною, і проекції радіальних реакцій в опорах визначають з рівняння рівноваги: сума моментів зовнішніх сил щодо однієї опори і моменту реакції в опорі дорівнює нулю.

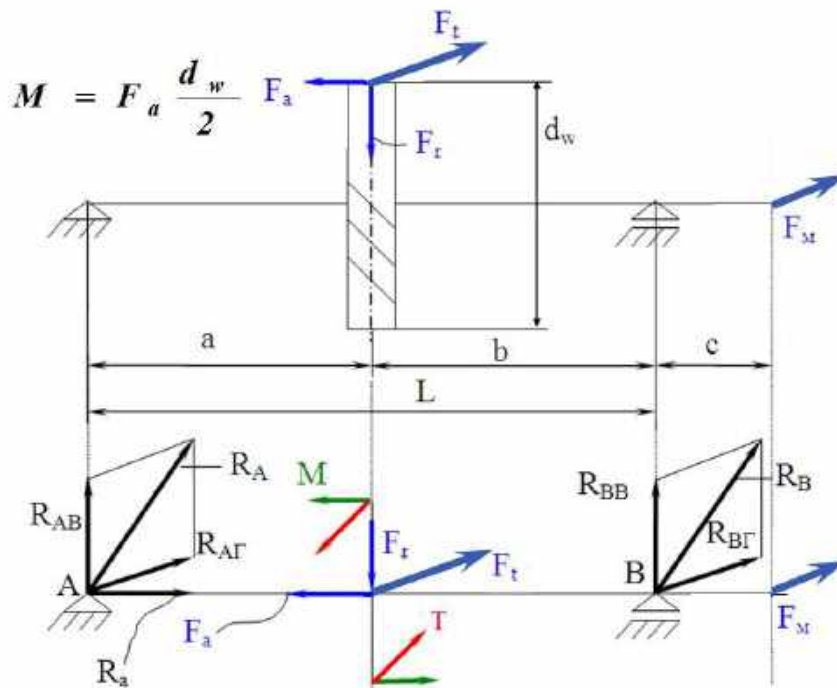


Рис. 8.30

У вертикальній площині сума моментів щодо точки A (рис. 8.30):

$$\sum_{i=1}^N M_{iB} = -R_{AB}L + M + F_r b = 0, \text{ звідки } R_{AB} = \frac{F_r b + M}{L}.$$

Аналогічно сума моментів щодо точки B : $\sum_{i=1}^N M_{iA} = R_{BB}L + M - F_r a = 0$ і $R_{BB} = \frac{F_r a - M}{L}$.

Склавши рівняння рівноваги у горизонтальній площині, можна знайти відповідні проекції:

$$R_{B\Gamma} = \frac{F_t a + F_M(L+c)}{L}; \quad R_{A\Gamma} = \frac{F_t b + F_M c}{L}.$$

Сумарні радіальні реакції

$$R_B = \sqrt{R_{BB}^2 + R_{B\Gamma}^2}; \quad R_A = \sqrt{R_{AB}^2 + R_{A\Gamma}^2}.$$

Для вала на двох опорах технологічно зручніше використовувати два однакових підшипника, тому зазвичай розрахунок ведуть за найбільш навантаженим з них, тобто радіальне навантаження на підшипник становить

$$F_r = \max\{R_A; R_B\}.$$

Радіальне навантаження ні у якому разі не дорівнює радіальній силі! Справжній інженер не може сплутати навантаження і силу, хоч вони і позначаються однаково.

Осьове навантаження на підшипник дорівнює сумарній осьовій силі: $F_a = R_a$. У нашому прикладі ця сила одна, але у загальному випадку їх може бути кілька, і їх треба підсумовувати.

Якщо у одній опорі встановлюють два однакових радіальних підшипника, що утворюють один підшипниковий вузол, то їх розглядають як один дворядний підшипник. Динамічна радіальна вантажопідйомність комплексу з двох підшипників становить:

- для кулькових $C_{\text{сум}} = 1,625C$,
- для роликів $C_{\text{сум}} = 1,714C$.

При визначенні еквівалентного навантаження значення коефіцієнтів X і Y приймають як для дворядних підшипників.

8.2.9. Розрахунок підшипників кочення за граничною швидкохідністю

Швидкохідні підшипники виходять з ладу, як правило, не через втомне викришування, а внаслідок теплового заклинювання, розриву або аварійного зносу сепаратора.

Для оцінки граничної швидкохідності прийнято умовний швидкісний параметр $d_m n$, так як знос і втрати на тертя пропорційні коловій швидкості. Має бути

$$d_m n \leq [d_m n],$$

де $d_m = \frac{D+d}{2}$ – середній діаметр; D, d – зовнішній і внутрішній посадочні діаметри; n – частота обертання, хв^{-1} .

Наприклад, для радіально-упорного підшипника з клепаним сепаратором
 $[d_m n] = (5,5 \dots 6,5) \cdot 10^5$.

8.2.10. Монтаж підшипників

Способи фіксації на валу. Для забезпечення необхідного положення підшипника щодо вала і передачі одностороннього осьового навантаження з вала на підшипник використовують бурти (рис. 8.31, а). Для передачі двостороннього осьового навантаження разом з буртом ставлять стопорне кільце (рис. 8.31, б), круглі гайки (рис. 8.31, в) або торцеві шайби (рис. 8.31, г, д). В останньому випадку обов'язково передбачають гарантований зазор між торцем вала і шайбою, який забезпечує надійну фіксацію підшипника.

Якщо немає можливості розташувати бурт безпосередньо біля підшипника (наприклад, якщо далі на валу встановлено колесо з тим же посадковим діаметром), то замість бурту використовують дистанційну втулку (рис. 8.31, е), а у бурт впирається наступна деталь (у згаданому прикладі – зубчасте колесо).

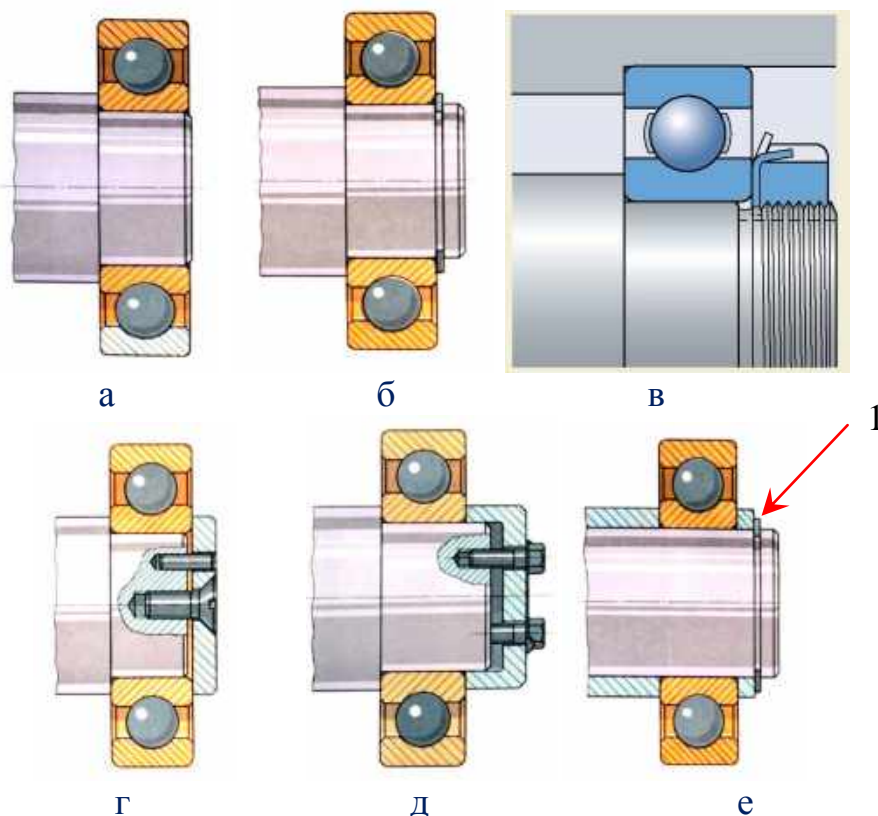


Рис. 8.31

Зверніть увагу на кільце 1 між підшипником і стопорним кільцем (рис. 8.31, е). В цьому випадку технологічно простіше збирати вузол, оскільки

можливі відхилення від розмірів через допуски і/або помилки виготовлення компенсуються підшлифуванням кільця *1* за місцем.

Типи опор: фіксуєча + плаваюча. Фіксуєча опора сприймає радіальне та двостороннє осьове навантаження, плаваюча – тільки радіальне (рис. 8.32). Така схема може бути застосована на валах будь-якої довжини. Як плаваючу доцільно виконувати опору, навантажену меншою радіальною силою.

У фіксуєчій опорі обидва кільця підшипника закріплені від осьового зсуву в обох напрямках (рис. 8.33). На плаваючій опорі (рис. 8.34) обойма, яка обертається, – зафіксована, нерухома обойма має можливість осьового переміщення (крім радіального роликового без бортів, у якого зміщення відбувається за рахунок конструкції підшипника). Осьові переміщення вала у фіксуєчій опорі залежать від власного осьового зазору в підшипниках, способів кріплення кілець підшипників на валу і в корпусі, а також від осьової жорсткості підшипників.

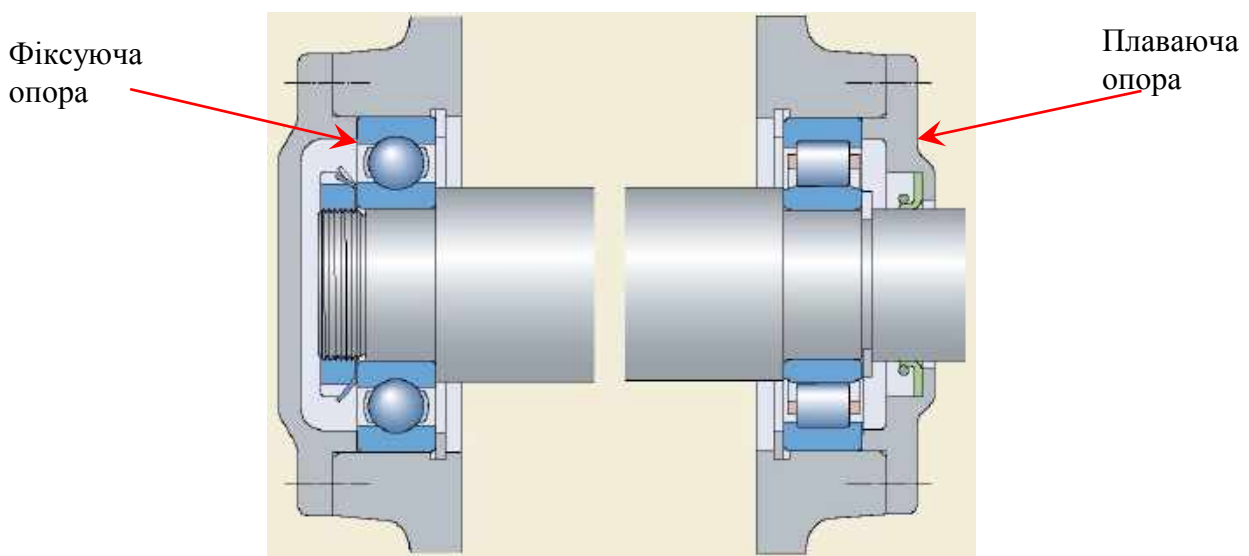


Рис. 8.32

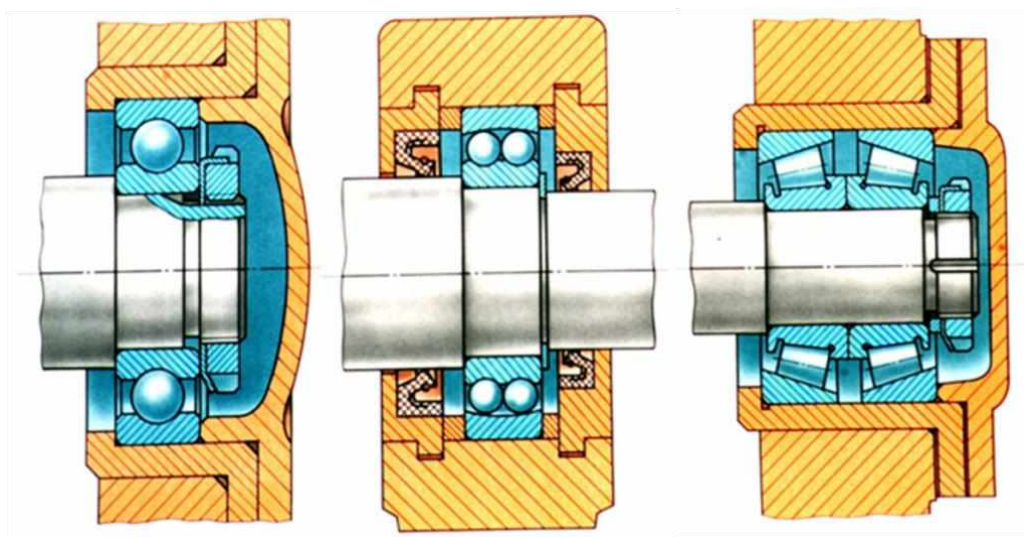


Рис. 8.33

Основні переваги цієї схеми:

- не потрібно точно витримувати відстань між опорами. що особливо важливо при розташуванні опор у окремих корпусах;
- опори можуть бути розташовані на будь-якій відстані одна від одної, тому що температурні або пружні деформації валів будуть компенсуватися осьовими переміщеннями плаваючої опори;
- висока осьова жорсткість фіксуючої опори, особливо у разі використання двох роликкових конічних або подвійних упорних підшипників. Недоліком цієї схеми є складна конструкція кріплення підшипників на валу і у корпусі.

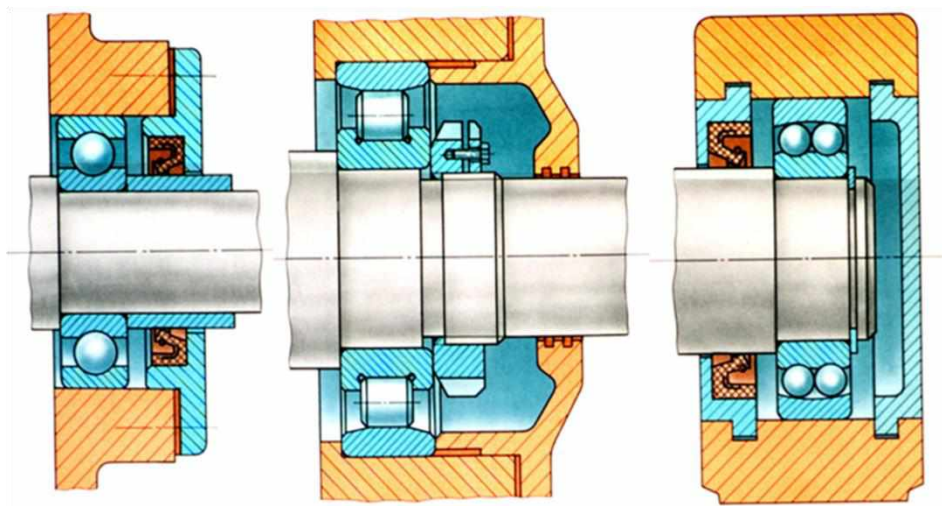


Рис. 8.34

Типи опор: «врозпір» і «врозтяжку». Схеми застосовуються на коротких валах (як правило, відстань між опорами до 350 мм). Кожна з опор сприймає радіальне і одностороннє осьове навантаження.

Схема установки вала "врозпір" (рис. 8.35) конструктивно є найбільш простою. Вона широко застосовується при малих відстанях між опорами. Для виключення защемлення вала через його температурні деформації необхідно передбачати зазор між кришкою і зовнішнім кільцем підшипника.

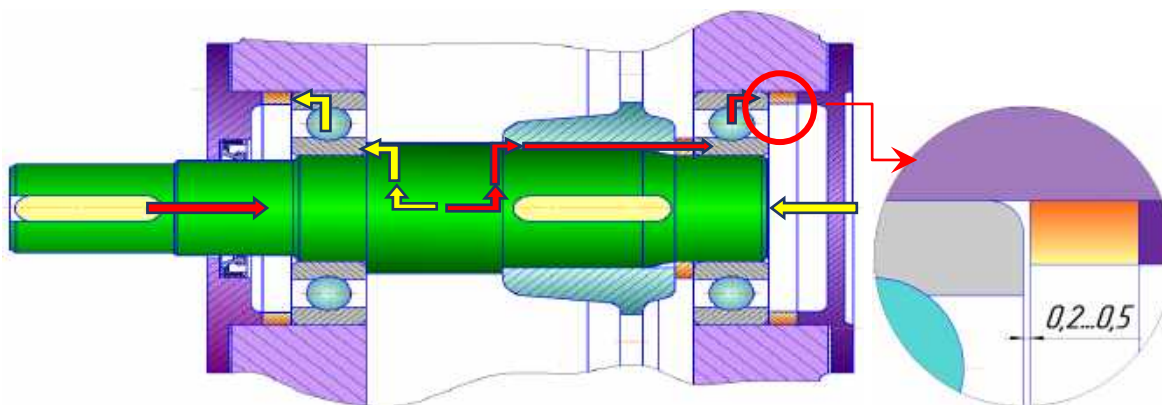


Рис. 8.35

У таких опорах внутрішні кільця підшипників встановлюють на вал з упором у його виступи (рис. 8.36) або у дистанційні втулки. Зовнішні кільця підшипників встановлюють у корпус з упором у кришку (рис. 8.36, а) або бортик, виконаний у корпусі (рис. 8.36, в). Зазор регулюється або прокладками, або гвинтом (рис. 8.36, б) або гайкою (рис. 8.36, в).

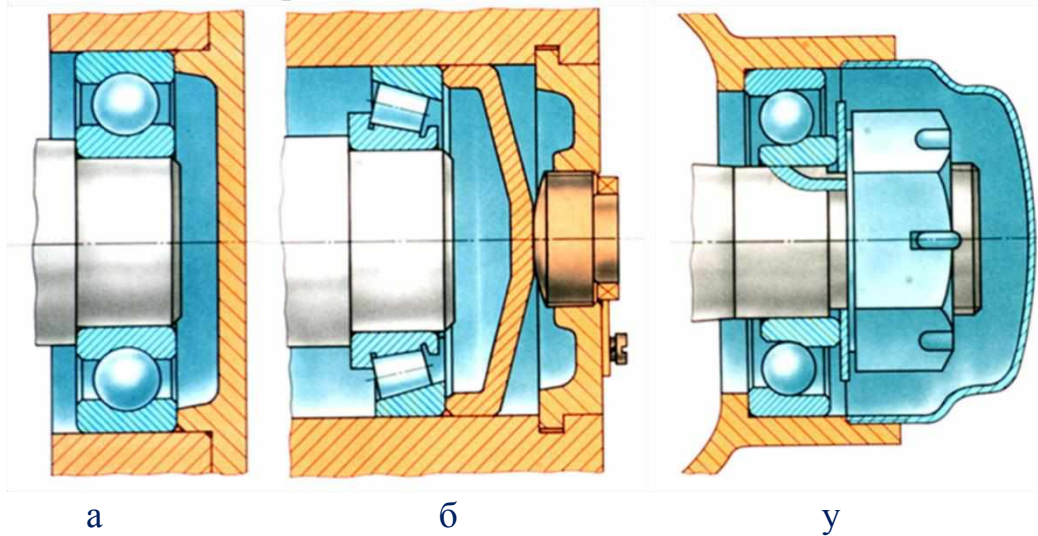


Рис. 8.36

При установці вала "врозтяжку" (рис. 8.37) відстань між підшипниками можна збільшити (для радіальних шарикопідшипників $l/d = 10...12$), так як температурні деформації вала ведуть до збільшення зазорів у підшипниках.

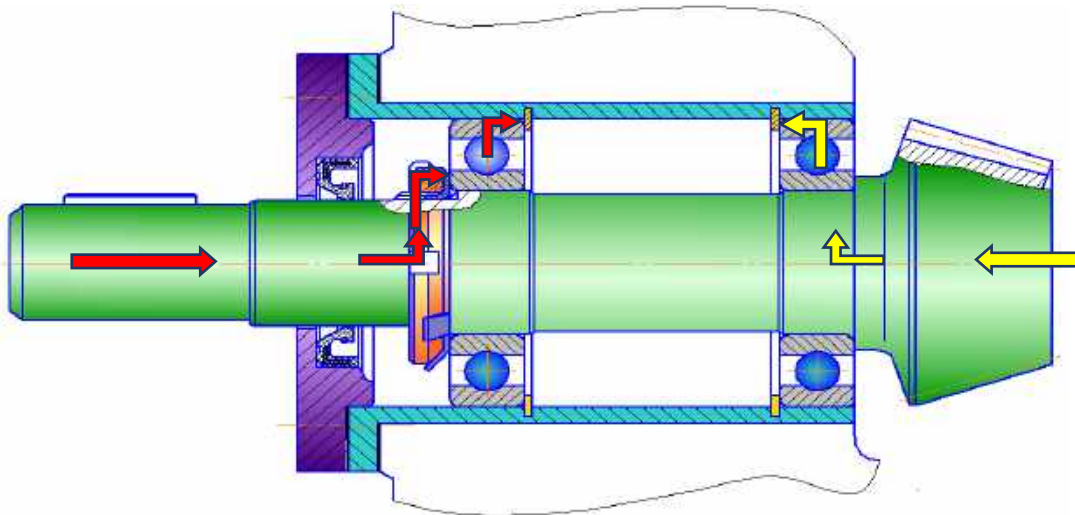


Рис. 8.37

Посадки підшипників. Надійність роботи підшипникових вузлів значною мірою залежить від правильного вибору посадок кілець підшипників на вал і у корпус.

При виборі посадки враховуються: тип підшипника; частота обертів; навантаження на підшипник (постійне або змінне за значенням і напрямком, спокійне або ударне); жорсткість вала і корпусу; характер температурних деформацій системи (збільшення або зменшення натягів при робочих температурах); спо-

сіб кріплення підшипника (із затягуванням або без затягування); зручність монтажу і демонтажу.

Розрізняють три основних види навантаження кільця: кільце обертається щодо радіального навантаження, піддаючись так званому циркуляційному навантаженню; кільце нерухоме щодо радіального навантаження і піддається місцевому навантаженню; кільце навантажене рівнодіючою радіального навантаження, яка не робить повного оберту, а коливається на певній ділянці кільця, піддаючи його коливальному навантаженню.

При виборі посадок підшипників слід дотримуватись таких правил:

1. Оскільки підшипники є стандартними вузлами, то вали і корпус слід пристосовувати до них.

2. При виборі посадки необхідно забезпечити нерухоме з'єднання обертового кільця підшипника і з невеликим проміжком або з дуже невеликим натягом – нерухомого.

3. Посадки повинні бути тим більш щільними, чим більше навантаження і сильніше поштовхи. Для швидкохідних машин посадки мають бути вільнішими.

4. Посадки роликопідшипників – більш щільні, ніж кулькових. Посадки радіально-упорних підшипників щільніші, ніж у радіальних. Посадки великих підшипників призначають щільнішими, ніж у середніх і малорозмірних.

Поля допусків діаметрів підшипників позначають буквами L для внутрішнього кільця і l – для зовнішнього у поєднанні зі ступенем точності: $L0, L6, l0, l6$ (рис. 8.38). Рекомендації щодо вибору посадок підшипників наведено у літературі.

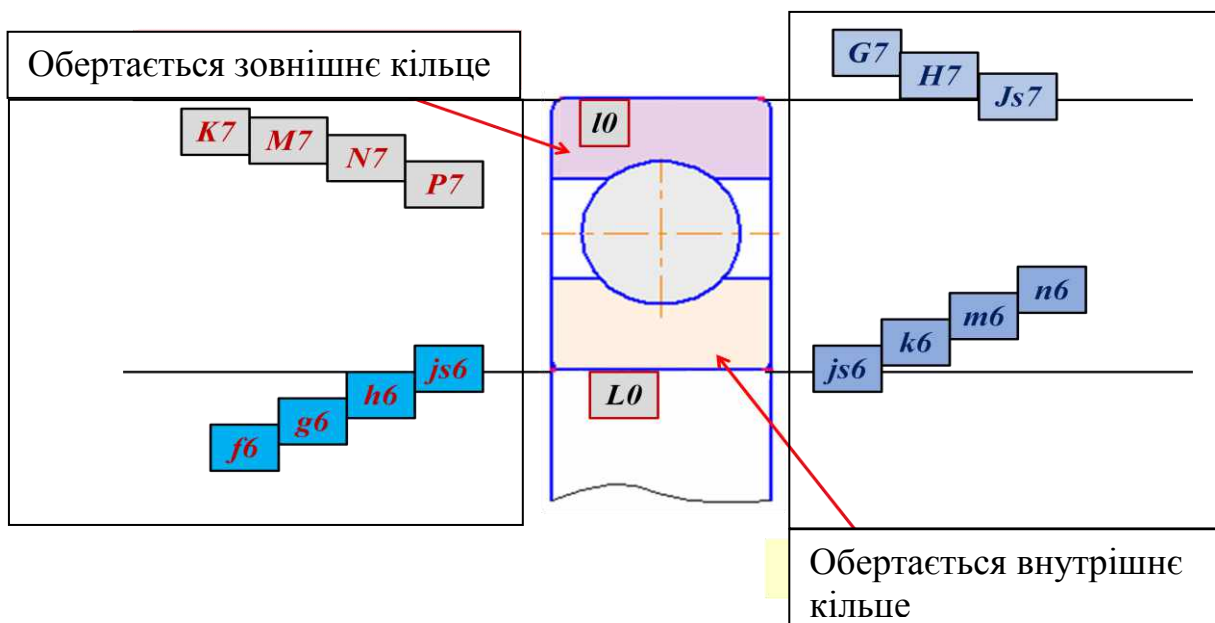


Рис. 8.38

9. МУФТИ

Муфта – це пристрій для передачі крутного моменту між валами і для компенсації їх неспіввісності.

Більшість машин компонують з окремих вузлів. Наприклад, маємо машину, зібрану з вузлів, показаних на рис. 9.1. Кінематичний і силовий зв'язок між окремими вузлами здійснюється за допомогою муфт.

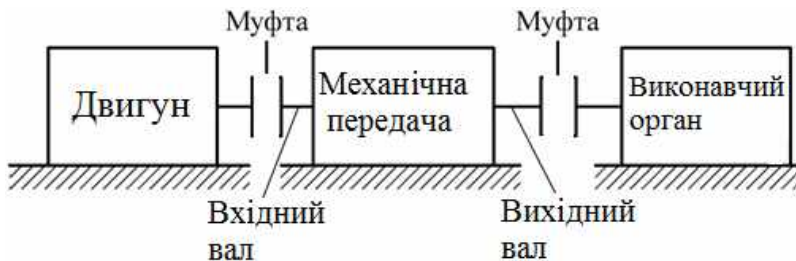


Рис. 9.1

Взаємна установка валів не може бути ідеально точною. Крім цього, рама (корпус) здатна деформуватися. Помилки монтажу, деформації під навантаженням і теплове подовження елементів кінематичного ланцюга призводять до неправильного взаємного розташування валів.

Види відхилень положення валів ідеального положення (рис. 9.2, а):

1. Осьове зміщення Δl (рис. 9.2, б).
2. Радіальне зміщення Δr (рис. 9.2, в).
3. Кутове зміщення $\Delta \alpha$ (рис. 9.2, г).

Комбінацію зазначених відхилень називають неспіввісністю (рис. 9.2, д).

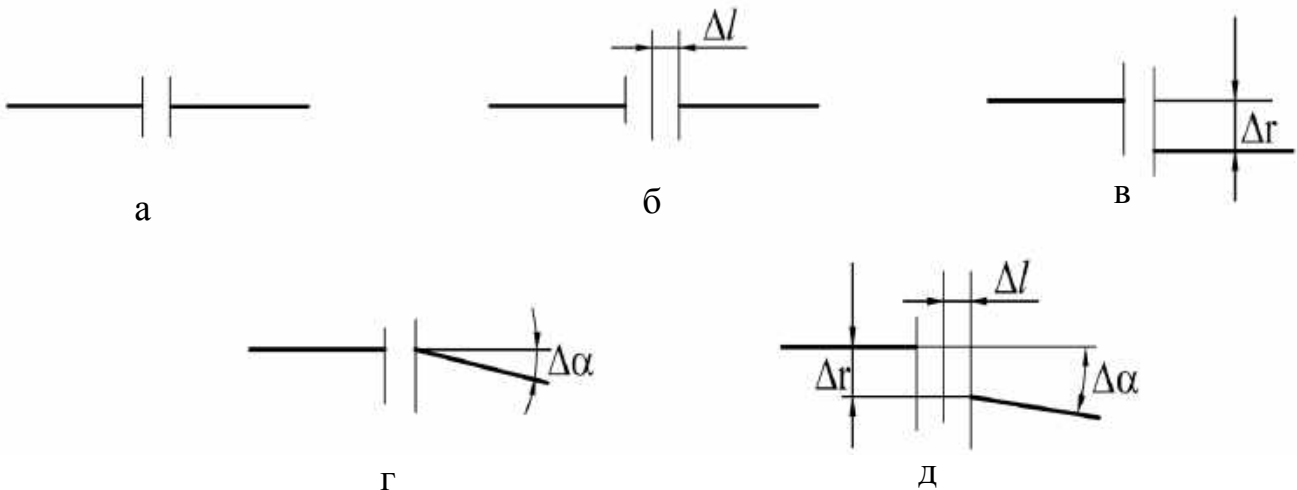


Рис. 9.2

Муфти за принципом роботи поділяють на три основні групи: механічні, електричні, гідравлічні.

Ми розглядаємо механічні муфти. Основні типи механічних муфт: 1) постійні; 2) керовані, або зчіпні; 3) автоматичні, або саморегульовані.

9.1. Постійні муфти

Постійні муфти забезпечують безперервне з'єднання валів. Вони підрозділяються на три основні групи: глухі, компенсувальні та пружні.

Глухі муфти застосовують, як правило, для з'єднання ділянок довгого складеного вала, наприклад, у трансмісії вертольота.

Розрізняють такі глухі муфти:

1. *Втулкові* (рис. 9.3). Вони прості, мають середню навантажувальну здатність і малі радіальні розміри. Слабким елементом у них є штифт, який розраховують на зминання і зріз.

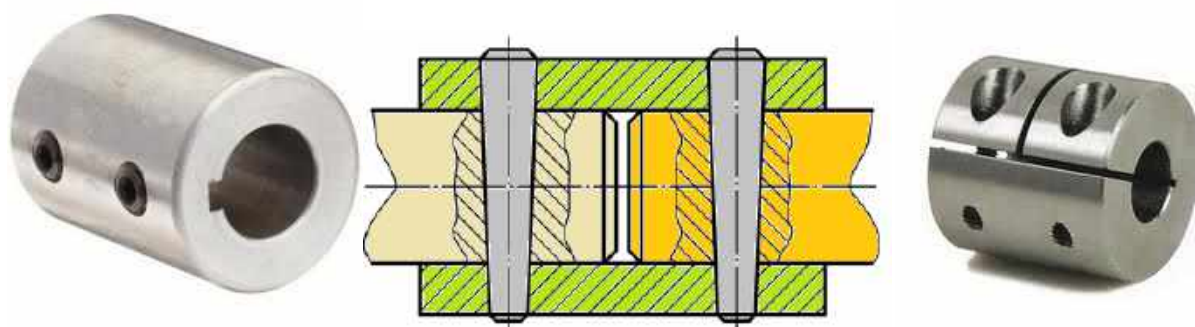


Рис. 9.3

2. *Фланцеві відкриті* (рис. 9.4, а) і *закриті* (рис. 9.4, б). Вони є основним видом глухих муфт. Крутний момент у них передається або силами опору на зріз болтів, поставлених без зазору, або силами тертя між фланцями.

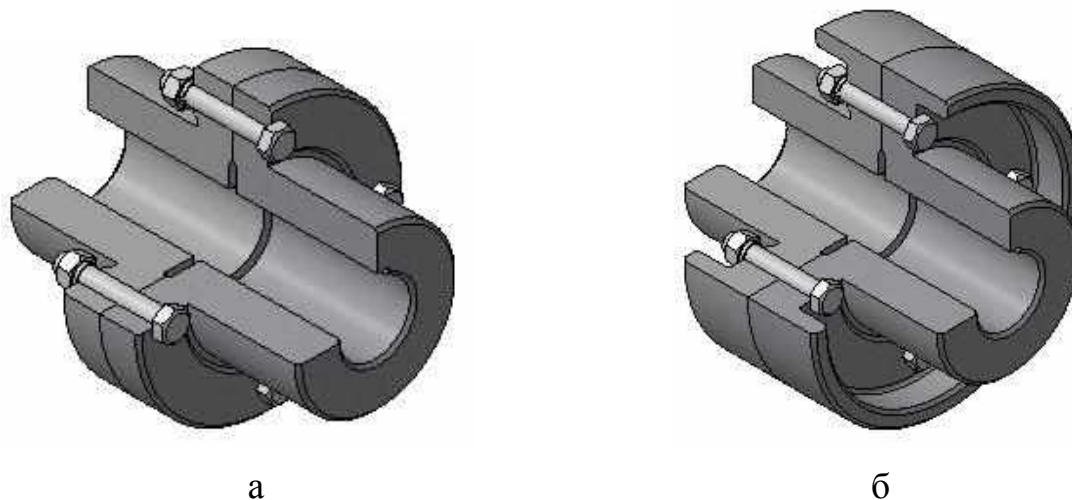


Рис. 9.4

Переваги цих муфт – простота, велика навантажувальна здатність, можливість компенсувати осьове зміщення за допомогою додаткових кілець, що вставляються між фланцями. З недоліків слід зазначити відсутність інших компенсуючих властивостей і великі радіальні розміри.

9.2. Компенсувальні муфти

Для компенсації неспіввісностей використовують компенсувальні муфти. Вони бувають жорсткими і пружними.

Серед жорстких муфт найбільше застосування мають кулачково-дискові, зубчасті, хрестово-шарнірні (шарнір Гука).

Кулачково-дискова муфта складається з напівмуфт 1 і 2 та проміжного диска 3 з кулачками (виступами) (рис. 9.5).

На напівмуфтах є відповідні пази. При роботі муфти виступи ковзають у пазах, а центр диска описує коло. Муфта має середню здатність навантаження, компактна, відносно невелика у радіальному напрямку, зручна для компенсації радіальних зсувів. Однак при роботі виникає значне ковзання, найбільш слабким елементом є виступи диска.

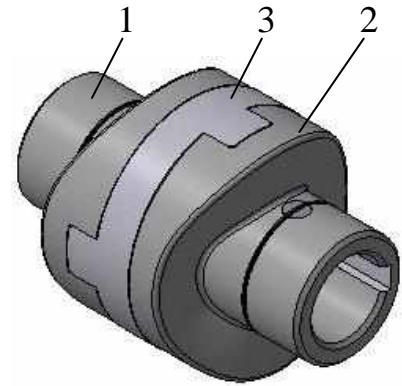


Рис. 9.5

Зубчасті муфти мають велику навантажувальну здатність, вони стандартизовані та можуть компенсувати будь-який тип неспіввісности: Δl , Δr і $\Delta \alpha$ (див. рис. 9.2). Однак вони великі у радіальному розмірі та при роботі вимагають мастила. Слабким елементом є бічні поверхні зубців.

Зубчаста муфта складається з напівмуфт 1 і 2 з зовнішніми зубцями і різної обойми 3 з внутрішніми зубцями (рис. 9.6). Для створення компенсувальних властивостей зубці закруглені у радіальному перетині та по хорді зубця (рис. 9.7, а).

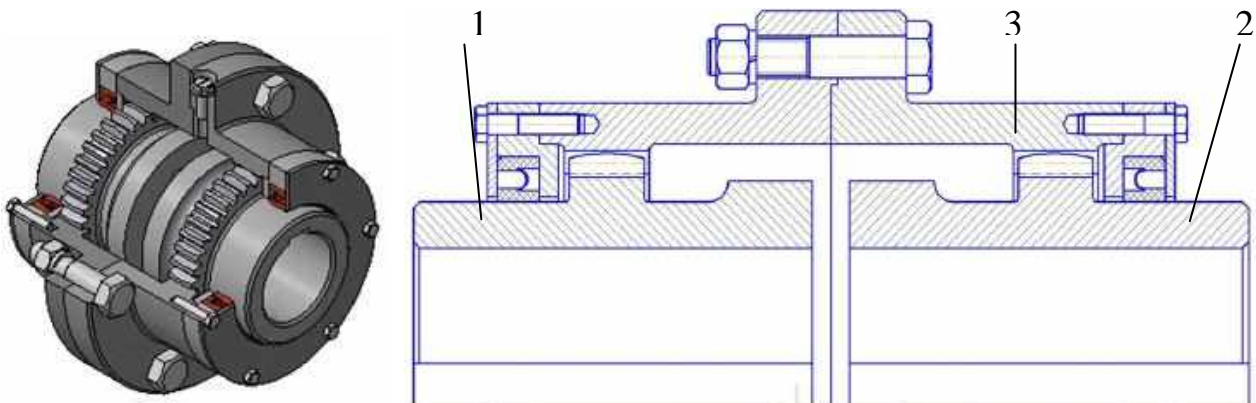


Рис. 9.6

Інші конструктивні виконання зубчастої муфти – з одним зубчастим вінцем і без змащення для малих переданих моментів – показані на рис. 9.7, б.

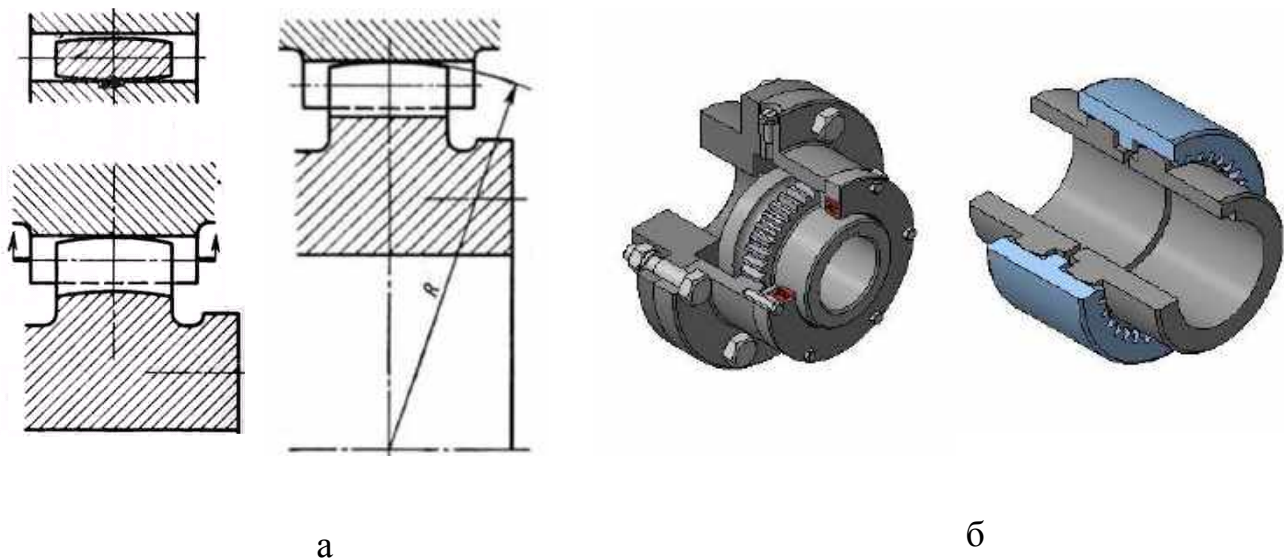


Рис. 9.7

Хрестово-шарнірні муфти (кардани, шарніри Гука) (рис. 9.8) призначені для передачі значного крутного моменту між валами з перекосом осей до 40° у одній муфті. З недоліків відзначимо нерівномірність обертання веденого вала (при значних кутах перекосу осей) і відсутність компенсації радіальних і осьових зсувів.

Муфта складається з двох напівмуфт з вилками і центральної частини з шарнірами на взаємно перпендикулярних осях, так званої хрестовини (рис. 9.9).

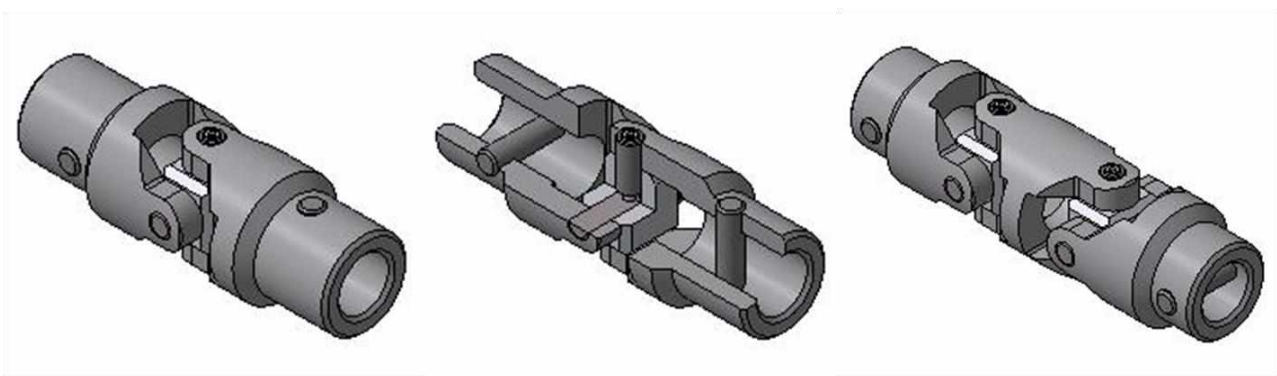


Рис. 9.8

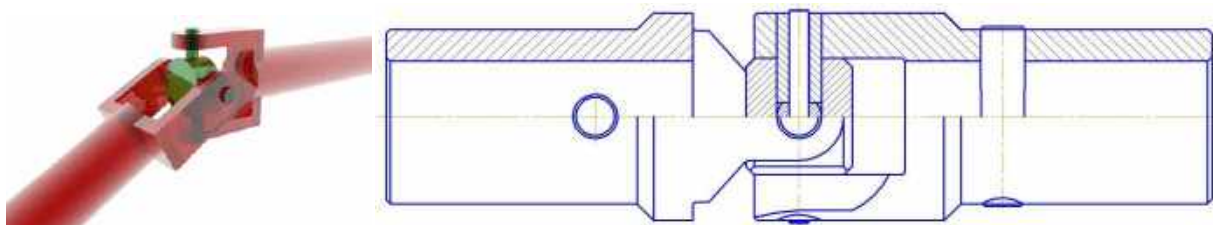


Рис. 9.9

9.3. Пружні муфти

Призначення цих муфт – пом'якшення ударів і попередження небезпечних коливань.

Пружні муфти містять пружний елемент, який буває металевим або неметалевим. У другому випадку муфта має електроізоляційні властивості, а також змінну жорсткість.

Важливою властивістю пружної муфти є її демпфівальна здібність, яка характеризується величиною енергії, незворотно втраченої муфтою за один цикл. Ця енергія витрачається на внутрішнє і зовнішнє тертя. Демпфівальні властивості пружних муфт сприяють зниженню динамічних навантажень і загасанню коливань.

Розглянемо муфти з неметалевим пружним елементом.

Муфта із зіркою складається з двох напівмуфт і гумової зірки, яка має чотири або шість виступів (рис. 9.10). Вона стандартизована і компенсує невеликі радіальні та кутові зміщення. Слабким елементом муфти є гумові зірочки.

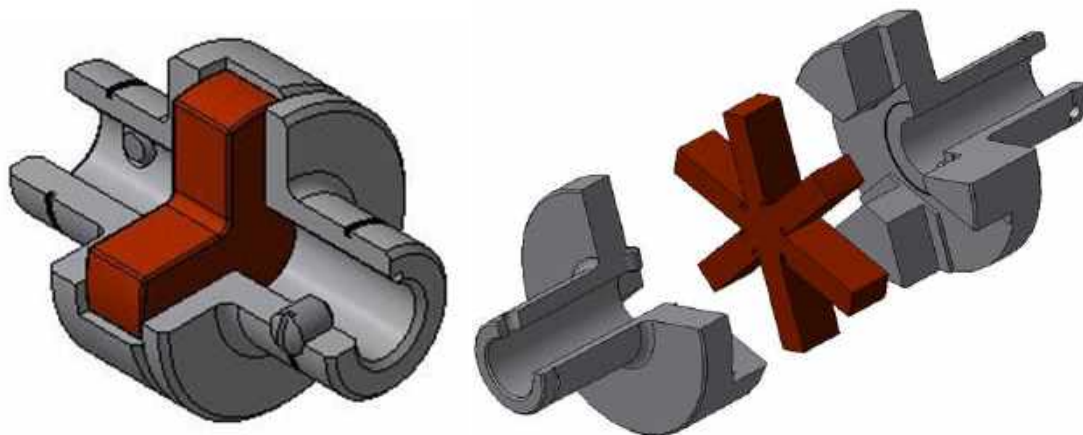


Рис. 9.10

1. Пружна муфта з тороподібною оболонкою (рис. 9.11, *а*) стандартизована, вона має велику навантажувальну здатність (до 40 000 Нм), здатність зменшувати динамічні навантаження завдяки малій крутній жорсткості та високій демпфівальній здатності, високим компенсаційним і електроізоляційним властивостям.

Недоліки: ці муфти складніше і дорожче інших пружних муфт, створюють додаткові осьові сили на вали і вони помітно більше у радіальному напрямку. У деяких виконаннях використовується увігнута оболонка (рис. 9.11, *б*). Пружний елемент муфти, що має форму автомобільної шини, встановлений і закріплений по периметру дисків гвинтами і додатковими кільцями. Оболонку виготовляють з гуми або гуми, армованої спеціальним кордом. Гумово-кордна оболонка складніше у виготовленні, ніж гумова, однак термін її роботи у кілька разів більше гумової. При навантаженні муфти пружний елемент працює на кручення. Така конструкція додає муфті велику енергоємність і значні компенсаційні можливості (радіальний

зсув валів $\Delta r \approx 2...6$ мм, кутовий зсув валів $\Delta \alpha \approx 2...6$ °, кут закручування $\Delta \varphi \approx 5...30$ °).

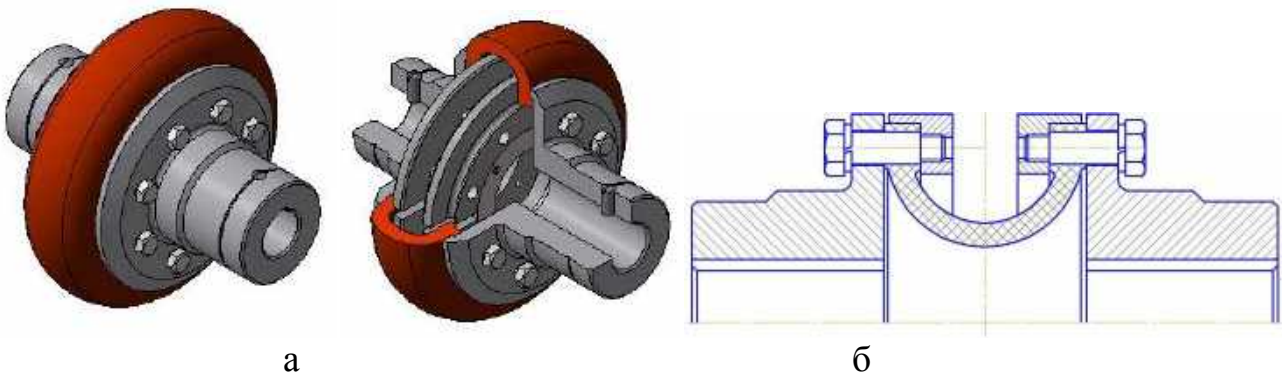


Рис. 9.11

1. Муфта пружна втулочно-пальцева (МПВП) (рис. 9.12) має велику навантажувальну здатність (до 16 000 Нм), стандартизована і компенсує Δl , Δr , $\Delta \alpha$.

Слабким елементом муфти є гумові втулки і пальці.

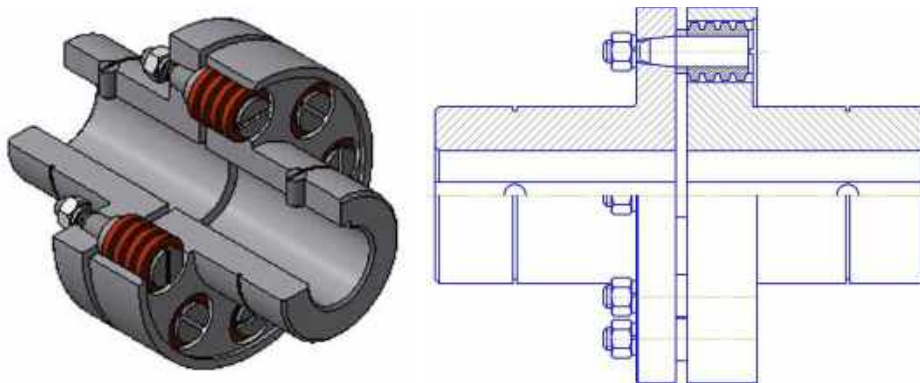


Рис. 9.12

9.4. Керовані (зчіпні) муфти

Ці муфти призначені для з'єднання або роз'єднання валів залежно від керуючого впливу при їх обертанні або у стані спокою.

Керовані муфти бувають синхронні та асинхронні, з механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним перемиканням.

Розрізняють два основних типи муфт: 1) кулачкові; 2) фрикційні.

Приклад **кулачкової** муфти показано на рис. 9.14. Вона складається з двох напівмуфт, на яких виконані западини і виступи, що утворюють пари кулачків. Кулачки можуть бути виконані як на торцевій (рис. 9.14, а), так і на циліндричній (рис. 9.14, б) поверхнях. Вмикання і вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням однієї з напівмуфт.

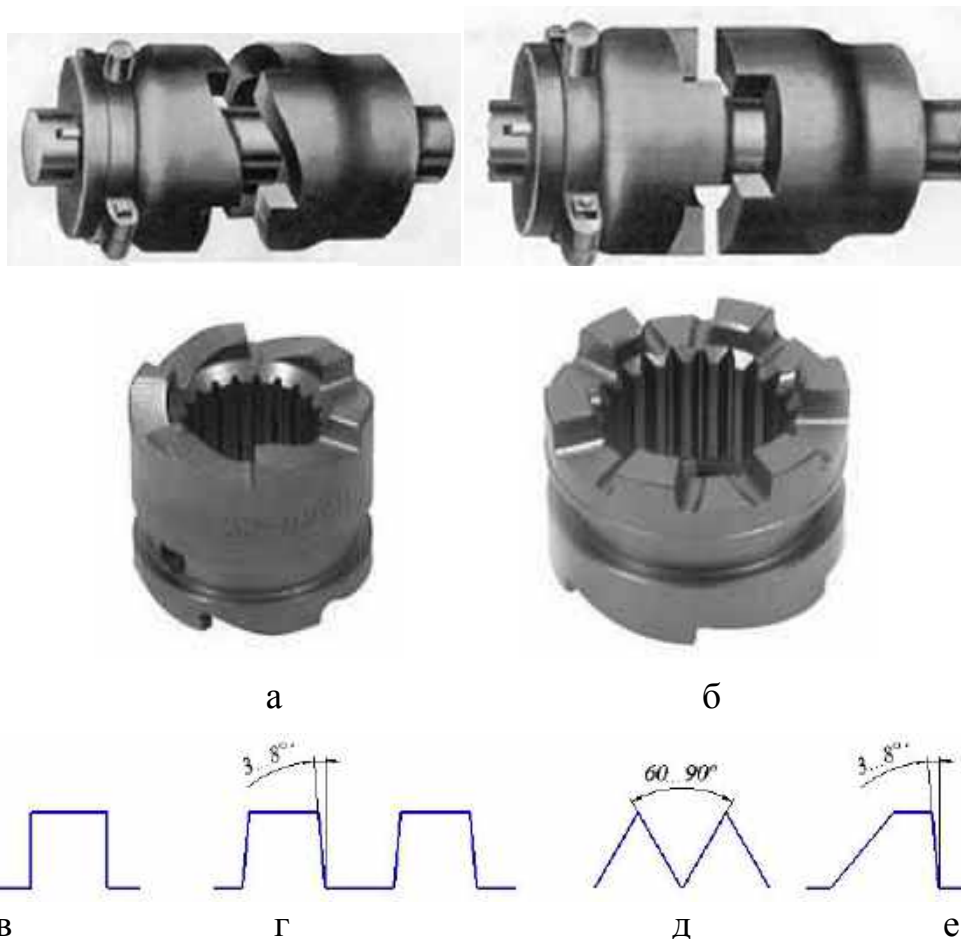


Рис. 9.14

Найбільшого поширення здобули муфти з такими профілями кулачків, як прямокутний (рис. 9.14, в), трапецеїдальний симетричний (рис. 9.14, г), трикутний («мишачий зуб») (рис. 9.14, д), трапецеїдальний несиметричний (рис. 9.14, е).

Для кулачкових муфт характерні відсутність відносного ковзання і малі габарити. Однак для плавного включення напівмуфти повинні бути синхронізовані (мати однакову або близьку частоту обертання) або зупинені. Крім того, слабким елементом кулачкових муфт є кулачки, які розраховуються на питомий тиск і на вигин.

Кулачкову муфту з трапецеїдальним профілем можна використовувати як запобіжну, якщо забезпечити притиск за допомогою пружини. Тоді, при куті профілю, при якому відсутнє самогальмування, і при досягненні окружною силою заданої заздалегідь величини, ця сила (рис. 9.15) подолає силу пружини, і напівмуфти вийдуть із зчеплення.

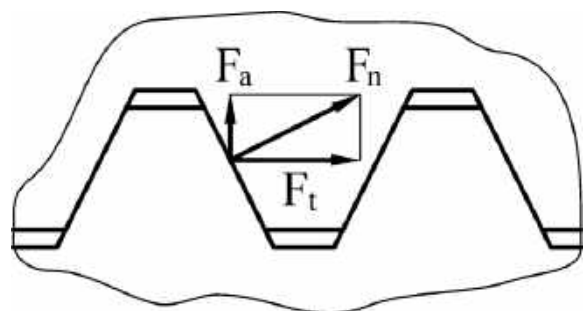


Рис. 9.15

У фрикційних муфтах крутний момент передається силами тертя, тому вони допускають плавне з'єднання (зчеплення) при різних швидкостях з регулю-

ванням часу вмикання. Вони бувають дисковими (рис. 9.16, а), конусними (рис. 9.16, б) і барабанними (рис. 9.16, в), нормально увімкненими (як у зчепленні автомобіля) і нормально вимкненими.

Дискові фрикційні муфти (рис.9.16, а; 9.17) мають велику навантажувальну здатність і плавність вмикання при малих габаритах. Найчастіше застосовують сталеві загартовані або металокерамічні диски.

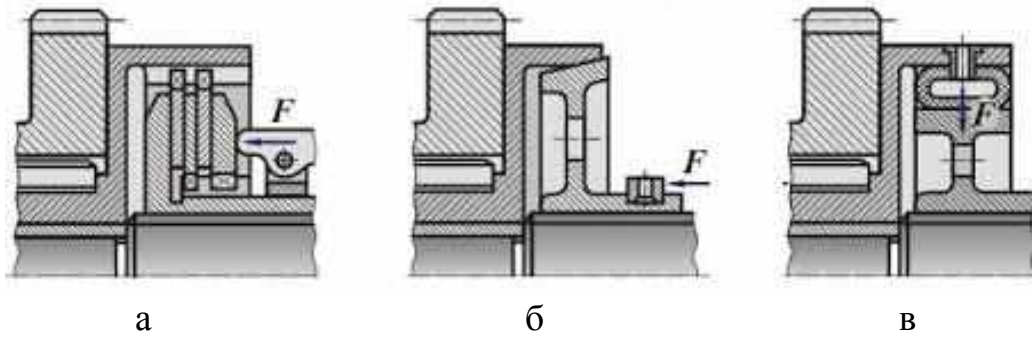


Рис. 9.16

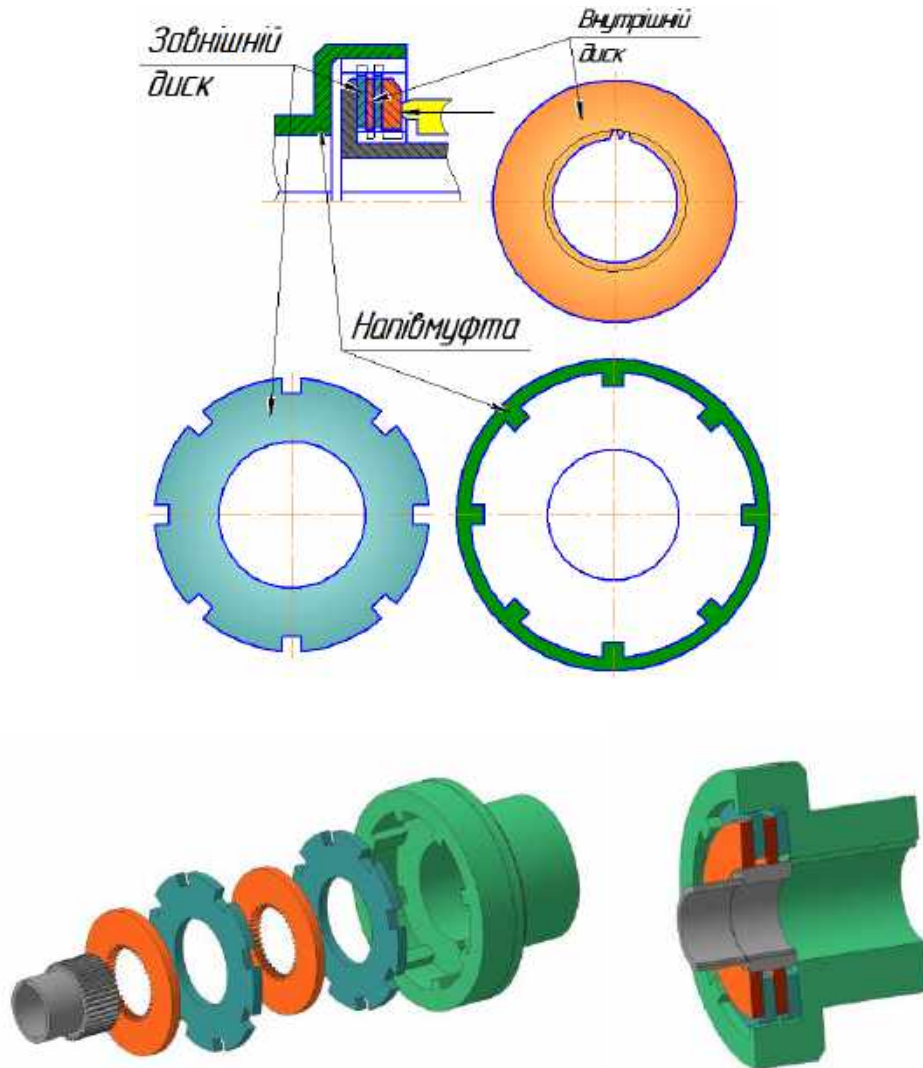


Рис. 9.17

Матеріали дисків повинні задовольняти вимогам, що пред'являються до матеріалів фрикційних передач. Типові матеріали дисків і допустимий питомий тиск наведено у довідковій літературі.

Основний вид руйнування фрикційних муфт – знос робочих поверхонь дисків.

Фрикційні муфти можуть використовуватися також як запобіжні. При досягненні граничного моменту диски починають прослизати, і обертання не передається.

9.5. Автоматичні (самокеровані) муфти

Виконують автоматично одну із наведених нижче функцій: обмеження навантаження, яке передається – запобіжні муфти; передачу навантаження (моменту) тільки у одному напрямку – обгінні муфти; вмикання і вимкання при заданій швидкості – відцентрові муфти.

Відцентрова муфта. Використовують для автоматичного з'єднання валів при досягненні заданої частоти обертання. До її складу входять ведена напівмуфта 1 (обойма), колодки 2 з фрикційними накладками, пружини 3, ведуча напівмуфта з осями 4, навколо яких можуть повертатися колодки 2 (рис. 9.18).

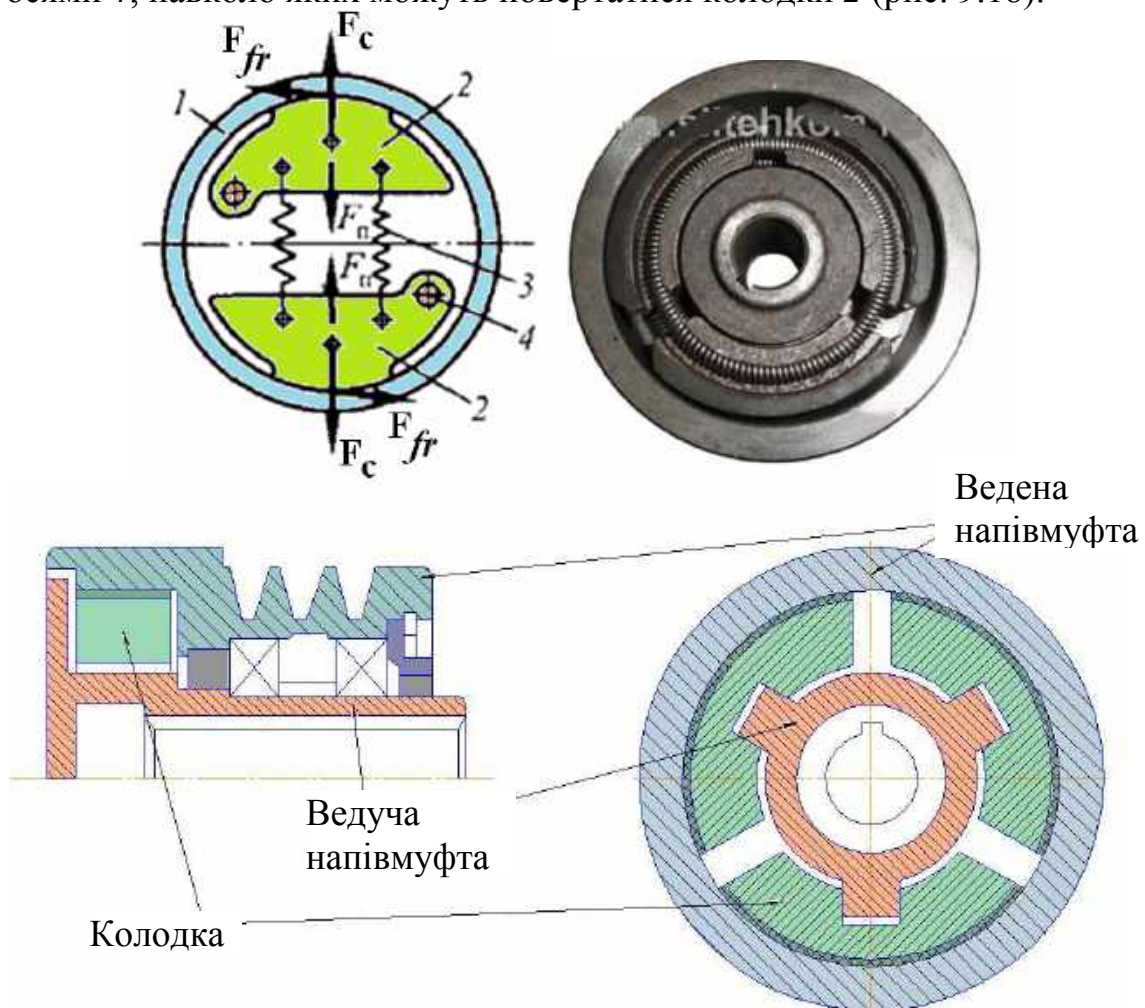


Рис. 9.18

Під дією відцентрової сили F_c колодки ведучої напівмуфти притискаються до циліндричної поверхні веденої і приводять її у обертання за рахунок сил тертя F_{fr} . При зниженні частоти обертання менше значення відцентрової сили F_c не долає силу пружини 3, зв'язок переривається.

Обгінні муфти (муфти вільного ходу, МВХ) передають крутний момент тільки у одному (заданому) напрямку і розривають кінематичний зв'язок при досягненні веденим валом швидкості обертання більшої, ніж ведучого. Муфти безшумні, компактні, можуть працювати при високій частоті обертання і передачі значних моментів.

Найчастіше використовують у системах запуску двигунів внутрішнього згоряння (від'єднують пусковий електродвигун від колінчастого вала після виходу на режим основного двигуна) і у трансмісіях вертольотів (вони забезпечують відключення від гвинта двигуна, який вийшов з ладу, і можливість переходу вертольота у режим авторотації).

До складу обгінних муфт входять: обойма 1, зірочка 2, ролики 3, штовхач 4 і пружина 5 (рис. 9.19).

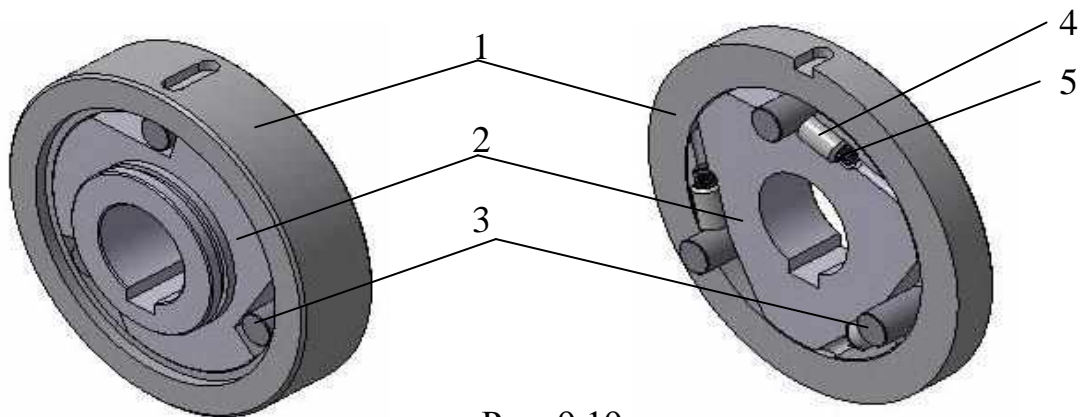


Рис. 9.19

Принцип роботи найпростіше показати на прикладі велосипеда: коли велосипедист перестає обертати педалі, та велосипед продовжує рухатися за інерцією, спрацьовує обгінна муфта, відключаючи заднє колесо від педалей, і вони не б'ють по ногах.

Коли зірочка 2 (рис. 9.19) обертається за годинниковою стрілкою зі швидкістю, що перевищує швидкість обойми 1, то під дією сил інерції і за рахунок впливу пружин 5 ролики 3 заклинюють у вузькій частині паза (рис. 9.20, а). Штовхачі 4 тримають ролики 3 у постійному контакті з обоймою 1. Таким чином, крутний момент передається з ведучого вала на ведений через зірочку, ролики і обойму.

При обертанні зірочки зі швидкістю, меншою ніж у обойми (двигун внутрішнього згоряння вийшов на режим холостого ходу або відмовив двигун вертольота) (рис. 9.20, б), або коли зірочка обертається у протилежному до обойми напрямку, ролики виходять у широку частину паза, між ними і обоймою виникає зазор, і вали роз'єднуються.

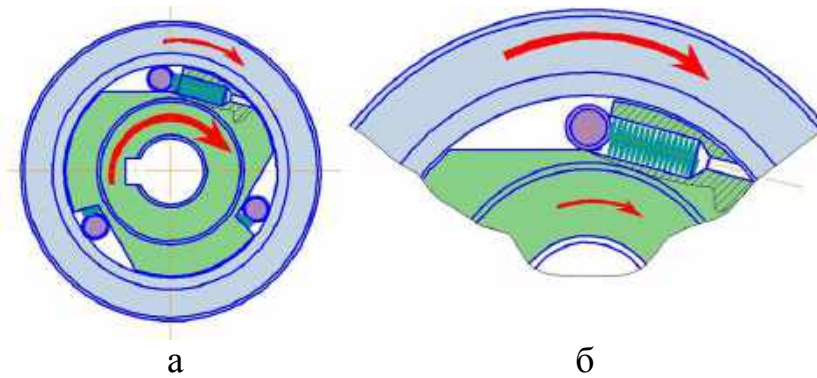


Рис. 9.20

Обойму муфти монтують у досить міцний і жорсткий корпус. Чим менше необхідний кут повороту муфти у процесі заклинювання, тим більш жорстким повинен бути корпус.

Працездатність муфти у значній мірі залежить від співвісності обойми і маточини. При неспіввісності навантаження між роликками розподіляється нерівномірно. Крім того, з'являється додаткове навантаження на опори.

Ролики муфти повинні бути постійно змащені; краще використовувати малов'язкі сорти масел. Більш в'язкі сорти сприяють збільшенню втрат при обгінному обертанні, в'язкість мастила має підвищуватися зі збільшенням навантаження муфт. Чистота мастила підтримується надійною фільтрацією або зміною його не рідше одного разу у 4-6 місяців.

Слабким місцем МВХ є робочі поверхні роликів, зірочки і обойми у місцях їх контакту, тому для підвищення зносостійкості рекомендується піддавати ці поверхні термічній обробці до твердості 57...63 HRC.

Муфта з руйнівним елементом містить штифт (рис. 9.21), який руйнується тоді, коли крутний момент досягає граничного, заздалегідь заданого значення. у результаті руйнування зв'язок переривається і для відновлення передачі моменту потрібна заміна зруйнованого елемента.

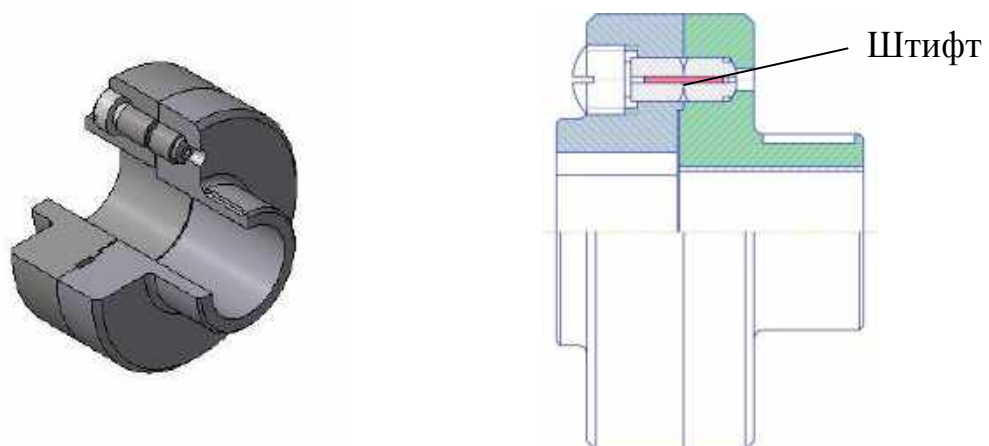


Рис. 9.21

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Заблонський, К. І. Деталі машин: підручник / К. І. Заблонський. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404 с.
2. Курмаз, Л. В. Розрахунки і проектування деталей машин: навч. посіб. / Л. В. Курмаз. – Харків: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 532 с.
3. Деталі машин: підручник / А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко та ін. – Київ : Агроосвіта, 2013. – 448 с.
4. Полетучий А. И. Основы конструирования деталей и механизмов аэрокосмических систем: учеб. пособие / А. И. Полетучий. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», 2008. – 465 с.
5. Овчаров, Б. З. Основы конструирования деталей машин: навч. посіб. у 2-х ч. / Б. З. Овчаров, А. В. Міняйло, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315 с.
6. Основы проектирования механических узлов авиационно-космической техники: навч. посібник / В. М. Доценко, В. М. Павленко, Ю. В. Ковеза та ін. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2013. – 328 с.
7. Тіщенко, Л. М. Раціональне проектування валів і осей: навч. посіб. для вузів / Л. М. Тіщенко. – Харків: Торнадо, 2001. – 174 с.
8. Основы конструирования деталей та вузлів машин: навч. посіб. для студ. інж.- техн. спец. вузів / В. І. Сарандачов [та ін.]. – 2. вид., перероб. і доп. – Д. : Системні технології, 2000. – 220 с.: іл.
9. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов ЛА: учеб. пособие для вузов / Н. А. Алексеева, Л. А. Бонч-Осмоловский, В. В. Волгин и др.; под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рощина. – М. : Машиностроение, 1989. – 456 с.
10. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2006.
11. Доценко, В. Н. Проектирование зубчатых передач: учеб. пособие / В. Н. Доценко, Ю. В. Ковеза. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2009. – 99 с.
12. Полетучий, А. И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / А. И. Полетучий. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2005. – 675 с.
13. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справ. / под. ред. Э. Б. Вулгакова. – М. : Машиностроение, 1981. – 374 с.
14. Ткаченко, В. А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В. А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2003. – 446 с.
15. Гаркуша, А. И. Редукторы силовых установок вертолетов и турбовинтовых двигателей: учеб. пособие / А. И. Гаркуша, В. С. Чигрин. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2010. – 56 с.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Критерії працездатності деталей машин.....	9
2. Особливості експлуатації деталей і вузлів ЛА.....	22
3. Вибір конструкційних матеріалів для деталей механізмів ЛА.....	23
4. Надійність деталей машин.....	25
5. З'єднання деталей ЛА.....	27
5.1. Нарізні з'єднання.....	27
5.2. Шпонкові та шліцьові з'єднання.....	56
5.3. Заклепувальні з'єднання.....	62
5.4. Зварні з'єднання.....	68
6. Механічні передачі.....	77
6.1. Загальна характеристика механічних передач.....	77
6.2. Зубчасті передачі.....	79
6.3. Черв'ячні передачі.....	111
6.4. Хвильові передачі.....	121
6.5. Передачі гвинт–гайка.....	127
6.6. Пасові передачі.....	141
7. Вали і осі.....	154
7.1. Розрахунок валів і осей на міцність.....	155
7.2. Розрахунок валів і осей на жорсткість.....	160
7.3. Розрахунок валів і осей на коливання.....	162
7.4. Заходи, що підвищують втомну міцність валів і осей.....	164
8. Підшипники.....	166
8.1. Підшипники ковзання.....	166
8.2. Підшипники кочення.....	176
9. Муфти.....	199
9.1. Постійні муфти.....	200
9.2. Компенсувальні муфти.....	201
9.3. Пружні муфти.....	203
9.4. Керовані (зчіпні) муфти.....	204
9.5. Автоматичні (самокеровані) муфти.....	207
Бібліографічний список.....	210